

火电厂

热工自动控制技术及应用

刘 禾 白 焰 李新利 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

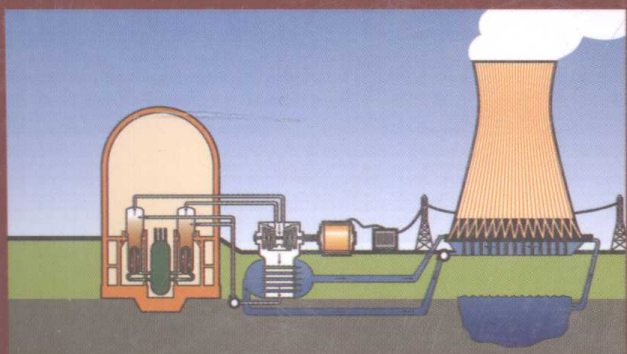


用电技术出版中心

010-58383410

责任编辑：孙 芳

电子信箱：sun_fang@cepp.com.cn



火电厂热工自动控制技术及应用

本书系统地阐述了过程控制的基本原理、基本方法，同时还介绍了许多新的控制理念、控制方法及其在火电厂大型单元机组上的实际应用。

全书共分三篇，第一篇主要是自动控制系统的基础知识，内容包括控制系统基本概念，热工对象动态特性，常规控制规律，单回路控制系统的分析、整定，以及串级控制系统、前馈-反馈控制系统、比值控制系统、复杂控制系统和多变量控制系统的系统组成和控制特点。第二篇为火电厂热工控制系统，内容包括汽包锅炉蒸汽温度控制系统，汽包锅炉给水控制系统，锅炉燃烧过程控制系统，单元机组协调控制系统，直流锅炉控制系统，循环流化床锅炉控制系统以及汽轮机旁路控制系统。第三篇为先进控制策略及其在火电厂热工控制系统上的典型应用。

本书可供从事热工自动控制的科研人员和火电机组运行人员阅读，也可作为自动化、测控技术与仪器、热能与动力工程以及相关专业的教学参考书。

ISBN 978-7-5083-7973-9



9 787508 379739 >

定价：42.00元

上架建议：电力工程 / 火力发电

火电厂

热工自动控制技术及应用

王 强 王 强 王 强 王 强



中国电力出版社
CHINA ELECTRICITY PRESS



火电厂

热工自动控制技术及应用

刘 禾 白 焰 李新利 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书系统地阐述了过程控制的基本原理、基本方法,同时还介绍了许多新的控制理念、控制方法及其在火电厂大型单元机组上的实际应用。

全书共分三篇,第一篇主要是自动控制系统的基础知识,内容包括控制系统基本概念,热工对象动态特性,常规控制规律,单回路控制系统的分析、整定,以及串级控制系统、前馈—反馈控制系统、比值控制系统、复杂控制系统和多变量控制系统的系统组成和控制特点。第二篇为火电厂热工控制系统,内容包括汽包锅炉蒸汽温度控制系统,汽包锅炉给水控制系统,锅炉燃烧过程控制系统,单元机组协调控制系统,直流锅炉控制系统,循环流化床锅炉控制系统以及汽轮机旁路控制系统。第三篇为先进控制策略及其在火电厂热工控制系统上的典型应用。

本书可供从事热工自动控制的科研人员和火电机组运行人员阅读,也可作为自动化、测控技术与仪器、热能与动力工程以及相关专业的教学参考书。

图书在版编目(CIP)数据

火电厂热工自动控制技术及应用 / 刘禾, 白焰, 李新利编著. —北京: 中国电力出版社, 2009

ISBN 978-7-5083-7973-9

I. 火… II. ①刘…②白…③李… III. 火电厂—热工工程—自动控制系统 IV. TM621.4

中国版本图书馆CIP数据核字(2008)第198212号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京丰源印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2009年2月第一版 2009年2月北京第一次印刷
787毫米×1092毫米 16开本 23.25印张 566千字
印数0001—3000册 定价: 42.00元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前言

随着科学技术的进步,我国的火电机组正朝着高参数、大容量、低能耗、少污染、高自动化的方向迅猛发展,火力发电生产过程的自动化水平显著提高,一些新的控制理念和控制方法已在新建大型火电机组上开始得到应用。为了满足广大从事热工自动控制的科研人员和火电机组运行人员学习提高的需要,同时也为了满足准备进入热工自动控制领域人员的学习要求,编写了本书。

热工自动化主要包括自动检测、顺序控制、自动保护和自动控制。本书主要介绍自动控制内容。全书共分三篇,第一篇主要介绍自动控制系统的基础知识;第二篇主要介绍火电厂组的热工控制系统,内容包括汽包锅炉和直流锅炉的蒸汽温度控制系统、给水控制系统和燃烧过程控制系统,此外,还介绍了单元机组协调控制系统,循环流化床锅炉控制系统以及汽轮机旁路控制系统;第三篇为提高部分,主要介绍先进控制策略的基本知识以及这些控制策略在火电厂热工控制系统上的应用。

在本书的编写中,考虑到 600MW 火力发电机组已成为当前我国的主力机组,因此重点介绍了 600MW 火力发电机组热工控制方法,特别介绍了一些新的控制理念和控制方法以及典型应用。另外,还介绍了循环流化床锅炉控制及在 300MW 机组的典型应用。以往汽轮机旁路控制多采用专业厂家的专门电子控制装置,缺乏统一性和通用性,但这样的局面在 600MW 火力发电机组有所改变,一些机组已采用计算机分散控制系统(DCS)进行控制。因此,本书增加了汽轮机旁路控制系统的介绍。

本书由华北电力大学自动化系刘禾、白焰和李新利编写。其中李新利编写第一篇,刘禾编写第二篇,白焰编写第三篇,最后由刘禾进行统稿。

本书的编写得到了华北电力大学自动化系杨国田的大力帮助,同时研究生刘征远、兰立刚、王亚婧等同学参与了部分章节的文字输入和绘图工作,在此,对他们表示衷心感谢!

限于编者水平,对新理论、新技术的认识和实践也在不断完善之中,书中的不足之处在所难免,敬请读者批评指正。

编者

2008年9月于北京

目 录

前 言

第一篇 自动控制系统基础

第一章	概论	1
第一节	热工自动化的发展	1
第二节	控制系统组成与分类	4
第三节	控制系统的控制性能指标	6
第二章	热工对象动态特性	10
第一节	概述	10
第二节	被控对象一般特性	11
第三节	建模方法	16
第四节	试验数据处理	20
第三章	常规控制规律	33
第一节	比例控制 (P 控制)	33
第二节	积分控制 (I 控制)	35
第三节	微分控制 (D 控制)	37
第四章	单回路控制系统	43
第一节	概述	43
第二节	被控对象特性对控制品质的影响	44
第三节	测量元件和变送器特性对控制质量的影响	50
第四节	调节机构特性对控制质量影响	51
第五节	单回路控制系统的参数整定	54
第六节	自动控制系统现场投运的一般步骤	65
第五章	串级控制系统	66
第一节	串级控制系统的组成	66
第二节	串级控制系统的特点	68
第三节	串级控制系统的应用范围	72
第四节	串级控制系统的设计原则	73
第五节	串级控制系统的整定	74
第六章	前馈-反馈控制系统	77
第一节	概述	77

第二节	前馈控制系统的形式	77
第三节	前馈控制器参数的整定	81
第七章	比值控制系统	83
第一节	概述	83
第二节	比值控制系统的类型	83
第三节	比值控制系统的设计和实施	86
第八章	其他复杂控制系统	90
第一节	分程控制系统	90
第二节	大延迟控制系统	93
第九章	多变量控制系统	100
第一节	概述	100
第二节	耦合程度描述	101
第三节	解耦控制系统设计	104

第二篇 火电厂热工控制系统

第十章	汽包锅炉蒸汽温度控制系统	114
第一节	过热蒸汽温度系统概述	114
第二节	过热蒸汽温度控制方案	117
第三节	过热蒸汽温度控制系统实例	122
第四节	再热蒸汽温度一般控制方案	126
第五节	再热蒸汽温度控制系统实例	130
第十一章	汽包锅炉给水控制系统	132
第一节	概述	132
第二节	给水流量调节方式	135
第三节	给水控制基本方案	136
第四节	给水全程控制	140
第五节	600MW 单元机组给水全程控制实例	147
第十二章	锅炉燃烧过程控制系统	153
第一节	概述	153
第二节	燃烧过程被控对象动态特性	157
第三节	燃烧过程控制基本方案	164
第四节	燃烧控制中的几个问题	168
第五节	中储式锅炉燃烧过程控制	175
第六节	直吹式锅炉燃烧过程控制	179
第七节	600MW 机组燃烧过程控制实例	189

第十三章 单元机组协调控制系统	204
第一节 概述	204
第二节 负荷指令处理回路	209
第三节 机炉主控制器	216
第四节 600MW 机组协调控制实例	223
第十四章 直流锅炉控制系统	235
第一节 直流锅炉特点	235
第二节 直流锅炉动态特性	238
第三节 直流锅炉基本控制方案	240
第四节 直流锅炉给水控制系统	242
第五节 直流锅炉过热汽温控制系统	254
第六节 超临界机组协调控制系统	259
第十五章 循环流化床锅炉控制系统	270
第一节 循环流化床锅炉及控制系统	270
第二节 燃烧过程控制任务与特性	273
第三节 燃烧过程控制系统	275
第四节 300MW 机组循环流化床锅炉控制	279
第十六章 汽轮机旁路控制系统	284
第一节 旁路系统及控制方案	284
第二节 600MW 机组旁路控制系统	287

第三篇 先进控制策略及应用

第十七章 先进控制策略	295
第一节 自适应控制	295
第二节 预测控制	304
第三节 模糊控制	308
第四节 神经网络控制	321
第十八章 先进控制策略应用	334
第一节 先进控制策略在汽温控制中应用	334
第二节 钢球磨中储式制粉系统的智能自适应解耦控制	348
参考文献	361

第一篇

自动控制系统基础

第一章 概 论

第一节 热工自动化的发展

一、热工自动化的发展阶段

电厂热工过程采用自动化技术已有较长的历史,1766年波尔佐诺夫发明的锅炉给水调节装置、1784年瓦特发明的蒸汽机离心摆调速装置,是热能动力设备最早的自动控制装置,也是整个自动化领域的早期成果。随着现代科学技术的发展,火力发电机组已由过去的中低压、中小容量发展到现在的高参数、大容量的单元机组,其生产过程的操作由运行人员手动控制到陆续采用各种自动控制装置,实现生产过程的自动控制,使火力发电厂的自动化水平日益提高和发展。

自动化控制技术是理论与技术相结合的一门专业,它的发展可分为理论与技术两个方面。从理论上,大致分为以下三个发展阶段:

(1) 20世纪50年代以前,一般以简单控制系统为主,机组容量小,自动化水平较低。理论基础是经典控制理论,它是用传递函数对被控对象进行数学描述,以根轨迹法和频率法作为分析和综合系统的基本方法。

(2) 20世纪60年代,生产设备走向大型化,生产系统日趋复杂,机组的运行与操作要求更为严格。原来的简单控制已不能满足生产要求,理论上以状态空间分析方法为基础,出现了现代控制理论。现代控制理论以线性系统为前提进行研究,这是控制理论质的飞跃。但实际生产过程应用中,效果并不十分理想。

(3) 由于被控对象机理复杂,难以建立精确的数学模型,第三代控制理论的出现以满足生产要求。以专家系统、神经网络控制和模糊控制为主,同时还有以专家系统、神经网络进行生产过程设备故障分析和性能分析。

从技术装备发展上来分,有以下三个阶段:

(1) 20世纪30~40年代,火力发电机组容量较小,热工生产过程主要是凭生产实践经验来控制,局限于一般的控制元件及机电式控制仪器,采用比较笨重的基地式仪表实现机、炉、电各自独立的分散的局部自动控制。机、炉、电各控制系统之间没有或很少有联系。

(2) 20世纪50~60年代,出现了电动单元组合仪表和巡回检测装置,因而实现了机、炉作为一个单元整体来进行集中控制,仪表盘装在一起监视,从而使机、炉启停运行更为协调,对提高设备效率和强化生产过程有所促进,适应了工业生产设备日益大型化与连续化发展的需要。

(3) 20世纪50年代末,计算机开始进入过程控制领域。最初它用于生产过程的安全监

视和操作指导,后来用于实现监督控制。1958年9月,美国 Sterling 电厂安装了第一个电厂计算机安全检测系统。1962年,美国小吉普赛电厂进行第一次电厂计算机控制的尝试,从此火力发电厂进入了计算机控制的发展历程。随着计算机技术的迅速发展,电厂热工过程控制又经历了以下几个计算机控制过程。

(1) 直接数字控制 (Direct Digital Control, DDC)。

由控制计算机取代常规的模拟调节仪表,直接对生产过程进行控制的系统称为直接数字控制。由于计算机造价很高,所以常常用一台计算机控制全厂所有的生产过程,即集中型计算机控制,如图 1-1 所示。

在这种系统中,输入计算机的模拟量要经过模/数 (A/D) 转换器转换成数字量;执行设备接受的计算机控制信号是通过数/模 (D/A) 转换器输出的模拟量。整个被控过程的各种状态参数和控制参数的处理,可以由一台独立的计算机来完成。

DDC 控制的主要优点是控制集中,能够很好地协调系统各个环节的控制。采用一般的工业控制微型计算机,就能容易地实现对若干个回路的统一控制。但是,当面对一个大的、复杂的被控过程时,DDC 控制系统的优点就变成了缺点。因为控制过于集中将带来系统安全性降低。

(2) 监督计算机控制 (Supervisory Computer Control, SCC)。

这种系统通常采用两级控制,如图 1-2 所示。所谓监督控制系统,就是针对某一特定的生产过程,依据生产过程的各种状态,按已有的控制策略或数学模型给出生产设备运行的最佳给定值,并将最佳值自动地或采用人工的方式,对 DDC 执行级的计算机或模拟调节仪表进行调整或设定,由 DDC 或调节仪表对被控过程实施控制的一种控制系统形式。

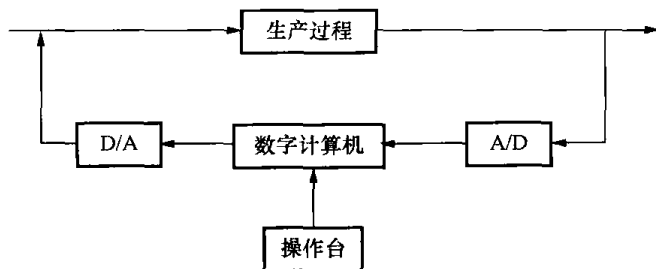


图 1-1 集中型计算机控制系统

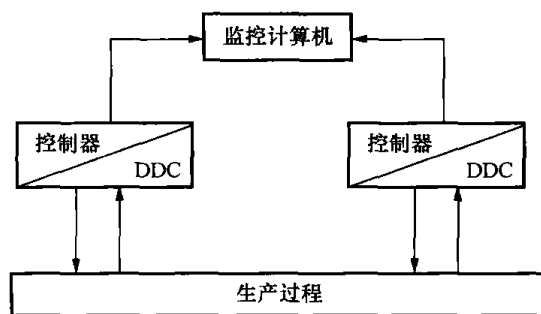


图 1-2 监督计算机控制系统

SCC 系统的特点是分级控制,下一级控制系统(如 DDC)主要的任务是保证系统的运行,而上一级的控制系统主要任务是保证被控过程始终处于最佳状态。直接影响 SCC 系统效果的因素是它的控制策略或数学模型。因此,要经常的运行过程中改进控制策略或数学模型,并相应修改控制算法和应用控制程序,以使系统达到最佳效果。

(3) 分散控制系统 (Distributed Control System, DCS)。

20 世纪 70 年代初,大规模集成电路和廉价微处理器的问世,使得计算机的可靠性和运算速度大大提高。火力发电厂采用了分散控制系统,它是纵向分层、横向分散的大型综合控制系统。以多层计算机网络为依托,将分布在全厂范围内的各种控制设备和数据处理设备连接在一起,实现各部分的信息共享和协调工作,共同完成各种控制、管理及决策功能。

DCS 克服了 DDC 中的集中控制缺点,采用了分散控制,使得控制集中带来的集中危险

也分散了, 因此系统的可靠性大大增加。从 20 世纪 80 年代中期, 我国一批大型火力发电机组开始陆续采用了 DCS。随着 DCS 的不断发展和成熟, 各大 DCS 厂家的产品也不断进行更新换代, 同时我国也研制了自己品牌的 DCS, 典型代表有国电智深、和利时和新华等公司, 这些公司 DCS 已在大型火力发电机组中广泛使用。

图 1-3 所示为一个分散控制系统的典型结构, 自下而上分别是: 现场级、控制级、监控级和管理级。

(4) 现场总线控制系统 (Fieldbus Control System, FCS)。

随着控制技术、计算机技术和通信技术的飞速发展, 数字化作为一种趋势, 正在从工业生产过程的决策层、管理层、监控层和控制层一直渗透到现场设备。如图 1-4 所示现场总线控制系统的出现代表了工业自动化领域中一个新纪元的开始。

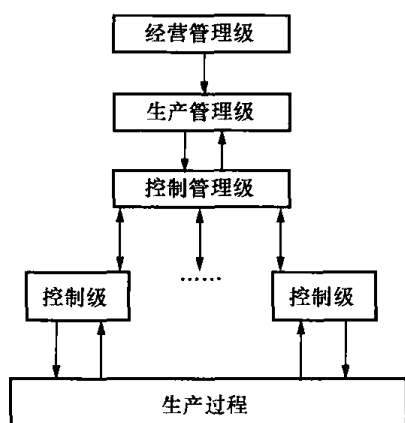


图 1-3 分散控制系统

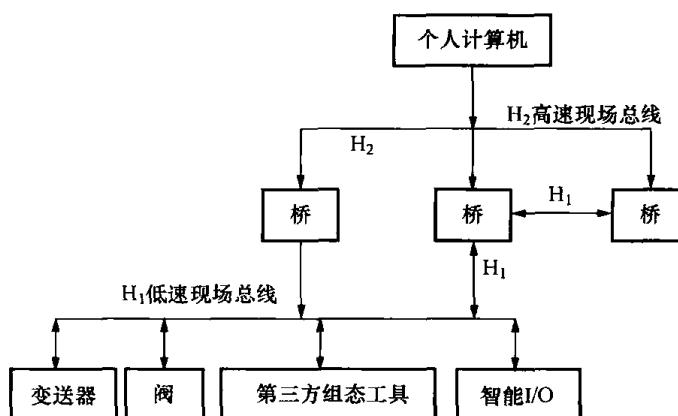


图 1-4 现场总线控制系统

现场总线是一种连接现场设备和控制中心设备的全数字、双向、多点、开放式的通信系统。现场总线系统将测控任务分散到现场设备中, 上位计算机只负责监控一些复杂的优化过程和先进控制功能的实现等工作。

采用现场总线控制系统取代分散控制系统能取得更高的经济效益。它可节省大量的通信电缆; 将控制功能下放到现场, 使过程控制更具有准确性、实时性和可靠性; 降低控制系统的设计、安装、调试和维护的工作量及相关费用等。在墨西哥 CFE 热电厂的 3 台机组使用 Smar 公司的 System302 现场总线控制系统, 装机总容量达 790MW, 运行都十分理想, 而且比 DCS 节省很多投资。

二、热工自动化的主要内容

早期的热工自动控制系统是非常简单的, 因发电机组的单机容量都很小, 对控制系统的要求也不高, 只要求对给水、汽温、汽压、汽机的转速作简单的控制, 整个机、炉、电也是分别控制的。随着技术的不断发展, 发电机组已由过去的中温、中压、中小容量发展到大容量、高参数的单元机组。对 300MW 以上的大型发电机组, 要求更高的可靠性和自动化水平, 否则它的事故会给电网造成巨大的损失。大型发电机组, 必须把机、炉、电看成一个整体, 从整体的观念来设计自动控制系统, 使机组安全经济运行。

图 1-5 所示为大型单元发电机组的负荷控制系统一般结构图。从图可见, 控制系统强调了机炉之间协调, 以求达到最佳运行状态, 在保证安全的前提下, 提高机组运行的经济性。这是与以前小型发电机组所不同的。

热工自动化主要包括以下几个内容。

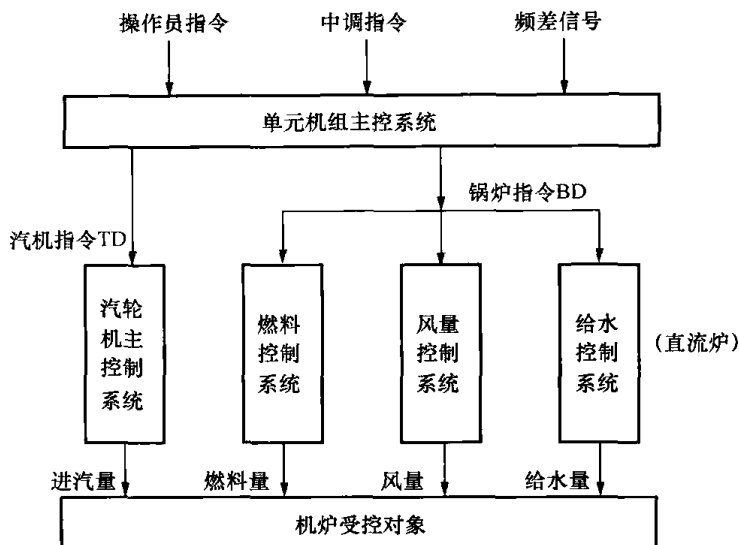


图 1-5 单元机组负荷控制

(1) 自动检测：对反映热工过程运行状态的物理量、化学量以及表征设备工作状况的参数进行自动的检查、测量和监视。常用的检测设备有模拟式仪表、数字式仪表、计算机图像显示、自动记录、打印和报警装置。

(2) 顺序控制：根据预先拟定的顺序及条件，自动地对机组进行启动、停止及其他操作，也称为程序控制。如汽轮机的自动启停，锅炉制粉系统的自动启停和切换，定期排污和定期吹灰等。

(3) 自动保护：发生事故时，自动采取保护措施，以防事故进一步扩大或保护设备使之不受严重破坏。如炉膛的灭火保护、汽轮机的超速保护、锅炉的超压保护以及发电设备的过电压、过电流保护等。

(4) 自动控制：自动地维持生产过程在规定的工况下进行，又称自动调节。热工过程的调节目的是维持一个或几个能够表征热力设备正常工作状况的物理量，为规定值或按一定规律变化。

对热工自动控制设备与系统的要求：

- (1) 工作可靠，在任何情况下，都有操作手段能双向平衡无扰动切换。
- (2) 专用的监控装置，对工况监视、报警、联锁。
- (3) 设备的抗干扰性能强。
- (4) 使用和维护方便。

第二节 控制系统组成与分类

一、控制系统的组成及术语

在工业生产过程中，为保证生产的安全性、经济性，保持设备的稳定运行，必须对生产过程中的一些物理参数进行调节，使它们保持在所要求的规定值附近，如火力发电厂中锅炉蒸汽的温度与压力、汽包水位、炉膛负压和汽轮机的转速等。在设备运行中这些参数总要经常受到各种因素影响而偏离规定值，此时运行人员要及时操作，对它们加以控制，使这些参数保持在额定的数值范围。这一操作过程就是调节。若由人工操作来完成，叫人工调节；若用自动控制装置来完成，叫自动调节。

下面以如图 1-6 所示的汽包水位控制来说明控制系统的组成及术语。

要保证锅炉正常运行，必须维持锅炉水位。若水位过低，会破坏水循环，引起水冷壁破裂，严重时则易烧干锅，发生事故；若水位过高，则会破坏汽水分离装置的正常工作，易使蒸汽带水，并有溢出的危险。理想情况下（不排污），要保持水位一定，满足进水量等于蒸

汽流量。当给水量不变，蒸汽流量变化，会使水位变化；当蒸汽流量不变，给水压力变化，会使给水量变化，最后使水位变化。

在稳定工况下，被调量水位等于给定值，这时不需要调节。若有扰动发生，使被调量水位偏离给定值，通过测量变送器传送，与给定值形成偏差送入控制器中，控制器输出调节指令给调节阀，从而控制给水流量，维持锅炉水位在给定值。

由图 1-6 可知，对锅炉水位控制必须有检测元件与变送器、控制器、调节阀，其方框图如图 1-7 所示。

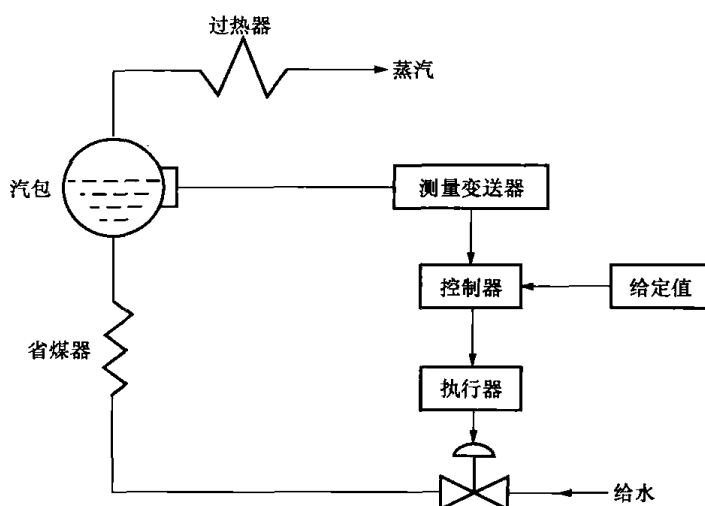


图 1-6 汽包水位自动控制示意图

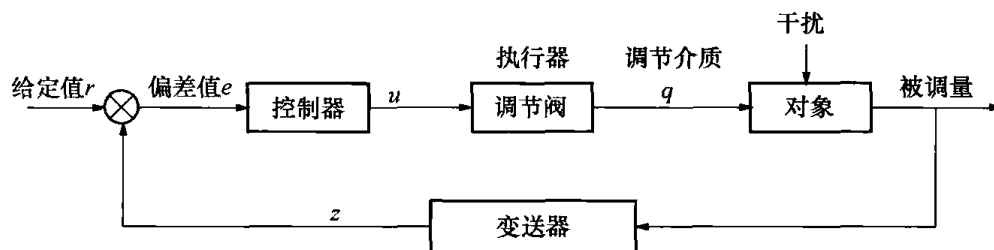


图 1-7 汽包水位自动控制系统原理框图

控制系统中常用的术语如下所述。

(1) 被控对象（对象或过程）：被控制的设备或机器，在汽包水位自动控制系统中的被控对象是锅炉汽包。

(2) 被控参数（被调量）：按照生产过程的要求，某些工艺参数应维持在预定的变化范围内，如对它们进行控制，它们就叫做被控参数。在汽包水位自动控制系统中的汽包水位就是被控参数。如一个控制系统中只控制一个参数，则此自动控制系统称为单变量控制系统，调节两个以上的物理量的称为多变量系统。

(3) 干扰（扰动）：在生产过程中，凡是影响被控参数的各种作业都叫干扰（扰动）。一般分内扰和外扰。内扰指调节阀（调节阀未动作）所在通道的物质或能量的各种因素变化引起的干扰。汽包水位自动控制系统中：给水压力变化的干扰就是内扰。外扰指除内扰以外的其他一切干扰。如汽包水位自动控制系统中蒸汽流量的变化就是外扰。为了进行实验求取被控对象的动态特性，常人为地用调节阀的开大或关小来引起被调量发生变化，这种用调节阀开度变化来产生的干扰称为基本扰动。

(4) 调节量（调节介质）：由控制作用来改变并去控制被调量变化的物理量。如汽包水位自动控制系统中的给水流量。

(5) 测量元件：将被控参数的物理量转换成一种电信号（或其他信号）的传感测量装置。

(6) 测量值 z ：变送器的输出值。

(7) 给定值 r ：根据生产要求，被调量需达到的数值。

(8) 偏差 e : 偏差等于给定值与测量值的之差。

仪表制造部门定义: $e = z - r$ 为正作用, 这时测量值 z 增大, 仪表输出增加; 反之, $e = r - z$ 为反作用, 这时测量值 z 增大, 仪表输出减小; 仪表的正、反作用与调节阀的正、反作用一起, 构成控制系统的负反馈控制。如在汽包水位控制系统中, 调节阀采用气关阀, 则控制器应取正作用, 这样才能达到控制的目的。

(9) 调节机构: 用来改变进入被控对象的物质或能量的装置, 主要有调节阀、挡板、电动机调速器。调节阀有电动调节阀和气动调节阀, 其中气动调节阀又分气开阀和气关阀。

(10) 闭环与开环: 系统输出的被调量和输入端之间存在着反馈回路的系统称为闭环系统; 反之, 被调量未以任何形式反馈到输入端的则称为开环系统。

控制系统的主要组成如下所述:

(1) 被控对象;

(2) 检测元件与变送器: 用来测量被调量, 并把被调量转换为与之成某种便于传送和综合的信号;

(3) 控制(调节)器: 接受被调量信号和给定值信号, 并对偏差信号进行一定规律控制, 其输出送至执行器。

(4) 调节机构(调节阀): 根据控制器送来的控制指令去改变调节量(调节介质)来控制被调量。

二、过程控制系统的分类

过程控制系统的分类方法有很多种。按结构分可分为单变量控制系统和多变量控制系统。单变量控制系统只有一个被调量, 而多变量控制系统有两个或更多个被调量, 这些被调量互相影响、互相制约, 因而不能一个一个地单独加以调节; 按工艺参数分可分为流量控制系统、压力控制系统等; 按控制任务分可分为比值控制、前馈控制等; 按装置分可分为常规过程控制系统、计算机控制系统(DCS、FCS); 按闭环分可分为开环控制系统、闭环控制系统。

每一种分类方法只反映了控制系统的某一方面的特点, 但是在分析控制系统时, 给定值的形式不同, 会涉及不同的分析方法, 所以可将控制系统按给定值的不同来进行分类, 主要有三种:

1. 定值控制系统

被调量的给定值恒定不变, 电力工业生产多数都属于定值控制系统, 如汽包水位自动控制系统就是一定值控制系统。

2. 随动控制系统

被调量的给定值是不断变化, 而这种变化往往是无规律的, 是未知的时间函数。被调量也是跟随给定值而随机变化, 如接受中调指令的单元发电机组负荷控制系统就是一例。

3. 程序控制系统

被调量的给定值是变化的, 变化规律是一个已知的时间函数。如汽轮机启动过程中, 要求汽轮机的转速按一定程序上升。锅炉在滑压启动过程中, 汽压和汽温要按预先给定的曲线变化。

第三节 控制系统的控制性能指标

在自动控制系统中, 把被调量不随时间而变化的平衡状态称为静态(或稳态), 把被调

量随时间变化的不平衡状态称为动态。当有扰动发生时,系统的平衡状态被破坏,被调量偏离给定值,控制器、调节阀相应动作以改变调节量的大小,使被调量回到给定值,系统恢复平衡状态。这样,从扰动发生,经过调节,直到系统重新建立平衡,即系统从一个平衡状态过渡到另一个平衡状态的过程,称为控制系统的过渡过程。可见,控制的过程就是克服干扰的过程。一个系统的优劣在稳态下难以判别,只有在过渡过程中才能体现出来。

一般而言,当系统受到干扰时,会出现如图 1-8 所示的四种典型的过渡过程。

图 1-8 (a) 是一个衰减振荡过程,被控参数经过一段时间的振荡后,能很快地趋向于一个新的平衡状态,这种过渡过程是比较理想的。

图 1-8 (b) 所示是非周期过程,也称单调过程,被调参数没有振荡,单调趋向于一个新的平衡状态,这种过渡过程的时间一般较长。这两种情况下被控参数最后都能重新达到平衡值,这个新的平衡值,可能是扰动前被调量的数值,也可能是一个新的数值,这两种过渡过程都称为稳定过程。图 1-8 (c) 所示是发散振荡过程,被控参数的变化幅度越来越大,直到超出限值,或受到限幅保护装置的限制为止,这种过程称为不稳定过程。图 1-8 (d) 所示是等幅振荡过程,被控参数的数值以及调节机构的位置都作等幅振荡,幅值既不衰减也不发散,这种过渡过程称为边界稳定过程。

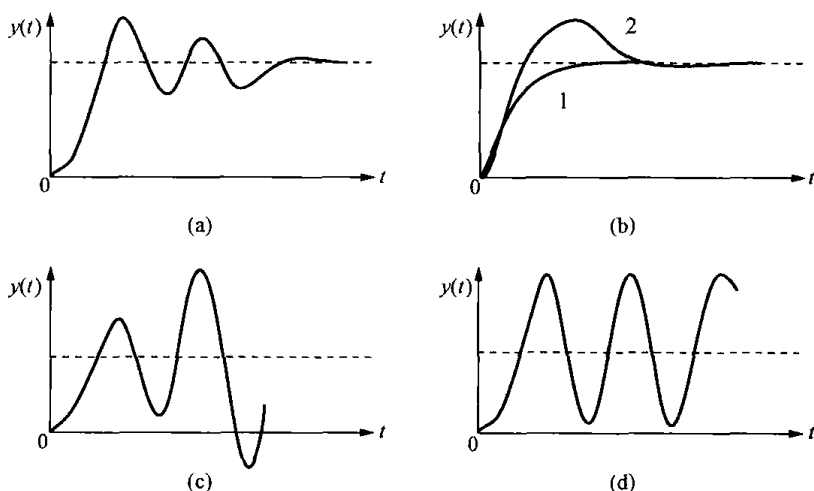


图 1-8 典型的过渡过程形式

(a) 衰减振荡; (b) 非周期过程; (c) 发散振荡; (d) 等幅振荡

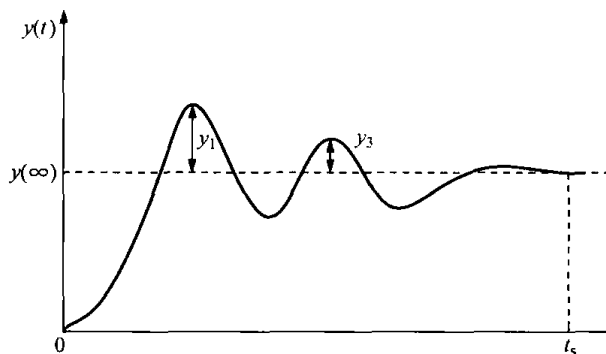


图 1-9 典型的过渡过程曲线

衡量一个控制过程的质量,是在稳定的前提下,即控制系统在受到干扰作用后,在控制装置的控制作用下,控制系统能恢复到一个新的平衡状态,这称为稳定系统,如图 1-9 所示。在此前提下,有四个常用指标:

(1) 衰减比和衰减率。

衰减比或衰减率可以衡量一个控制系统的稳定程度,定义为

$$\text{衰减比: } \eta = \frac{y_1}{y_3} \quad (1-1)$$

$$\text{衰减率: } \phi = \frac{y_1 - y_3}{y_1} \quad (1-2)$$

式中: y_1 和 y_3 是被控参数从新稳定值 $y(\infty)$ 起的第一和第三波峰值。

衰减率 ϕ 和系统稳定性之间的关系如下:

$0 < \phi < 1$, 过渡过程为衰减振荡过程,如图 1-8 (a) 所示。

$\phi = 1$, 过渡过程为非周期过程,如图 1-8 (b) 所示。

$\varphi=0$ ，过渡过程为等幅振荡过程，如图 1-8 (d) 所示。

$\varphi<0$ ，过渡过程为发散振荡过程，如图 1-8 (c) 所示。

热工控制过程中一般要求 $\varphi=0.75$ 和 0.9 ，对应的衰减比是 4:1 和 10:1。

(2) 最大偏差和超调量。

最大偏差和静态偏差可以衡量控制系统的准确性。

最大偏差：被调量偏离给定值的最大偏差值。通常要求被调量的偏差即使在可能出现的最大扰动作用下，也不超过生产过程所允许的变动范围。

$$\text{超调量} = \frac{y_1}{y(\infty)} \times 100\% \quad (1-3)$$

(3) 余差（静态偏差）：新的稳态值 $y(\infty)$ 与给定值之间的差值。

(4) 调节时间（控制时间 t_s ）。

调节时间可以衡量控制系统的快速性，即从原来的平衡状态被破坏到另一个新的平衡状态所需要的时间 t_s 。理论上， t_s 是趋于 ∞ 的，实际上，被调量恢复到给定值的 95% 的范围时，就认为是稳定的，这时的时间就是 t_s 。调节时间越短，系统的品质也就越好。

衰减比或衰减率、最大偏差或超调量和调节时间是衡量控制系统的动态指标，而余差是衡量控制系统的静态指标。

在计算机控制系统中，常用误差积分指标衡量控制系统性能的优良程度。误差积分是指在单位阶跃扰动下的被调量与稳态值之间偏差的某个函数（或权函数）的积分值。它是一类综合指标，希望它越小越好，不同的形式如下所述。

(1) 误差积分（IE -Integral error）。

$$J = \int_0^{\infty} e(t) dt \quad (1-4)$$

误差积分的缺点在于其系统的过渡过程是振荡的， $e(t)$ 的数值有正有负，其积分值互相抵消，则会导致一个错误结论。一个等幅振荡的过程，积分值为零，这个调节质量很不好的过程反而成为误差积分值最佳的过程。

(2) 平方误差积分（ISE -Integral time absolute error）。

$$J = \int_0^{\infty} e^2(t) dt \quad (1-5)$$

平方误差积分在一定程度上克服了误差积分的缺点，但是由于平方误差积分强调了偏差的平方，按此积分值最小所设计的系统往往具有较小的最大动态偏差，过程具有较大振荡，衰减率偏小。

(3) 绝对误差积分（IAE -Integral absolute error）。

$$J = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (1-6)$$

绝对误差积分既克服了误差积分的正负偏差相消的弊病，又补偿了平方误差积分过于强调偏差值而忽略衰减率的不足之处。按绝对误差积分准则最小所设计的调节系统，具有较合适的衰减率和动态响应，但对于过阻尼（衰减率较大）和过分欠阻尼（衰减率较小）的系统，这个积分的选择性不太好，即其相邻积分值相差不多，不易找出其极值点。

(4) 时间与绝对误差乘积积分（ITAE -Integral time absolute error）。

$$J = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt \quad (1-7)$$

时间与绝对误差乘积积分着重解决过渡过程拖得较长的缺陷。

总之，不同的积分公式意味着估计整个过渡过程优良程度时的侧重点不同，但它们都不能都保证控制系统具有合适的衰减率。通常的做法是首先规定衰减率的要求，在此前提下，再考虑使误差积分最小。

第二章 热工对象动态特性

第一节 概 述

被控对象动态特性是进行控制系统方案设计的重要依据之一，同时也可用于控制系统的控制参数整定。一个控制系统构成的好坏，在很大程度上取决于对被控对象动态特性了解的程度。因此研究对象的动态特性，可以合理地选择自动控制方案和设计最佳控制系统。

本章的被控对象动态特性主要是指过程控制对象的输出与输入之间的动态关系。

被控对象动态特性常用被控对象的数学模型来描述（也可有其他形式的描述，输入输出曲线的描述），而被控对象往往存在非线性因素、分布参数（如锅炉炉膛温度分布不相同）等特性，为了简化对象的数学模型，常常需要进行线性化处理，并将分布参数作集中参数来近似处理。一般而言，按被调量的数量可将被控对象分为多输入/单输出对象和多输入/多输出对象。

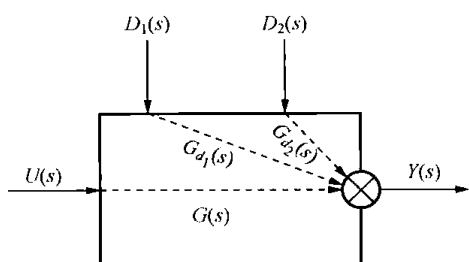


图 2-1 多输入单输出系统

一、多输入/单输出对象

这类对象具有一个输出信号，即被调量 Y ，但是，一般它又具有多个输入信号，如图 2-1 所示。在多个输入信号中，选取一个输入信号作为控制作用 U ，而其余的输入信号就都看作是扰动作用 D_1 、 $D_2 \cdots$ 。

设讨论的被控对象为线性对象，则对于如图 2-1 所示被控对象的输入与输出之间可有如下关系。

$$Y(s) = G(s)U(s) + G_{d_1}(s)D_1(s) + \cdots + G_{d_n}(s)D_n(s) \quad (2-1)$$

式中： $U(s)$ 为控制信号； $D_i(s) (i=1, 2, \cdots, n)$ 为扰动信号； $Y(s)$ 为输出信号； $G(s)$ 为控制作用下对象的传递函数，所谓“控制通道”即控制与被调量之间的联系； $G_{d_1}(s), \cdots, G_{d_n}(s)$ 为相应干扰下的传递函数，所谓“干扰通道”即干扰与被调量之间的联系。

在锅炉汽包水位控制系统中，引起被调量水位变化的因素有给水流量、蒸汽流量、燃烧率等，如图 2-2 所示。其中，通常采用改变调节阀开度来改变给水流量，从而控制水位，因此是控制通道。蒸汽流量的改变引起水位变化是干扰通道。

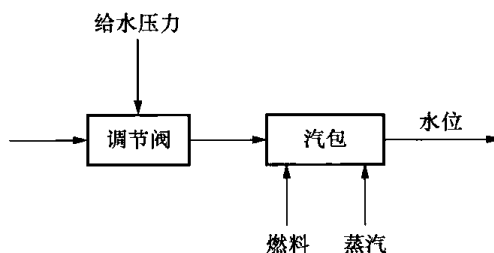


图 2-2 影响汽包水位的因素

要全面了解被控对象的动态特性，必须了解各通道的动态特性，而这往往比较困难。由于控制通道在控制系统的闭环以内，所以它的动态特性影响着控制的稳定性和过渡过程的性能。而干扰通道在闭环系统外，它只是影响被调量的过渡过程，不影响控制系统的稳定性。因此，在分析和整定控制系统时，最主要的是应该掌握控制通道的动态特性。以后除非特殊说明，被控对象动态特性就是指控制通道的动态特性。

二、多输入/多输出对象

对于有些被控对象要求控制的被调量两个以上，而且多种因素引起这些被调量变化，这时，被控对象就是一个多输入多输出对象，如图 2-3 所示。

被控对象的输入与输出之间可有如下关系

$$Y(s) = G(s)U(s) + G_d(s)D(s) \quad (2-2)$$

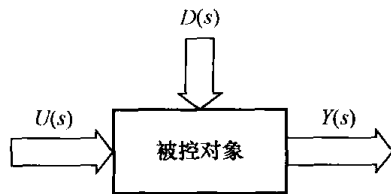


图 2-3 多输入/多输出系统

式中： $U(s)$ 为多维控制信号； $G_d(s)$ 为扰动通道传递函数矩阵； $D(s)$ 为干扰信号； $Y(s)$ 为多维输出信号； $G(s)$ 为控制通道传递函数矩阵。

一个多输入多输出的被控对象分两种情况：

(1) 当 $G(s)$ 是对角矩阵时，被控对象被划分若干个单输入单输出的独立被控区域，每调节机构只对一个被调量起作用，因此可按具有一个被调量的对象来处理。

(2) 当 $G(s)$ 是非对角矩阵时，每一个控制信号除了影响“自己的”被调量外，还影响其他被调量，即耦合问题。可用解耦控制来解决多变量控制的耦合问题。

被控对象的动态特性原则上可由机理分析求出动态方程来描述，但是由于被控对象的复杂性，要准确得到它的数学表达式很困难，或者导出的动态方程过于复杂，因此，工程上常用试验方法来获得被控对象的动态特性。

第二节 被控对象一般特性

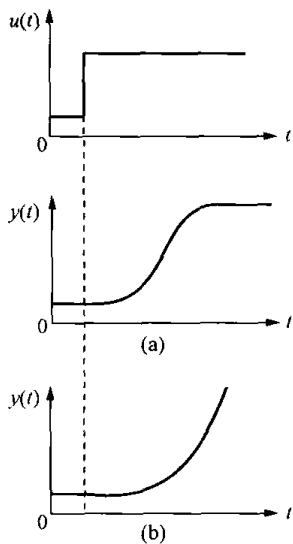


图 2-4 被控对象的阶跃响应曲线
(a) 被调量变动；(b) 被调量不变动

对于大多数生产过程对象，在系统开环控制下，控制信号 u 如图 2-4 所示发生阶跃变化时，被调量会出现如图 2-4 (a)、(b) 所示两种情况。

一种情况是，被控对象在受到阶跃扰动后，经历了一个非周期过程，最后被调量达到新的平衡值，如图 2-4 (a) 所示。下面我们以一个单容水箱来举例说明。

图 2-5 中的水箱的截面积 A ，流入水箱的水量为 Q_1 ，由流入侧控制阀 1 控制；流出量为 Q_2 ，由流出侧阀门 2 控制；水箱水位为 h 。设 t_0 时刻前，水箱系统处于平衡状态，即此刻的流入量 Q_1 等于流出量 Q_2 ，水位稳定在 h 上，流入侧控制阀开度为 u_{10} 。

t_0 时刻，控制阀 1 阶跃开大 Δu ；流入侧阀门的开大使流入量随即阶跃增加 ΔQ_1 ，即为 $Q_1 + \Delta Q_1$ ；流出侧阀门 2 开度不变，即仍为 Q_2 。这样水箱水位在 t_0 时刻的不平衡流量 $\Delta Q = \Delta Q_1$ 的作用下开始上升，其上升速度与 ΔQ_1 成正比。水箱水位的上升造成流出量 Q_2 的增加，设其增加量为 ΔQ_2 ，而且随水位的上升， ΔQ_2 越来越大，即不平衡流量由 $\Delta Q = \Delta Q_1$ 变为 $\Delta Q = \Delta Q_1 - \Delta Q_2$ ，而且越来越小，因此水箱水位 h 的上升速度也就越来越小，直到 t_s 时刻， $\Delta Q_1 = \Delta Q_2$ ，使 $\Delta Q = 0$ ，水箱水位 h 不再上升而稳定在一个新的数值上。

单容水箱的阶跃响应曲线如图 2-6 所示。由图可以看出，水箱水位在受到流入侧的流入

量阶跃扰动后, 开始上升速度较大, 随后速度越来越小, 最后变化速度为零。从水位 h 的数值看, 在扰动开始后并没有立即上升, 而是经历一段时间慢慢上升到稳态值。从反应扰动的观点看, 单容水箱具有惯性; 从受到扰动后无需外部干预水位仍能恢复到新的稳态值来说, 该对象具有自平衡能力。

第二种情况是, 被控对象在受到阶跃扰动后, 被调量不断变化,

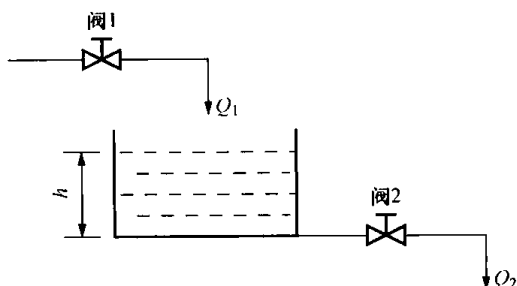


图 2-5 单容水箱示意图 (一)

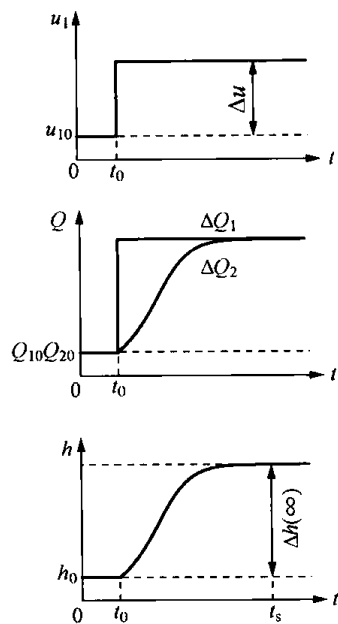


图 2-6 阶跃响应曲线 (一)

其变化速度趋近于某一数值, 如图 2-7 所示。仍以单容水箱为例说明。

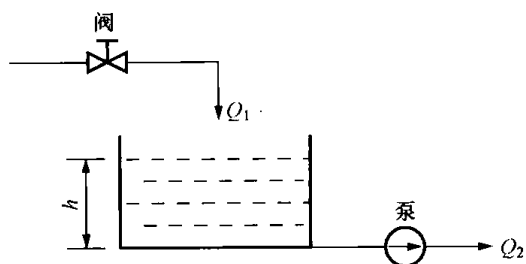


图 2-7 单容水箱示意图 (二)

图 2-7 所示和图 2-5 所示在结构上的差别就在水箱的流出侧。前者对象的流出量 Q_2 取决于泵的特性与工作状态, 与水箱水位无关; 而后者对象的流出量 Q_2 在阀 2 的开度一定时随水位变化而变化。设 t_0 时刻前, 水箱系统处于平衡状态, 流入侧控制阀开度为 u_0 , 流入量为 Q_1 , 流出量为 Q_2 , 且 $Q_1 = Q_2$, 水箱水位为 h 。 t_0 时刻,

控制阀 1 阶跃开大 Δu ; 流入量随即阶跃增加 ΔQ_1 , 即为 $Q_1 + \Delta Q_1$; 由于流出量 Q_2 的变化量仅取决于泵的工作状态, 因此, $\Delta Q_2 = 0$, 这样水箱水位存量变化 ΔQ_1 。自扰动发生后不平衡流量恒为 ΔQ_1 , 使水位以初始速度线性上升, 直到水箱盛满水从顶部溢出, 其响应曲线如图 2-8 所示。

对第一种情况 (如图 2-5 所示) 称为有自平衡能力对象: 即对象受到干扰作用, 平衡状态被破坏后, 在不需要任何外力作用 (不进行控制) 下, 依靠对象自身的能力, 被调量可以自发地恢复平衡。如图 2-5 所示中的水箱, 阀门开大, 流入量大于流出量, 则水位升高, 会导致流出量变大, 最后流出量等于流入量, 水箱水位达到一个新的平衡。

对第二种情况 (如图 2-7 所示) 称为无自平衡能力对象: 即对象在受到扰动后, 其被调量不能依靠对象自身能力使之趋于某一稳定值。

对象有无平衡能力完全取决于对象本身的结构, 在阶跃干扰作用时能通过被调量的变化来抵消输入干扰的作用而重新达到平衡, 则该对象有自平衡能力, 否则就没有自平衡能力。

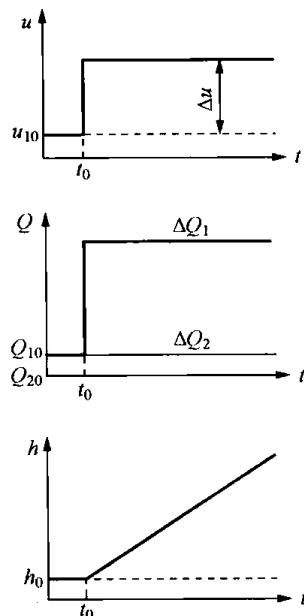


图 2-8 阶跃响应曲线 (二)

一、有自平衡能力对象的动态特性

多数有自平衡能力对象的动态特性可以用以下几种数学模型近似描述。

1. 一阶惯性环节

当对象的阶跃响应曲线如图 2-9 所示的单调曲线, 则可以用 $G(s) = \frac{K}{Ts+1}$ 来近似描述对象。

其中: 放大系数 K 为对象的静态特性; K 的量纲为 $\frac{\text{被调量的量纲}}{\text{控制量的量纲}}$; 对于线性系统, K

为常数; 时间常数 T 表示对象反应的快慢, T 的量纲是秒。图 2-10 所示为不同时间常数对象的阶跃响应曲线。

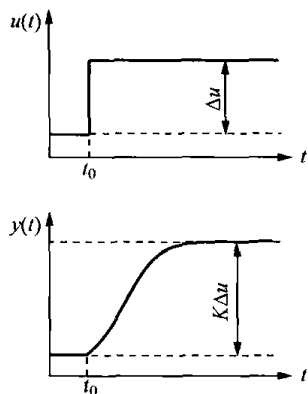


图 2-9 有自平衡能力对象的阶跃响应曲线 (一)

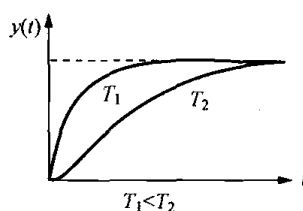


图 2-10 不同时间常数对象的阶跃响应曲线

2. 一阶惯性环节加纯迟延

当对象具有纯迟延, 其阶跃响应曲线为 S 形曲线, 如图 2-11 所示, 可用 $G(s) = e^{-\tau s} \frac{k}{Ts+1}$

来近似描述对象。

如图 2-12 所示也是一个水箱系统, 与如图 2-5 所示的水箱系统不同之处就是控制流入水量的阀门 1 与水箱之间有一段距离 (不容忽视)。设某一个时刻控制阀门 1 阶跃开大 Δu_1 , 则其流出量 Q_1 随即阶跃增大 ΔQ_1 。因为水流过一段距离需要时间, 所以流入水箱引起水位变化的流入量 Q_1' 并不能立即变化。显然被调量水箱水位 h 的变化也要顺延一段时间。

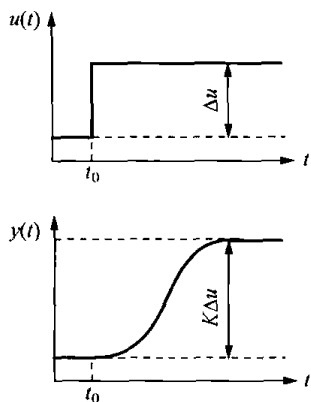


图 2-11 有自平衡能力对象的阶跃响应曲线 (二)

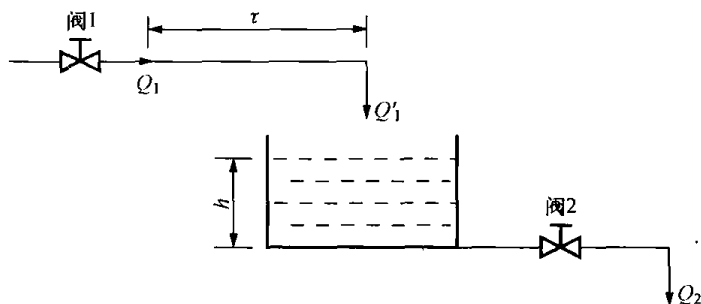


图 2-12 有迟延单容水箱示意图

上述被调量变化的时刻落后于扰动发生的时刻的现象叫做对象的传递迟延。由于迟延是物质 (或能量) 在传输过程中因传输距离的存在而产生的, 所以又称为传输迟延或纯迟延。

对于具有传递迟延的对象, 为了分析方便往往将引起迟延的因素从对象中分离出来, 作为一个独立的环节。在如图 2-12 所示的系统中, 设进入水箱的流入量 Q'_1 与水位之间的传递函数为 $G'(s)$, Q'_1 与 Q_1 之间存在传输时间 τ , 即

$$\frac{G_{Q'_1}(s)}{G_{Q_1}(s)} = e^{-\tau s} \quad (2-3)$$

则整个水箱系统的传递函数为

$$G(s) = G'(s)e^{-\tau s} \quad (2-4)$$

传递迟延可能发生在流入侧 (即控制阀), 也可能发生在流出侧 (即负荷侧), 或者两侧都存在。由于测量元件安装不当也可能引起传递迟延。迟延发生在流入侧, 控制作用将不能及时影响被调量; 迟延发生在流出侧, 将造成调节器在被调量发生变化时不能立即动作。总之, 在设计主设备及其控制系统时, 应尽量避免或减小对象的传递迟延。

3. 高阶惯性环节或高阶等容环节

当对象为多容对象, 其阶跃响应曲线为 S 形曲线, 如图 2-13 所示, 可用

$$G(s) = \frac{K}{(T_1 s + 1) \cdots (T_n s + 1)} \text{ 或 } \frac{K}{(Ts + 1)^n} \text{ 来近似描述对象。}$$

图 2-14 是一个有自平衡能力双容水箱的示意图, 它由两个单容水箱串联组成。水箱 1 叫做前置水箱, 水箱 2 叫做主水箱, 系统的被调量设为主水箱水位 h_2 。

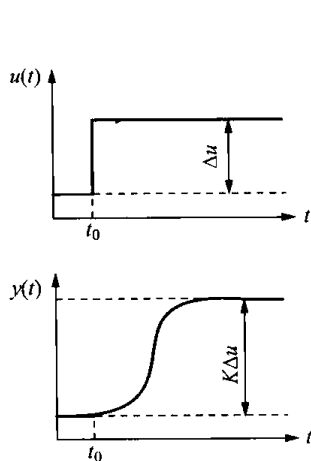


图 2-13 有自平衡能力对象的阶跃响应曲线 (三)

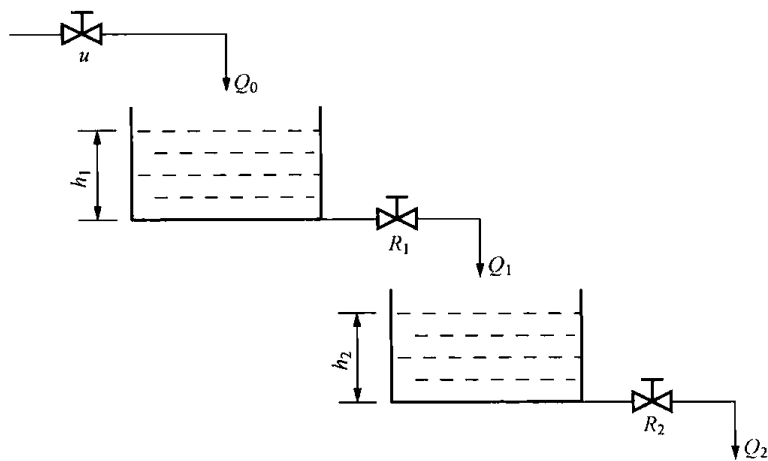


图 2-14 双容水箱示意图

设 t_0 时刻前, 水箱系统处于平衡状态, 即控制阀开度为 u_1 , 前水箱流入量为 Q_0 , 流出量为 Q_1 , 前水箱水位为 h_1 ; 主水箱流入量为前水箱流出量 Q_1 , 流出量为 Q_2 , 主水箱水位为 h_2 。

t_0 时刻, 控制阀阶跃开大 Δu , 前水箱流入量成比例增大 ΔQ_0 ; 由于流出侧阻力存在, 其水位 h_1 按指数规律上升。前水箱流出侧的自平衡能力使其流出量 Q_1 在原来的基础上也按指数规律上升, 而 Q_1 是主水箱的流入量, 因此主水箱水位 h_2 在原来基础上逐渐增加也缓慢上升; h_2 的上升同样因主水箱流出侧的阻力存在, 使流出量 Q_2 也缓慢增加。对主水箱而言, 其不平衡流量 $\Delta Q_2 = Q_1 - Q_2$ 则按由小到大、再由大到小、最后为零的过程变化, 如图 2-13 所示, 这样主水箱水位变化曲线呈一条 S 形曲线。其传递函数为

$$G(s) = \frac{H_2(s)}{U(s)} = \frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)} \quad (2-5)$$

若 $T_1 = T_2$ ，则 $G(s) = \frac{H_2(s)}{U(s)} = \frac{K}{(Ts+1)^2}$ 。图 2-14 所示的双

容水箱系统是一个二阶惯性环节，由两个一阶惯性环节串联而成。其中前置水箱的惯性使得主水箱的水位变化在时间上落后于扰动量，对象特性的这种迟延称为容积迟延。显然，对象的容积个数越多，其动态方程的阶次越高，容积迟延也就越大。

4. 有纯迟延的高阶惯性环节或高阶等容环节

当对象为存在迟延的多容对象时，其阶跃响应曲线如图

2-15 所示。可用 $G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{e^{-\tau s} K}{(T_1s+1) \cdots (T_ns+1)}$ 或 $\frac{e^{-\tau s} K}{(Ts+1)^n}$ 来

近似描述对象。

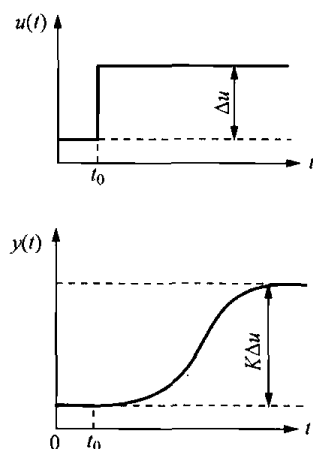


图 2-15 有自平衡能力对象的阶跃响应曲线（四）

二、无自平衡能力对象的动态特性

同样无自平衡能力对象的动态特性也有以下几种典型的数学模型来近似描述。

1. 简单的积分环节

图 2-16 为一个无自平衡能力的单容对象阶跃响应曲线，在输入侧有阶跃扰动下，其被调量的变化速度恒为一个常数，为其初始速度变化率，表明该对象成积分特性。因此可用如下形式描述对象

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{Ts} = \frac{\varepsilon}{s} \quad (2-6)$$

由动态方程可以看出，影响无自平衡能力单容对象动态特性的参数仅为积分时间 T 或飞升速度 ε ，即 T 和 ε 都是描述该对象在阶跃扰动下其被调量变化速度的一个参数，其中

$$\varepsilon = \frac{\text{被调量最大变化速度}}{\text{扰动量}} \quad (2-7)$$

2. 考虑纯迟延的积分环节

当对象具有传递迟延时，其阶跃响应曲线如图 2-17 所示，可用 $G(s) = \frac{\varepsilon}{s} e^{-\tau s}$ 近似描述。

与图 2-16 相比较，相差一个传递迟延 τ 。

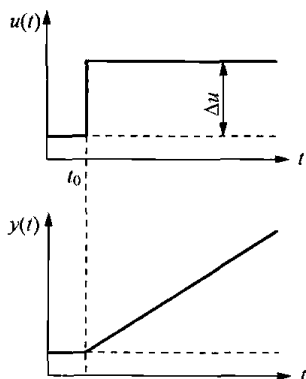


图 2-16 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线

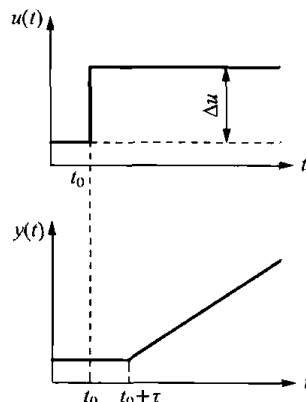


图 2-17 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线

3. 有积分的高阶惯性环节或高阶等容环节

当对象为多容无自平衡能力时, 其阶跃响应曲线如图 2-18 所示, 可用

$$G(s) = \frac{1}{T_n s(T_1 s + 1) \cdots (T_n s + 1)} \text{ 或 } \frac{1}{Ts(T_0 s + 1)^{n-1}} \text{ 近似描述。}$$

4. 有纯迟延和积分的高阶惯性环节或高阶等容环节

当对象为纯迟延多容无自平衡能力对象时, 其阶跃响应曲线如图 2-19 所示, 可用

$$G(s) = \frac{e^{-\tau s}}{T_n s(T_1 s + 1) \cdots (T_n s + 1)} \text{ 或 } \frac{e^{-\tau s}}{Ts(T_0 s + 1)^{n-1}} \text{ 近似描述。}$$

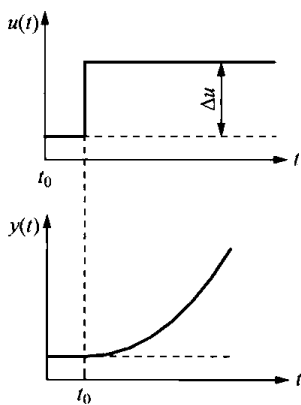


图 2-18 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线

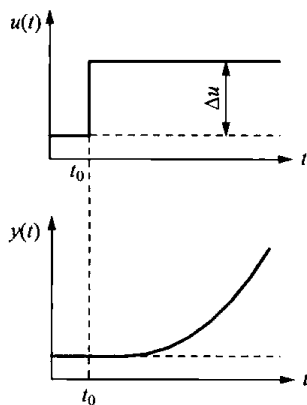


图 2-19 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线

由以上可知, 过程对象动态特性具有以下一些特点:

- (1) 被调量的过渡过程是不振荡的。
- (2) 被调量在干扰发生的开始阶段有一定的迟延和滞后特性。
- (3) 在响应曲线的最后阶段, 被调量可能达到一个新的平衡态 (有自平衡能力), 也可能不断变化而无法进入平衡态 (无自平衡能力)。
- (4) 描述对象的动态方程的参数有: 放大倍数 K 、时间常数 T 、迟延时间 τ 。

第三节 建模方法

自动控制系统由被控对象 (工业设备) 和自动控制设备 (变送器、控制器、执行器等) 组成。只有掌握它们各部分的动态特性, 并把它们合理地构成系统, 才能实现人们预期的控制目的。控制系统设计、使用的好坏, 在很大程度上取决于对被控对象动态特性的了解程度。要确定出控制器的最佳整定参数, 也必须了解被控对象的动态特性。了解了被控对象的动态特性, 还可以对新设计的工艺设备提出要求, 使之满足所需要的动态特性, 为设计满意的控制系统创造先决条件。研究被控对象的动态特性实际上就是建立被控对象的数学模型, 即用数学方程 (代数方程、微分方程或差分方程) 来描述被控对象各变量之间的相互关系。

被控对象的数学模型有不同的表达形式。

- (1) 按系统的连续性划分为: 连续系统模型、离散系统模型。
- (2) 按模型结构划分为: 输入输出型 (传递函数)、状态空间型。

(3) 输入输出模型又可按论域划分为：时域表达——阶跃响应、脉冲响应；频域表达——传递函数。

对模型的要求并不是越准确越好，应根据实际应用来要求。一般用于控制的模型（例如：一般的 PID 控制要求对象模型用传递函数表达；二次型最优控制要求用状态空间表达式；基于参数估计的自适应控制通常要求用脉冲传递函数表达；预测控制要求用阶跃响应或脉冲响应表达等）并不要求非常准确，闭环控制本身具有一定的鲁棒性，模型的误差可以看作一个干扰，可通过闭环控制自动消除干扰的影响。

常用的建模方法是机理建模和试验建模。热工对象的动态特性原则上可以根据生产过程进行的机理和生产设备的具体结构，用理论分析和计算的方法得到。由于生产过程往往很复杂，要准确地得到描述它的动态特性的数学表达式比较困难，即使推导出也会因为动态方程过于复杂而难以求解，因此，工程上较少采用机理建模。

工程上常用试验建模，即采用试验的方法获取对象的动态特性。一般有时域法、频域法和相关统计法等。时域法是测出对象的阶跃响应曲线，经数据处理求得对象的传递函数，它简单适用，是目前工程上应用最普遍的方法。频域法是由试验求得对象的频率特性来研究对象的动态特性，对一些惯性大的对象则因试验时间很长而影响生产正常运行，因此频域法应用较少。相关统计法是在对象的输入端加一伪随机信号，用相关计算求得对象的脉冲响应函数，因其不影响生产，适用性也较广。

一、测定对象动态特性的时域方法

人为加一瞬变扰动，测定对象的响应曲线，根据该曲线求取对象的传递函数，即由时域到频域，数学模型为输入输出型。经常采用的扰动是阶跃扰动或矩形脉冲扰动，如图 2-20 所示。

试验时扰动信号要通过调节机构作用到对象，被控参数需经检测元件、变送器的转换，然后由记录装置记录，所以测试结果实际上包括了执行机构、检测元件、变送器及记录装置在内的广义对象的动态特性，如图 2-21 所示。

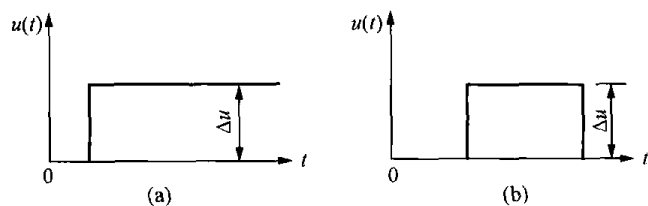


图 2-20 典型的输入信号

(a) 阶跃信号；(b) 矩形方波信号

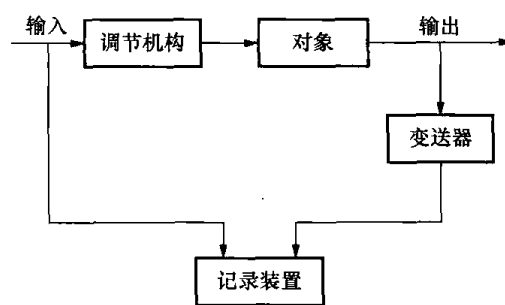


图 2-21 对象动态特性的测试

1. 阶跃扰动测定对象响应曲线方法

在系统处于稳定工况下，加一扰动信号，使调节机构作一次阶跃扰动，并用记录装置同时记录调节机构及被调量的变化。但是现场进行这种试验时，存在许多困难，如随机干扰因素较多，其他干扰信号进入而使试验记录的结果产生畸变；生产设备运行条件不允许被调量大幅度变化，而需对扰动幅度加以限制；不可能得到真正的阶跃输入信号，因为调节机构只能以有限的速度动作；工艺设备的缺陷和非线性会影响试验结果的准确性等。

鉴于以上情况, 为保证试验结果准确, 试验中应注意以下问题:

(1) 在加扰动前, 将对象调整到所需工况, 并保持相当长的稳定运行。如作负荷上升扰动的响应曲线, 则应将被控对象输出调整到允许变动范围的下限值; 反之, 则应将被控对象输出调整到允许变动范围的上限值。

(2) 扰动量的数值应足够大, 以减少随机扰动对测量误差的相对影响。然而这又带来一个矛盾, 即扰动量过大会使对象本身的非线性因素增大, 有时还会影响生产设备的正常运行。

一般扰动量的幅值取被控对象额定负荷的 5%~20%。

(3) 由于执行机构动作速度有限, 输入信号不可能是理想的阶跃信号, 如图 2-22 所示。图中 $u(t)$ 曲线为执行机构随时间变化的曲线, 处理数据时可认为阶跃信号是在 $\Delta t/2$ 时刻加入的。

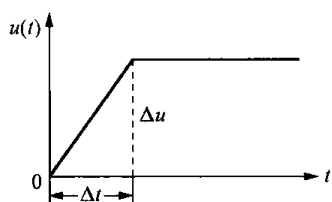


图 2-22 调节阀开度随时间变化的曲线

(4) 试验应进行到被调量接近于它的稳态值。

(5) 试验在主要运行工况下 (如额定负荷、平均负荷) 进行, 在同一工况下应重复做几次, 至少要得到两条基本相同的曲线, 以减少随机干扰的影响。

(6) 应进行正反方向的试验, 以检验对象的非线性。如图 2-23 所示, 当扰动正向变化及反向变化时, 线性对象的响应曲线应该是一样的。

2. 矩形脉冲扰动测定对象的阶跃响应曲线

采用阶跃扰动可以获得完整响应曲线, 但是这时控制对象将在较长时间内处于相当大的干扰作用下, 被调量往往超出实际生产所允许的数值, 以致试验不能继续, 在这种情况下, 可采用矩形脉冲扰动。

首先在对象上加一个阶跃扰动, 待被调参数上升 (或下降) 到将要超过允许变化范围内, 然后立即“撤除”扰动, 使调节机构恢复到原来的位置上, 这就变成了矩形脉冲扰动的形式, 如图 2-24 所示。

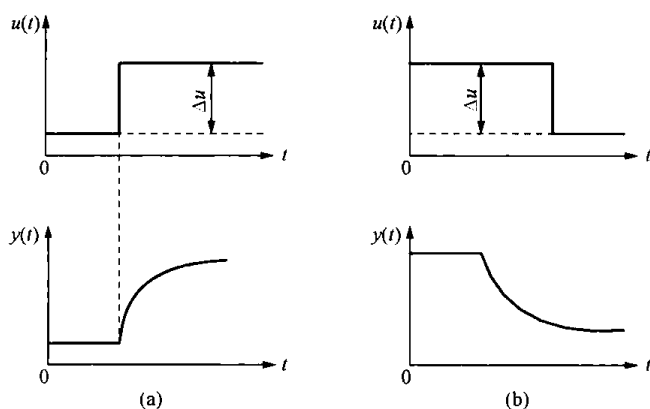


图 2-23 正反方向的试验曲线

(a) 正方向扰动及响应曲线; (b) 反方向扰动及响应曲线

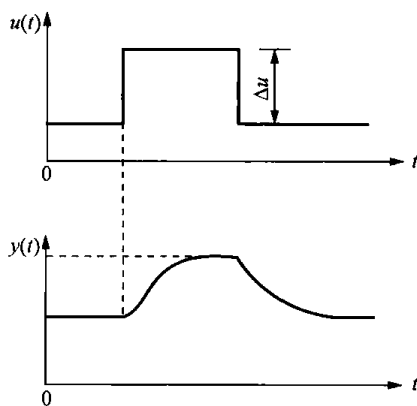


图 2-24 矩形脉冲扰动及调节阀开度变化曲线

在测定矩形脉冲响应曲线过程中, 除应遵循前述进行阶跃响应曲线测试时各项注意事项外, 还需注意以下两点:

(1) 适当选择矩形脉冲的幅值和宽度。输入信号幅值可比阶跃信号大一些, 一般可达额定负荷的 20%~30%。应根据被控对象的滞后和惯性选择矩形宽度。矩形宽度过小, 将使输

出变化幅值过小,降低了测试精度;矩形宽度过大,可能使输出信号超过允许值。

(2) 必须保证输入信号真正恢复到原来的初始值。对有自平衡能力的对象,矩形脉冲响应曲线最后应恢复到初始值;对无自平衡能力的对象,矩形脉冲响应曲线在稳态时应是一条有残余偏差的水平线。

矩形脉冲响应曲线与阶跃响应曲线有密切关系。设被控对象的动态特性是线性的,根据叠加原理可将矩形脉冲响应曲线看作由两个方向相反、起始时间相差矩形宽度的两个阶跃响应曲线叠加的结果。如图 2-25 所示, $y^*(t)$ 是矩形脉冲响应曲线, $y(t)$ 是阶跃响应曲线。输入信号 $u(t)$ 可分解为

$$u(t) = u_1(t) - u_1(t - t_0) \quad (2-8)$$

式中: $u(t)$ 为矩形脉冲输入信号; $u_1(t)$ 为正向阶跃输入信号; $-u_1(t - t_0)$ 为反向阶跃输入信号; t_0 为矩形脉冲宽度。

则相应的矩形脉冲响应曲线与阶跃响应曲线的关系为

$$y^*(t) = y_1(t) - y_1(t - t_0) \quad (2-9)$$

即 $y_1(t) = y^*(t) + y_1(t - t_0)$, 在 $t < t_0$, $u_1(t)$ 起作用,而 $y_1(t - t_0) = 0$, 递推可得

$$\begin{cases} y_1(t_0) = y^*(t_0) \\ y_1(2t_0) = y^*(2t_0) + y_1(t_0) \\ y_1(3t_0) = y^*(3t_0) + y_1(2t_0) \\ \vdots \end{cases} \quad (2-10)$$

二、相关法系统辨识

相关统计法是在对象的输入端加一伪随机信号,采用相关计算求得对象的脉冲响应函数。单位脉冲函数的狄拉克 (Dirac) 定义为

$$\begin{cases} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1 \\ \delta(t) = 0 \quad t \neq 0 \end{cases} \quad (2-11)$$

理想的脉冲函数是一个极限的概念,只能近似地实现。在测定脉冲响应时,脉冲的持续时间应尽量短,幅度则应尽量大,而且保持在被控对象线性工作区内。实际的矩形面积称为脉冲强度,脉冲响应的幅度与脉冲强度成正比。这种直接测取的方法比较简单,但可靠性较低。

用相关分析法测取脉冲响应可以滤去随机干扰的影响,结果比较可靠。它是根据被控对象在随机输入下的输出数据进行估计的。此方法的理论依据是 Wiener-Hopf 方程

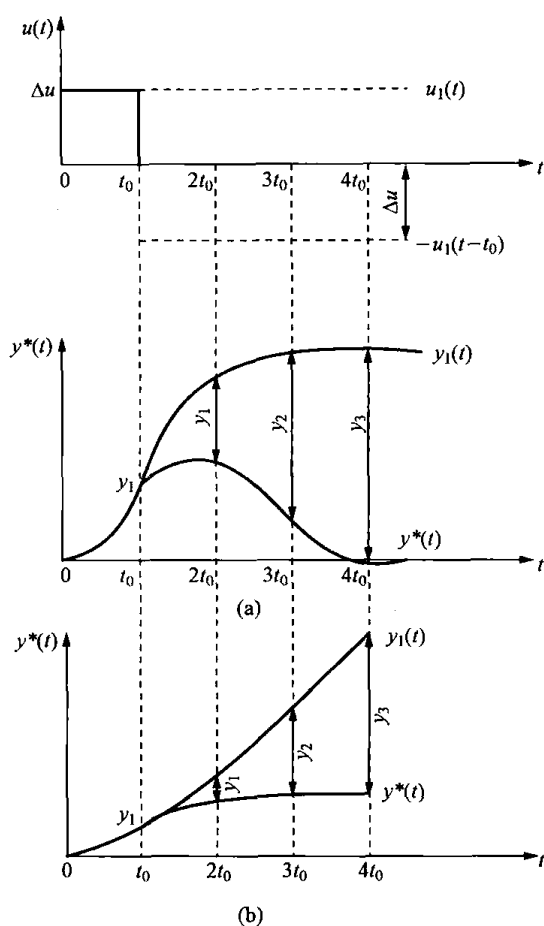


图 2-25 被控对象的矩形脉冲响应曲线

(a) 有自平衡对象的方波响应曲线;
(b) 无自平衡对象的方波响应曲线

$$R_{uy}(\tau) = \int_0^{\infty} \hat{g}(t) R_u(t-\tau) dt \quad (2-12)$$

式中: $\hat{g}(t)$ 为脉冲响应的最优估计; $R_u(\cdot)$ 为随机输入 $u(t)$ 的自相关函数; $R_{uy}(\cdot)$ 为输入 $u(t)$ 与输出 $y(t)$ 的互相关函数。

当输入 $u(t)$ 是均值为零、方差为 σ_u^2 的白噪声时, 有

$$R_u(\tau) = \sigma_u^2 \delta(\tau) \quad (2-13)$$

此时, 根据卷积定理, 上式的等号右侧成为

$$\int_0^{\infty} \hat{g}(t) \sigma_u^2 \delta(t-\tau) dt = \sigma_u^2 \hat{g}(\tau) \quad (2-14)$$

从而得

$$\hat{g}(\tau) = \frac{1}{\sigma_u^2} R_{uy}(\tau) \quad (2-15)$$

上式中的输入输出互相关函数 $R_{uy}(\tau)$ 的计算量较大, 可由计算机来完成。

第四节 试验数据处理

阶跃响应曲线和矩形脉冲响应曲线形象地表示了被控对象的动态特性。但是这种表达形式不便于控制系统的分析和综合, 往往需要由响应曲线求得传递函数或微分方程。在工程上为减少计算工作量, 常采用一些简捷、近似的方法来确定被控对象传递函数的形式, 然后通过作图或者计算, 确定传递函数中的未知参数。由阶跃响应曲线求传递函数的方法很多, 常用的有切线法、两点法、图解法和面积法, 分别介绍如下。

一、切线法

1. 无迟延有自平衡能力的一阶对象

这种被控对象的阶跃响应曲线如图 2-26 所示。在阶跃输入信号作用下, 其响应曲线初始阶段斜率不是零, 而是最大值, 然后斜率逐渐减小, 当上升到稳态值 $y(\infty)$ 时, 斜率下降为零。这种被控对象可用一阶非周期环节的传递函数表示为

$$G(s) = \frac{K}{1+Ts} \quad (2-16)$$

式中: K 为被控对象放大系数; T 为被控对象时间常数。

这时需要确定的参数为 K 和 T 。求 K 和 T 的步骤如下所述。

(1) 画一条相应于 $y(\infty)$ 的水平线, 则

$$K = \frac{y(\infty) - y(0)}{\Delta u} \quad (2-17)$$

式中: Δu 为阶跃输入信号的幅值。

(2) 作阶跃响应曲线起始点的切线于 $y(\infty)$ 相交, 这段切线在时间轴上的投影为时间常数 T , 如图 2-26 所示。响应曲线起始点的切线有时作不准, 此时, 可用下面方法求时间常数 T : 在响应曲线上找出 $y(t_1) = 0.632y(\infty)$ 的时间 t_1 , 则 $T = t_1$ 。

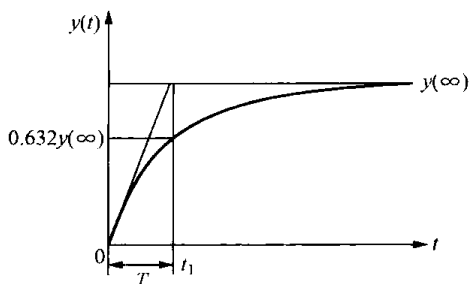


图 2-26 无迟延的有自平衡能力的一阶对象阶跃响应曲线

(3) 取两点进行校验, 当 $t_2=2T$ 时, $y(2T)=0.87y(\infty)$, 当 $t_2=\frac{T}{2}$ 时, $y\left(\frac{T}{2}\right)=0.39y(\infty)$ 。

2. 有迟延有自平衡能力的一阶对象

若试验测得的阶跃响应曲线的斜率在初始阶段不为最大或零, 为 S 形状的非周期曲线, 如图 2-27 所示, 则曲线可用有迟延的一阶惯性环节的传递函数近似表示:

$$G(s)=\frac{K}{Ts+1}e^{-\tau s} \quad (2-18)$$

式中: τ 为纯迟延时间, 放大系数 K 仍用式 (2-17) 计算。

参数 τ 、 T 的计算可通过响应曲线的拐点作一切线, 切线与时间轴交于 a 点, 切线与稳态值 $y(\infty)$ 的渐近线交于 b 点, 则迟延时间 $\tau=oa$, 而线段 ab 在时间轴上的投影为时间常数 T 。

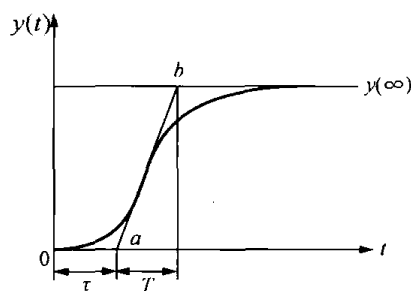


图 2-27 有迟延的有自平衡能力的一阶对象阶跃响应曲线

这种方法的主要缺点是切线不易作准确。

3. 高阶对象

对于一个有自平衡能力的高阶对象, 常用 n 阶等容惯性环节串联来近似, 其传递函数如下所述。

$$G(s)=\frac{K}{(Ts+1)^n} \quad (2-19)$$

这个传递函数中有三个待定参数: 放大系数 K 、时间常数 T 和阶数 n 。当 $n>1$ 时, 等容惯性环节的阶跃响应曲线与二阶惯性环节的阶跃响应曲线类似, 曲线呈现 S 形状, 起始阶段具有明显的迟延, 曲线中间出现拐点, 最后趋于某一常数, 其放大系数 K 仍可用式 (2-17) 计算。对于参数 T 和 n , 通过拐点作切线, 然后根据响应曲线的几个交点数值而求出。

下面我们先以典型二阶、三阶等容惯性环节传递函数为例, 观察切线法所得到的参数与传递函数的阶次 n 和时间常数 T 之间的关系, 然后推导到一般高阶对象的阶数 n 和时间常数 T 的求取方法。

(1) 二阶等容惯性环节的传递函数为

$$G(s)=\frac{K}{(Ts+1)^2} \quad (2-20)$$

对其加入阶跃扰动 Δu , 其阶跃响应为

$$y(t)=K\Delta u\left[1-\left(1+\frac{t}{T}\right)e^{-\frac{t}{T}}\right] \quad (2-21)$$

$$K=\frac{y(\infty)}{\Delta u}$$

$$\text{则有} \quad y(t)=y(\infty)\left[1-\left(1+\frac{t}{T}\right)e^{-\frac{t}{T}}\right] \quad (2-22)$$

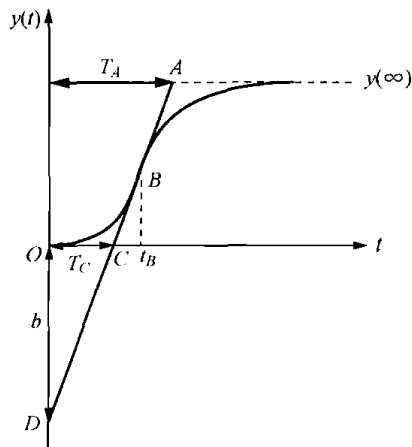


图 2-28 高阶对象切线法

切线法的要点是过“S”形曲线的拐点 B 作切线, 如图 2-28 所示。切线交稳态值 $y(\infty)$ 的渐近线于 A , 交纵轴于 D , 交横轴于 C 。拐点 B 的横坐标为 t_B , 为了确定 t_B 的值, 可利

用拐点处二阶导数为零的条件来求取。

上式的一阶导数和二阶导数为

$$\begin{cases} y'(t) = y(\infty) \frac{t}{T^2} e^{-\frac{t}{T}} \\ y''(t) = y(\infty) \left[1 - \frac{t}{T} \right] \frac{1}{T^2} e^{-\frac{t}{T}} \end{cases} \quad (2-23)$$

B 为拐点, 则 $y''(t_B) = 0$, 由上式得拐点 B 的坐标如下所示。

$$\begin{cases} t_B = T \\ y_B = y(\infty)(1 - 2e^{-1}) \end{cases} \quad (2-24)$$

在拐点处作切线, 切线方程为

$$y - y_B = y'_B(t - t_B) \quad (2-25)$$

则

$$y'_B = y(\infty) \frac{1}{T} e^{-1} \quad (2-26)$$

将其代入切线方程, 可得

$$y(t) - y(\infty)(1 - 2e^{-1}) = y(\infty) \frac{1}{T} e^{-1}(t - T) \quad (2-27)$$

即切线方程为

$$y(t) = y(\infty) \left(\frac{1}{T} e^{-1} t - 3e^{-1} + 1 \right) \quad (2-28)$$

设 $OD = b$, 由切线方程上的 A 、 C 、 D 可得

$$\begin{cases} A: T_A = 3T \\ C: T_C = \frac{3e^{-1} - 1}{e^{-1}} T \\ D: \frac{b}{y(\infty)} = 3e^{-1} - 1 \end{cases} \quad (2-29)$$

由上可知, 对二阶等容惯性环节的阶跃响应曲线, 在拐点作切线, 可得下列关系

$$\begin{cases} \frac{b}{y(\infty)} = 3e^{-1} - 1 \\ T_C = \frac{3e^{-1} - 1}{e^{-1}} T \\ T_B = T \\ T_A = 3T \end{cases} \quad (2-30)$$

(2) 三阶等容惯性环节的传递函数为

$$G(s) = \frac{K}{(Ts + 1)^3} \quad (2-31)$$

其阶跃响应为

$$y = y(\infty) \left\{ 1 - \left[1 + \frac{t}{T} + \frac{1}{2} \left(\frac{t}{T} \right)^2 \right] e^{-\frac{t}{T}} \right\} \quad (2-32)$$

同样可求出上述曲线的拐点 B ，以 B 点作切线方程交纵、横坐标于 D 、 C 两点以及 $y(\infty)$ 的延长线于 A 。同样有下列关系

$$\begin{cases} \frac{b}{y(\infty)} = 9e^{-2} - 1 \\ T_C = \frac{9e^{-2} - 1}{2e^{-2}} T \\ T_B = 2T \\ T_A = 4.5T \end{cases} \quad (2-33)$$

对比上述二个典型环节（二阶和三阶对象），如表 2-1 所示。

表 2-1 二阶和三阶对象的参数关系

n	2	3
$\frac{b}{y(\infty)}$	0.104	0.218
T_A	$3T$	$4.5T$

分析可知：当 n 为已知常数时， $\frac{b}{y(\infty)}$ 也是一个常数； T_A 与 T 呈线性关系。那么如何根据切线法来求取时间常数 T 和阶数 n 呢？现在我们要寻找以下两种关系：

- 1) $\frac{b}{y(\infty)}$ 和 n 的关系。
- 2) T_A 和 n 、 T 的关系。

如果找出它们之间的关系，则在曲线上通过拐点切线可求得 $\frac{b}{y(\infty)}$ 和 T_A ，然后通过这些函数关系便可决定 n 和 T 。

(3) 求 $\frac{b}{y(\infty)} = f(n)$ 及 $T_A = f(n, T)$

n 阶等容惯性环节，其传递函数为

$$G(s) = \frac{K}{(Ts+1)^n} \quad (2-34)$$

当有阶跃输入 Δu 后，其阶跃响应为

$$y(t) = y(\infty) \left\{ 1 - \left[1 + \frac{t}{T} + \frac{1}{2!} \left(\frac{t}{T} \right)^2 + \frac{1}{3!} \left(\frac{t}{T} \right)^3 + \cdots + \frac{1}{(n-1)!} \left(\frac{t}{T} \right)^{n-1} \right] e^{-\frac{t}{T}} \right\} \quad (2-35)$$

上式的一阶导数与二阶导数分别为

$$\begin{cases} y'(t) = y(\infty) \left[\frac{1}{(n-1)!} \frac{t^{n-1}}{T^n} e^{-\frac{t}{T}} \right] \\ y''(t) = y(\infty) \left(1 - \frac{1}{n-1} \frac{t}{T} \right) \frac{1}{(n-2)!} \frac{t^{n-2}}{T^n} e^{-\frac{t}{T}} \end{cases} \quad (2-36)$$

可求得拐点 B 和拐点处的切线方程。拐点 B 的坐标如下所示。

$$y_B = y(\infty) \left\{ 1 - \left[1 + (n-1) + \frac{1}{2!}(n-2)^2 + \dots + \frac{1}{(n-1)!}(n-1)^{n-1} \right] e^{-(n-1)} \right\} \quad (2-37)$$

切线方程为

$$y(t) = y(\infty) \left\{ \frac{(n-1)^{n-1}}{(n-1)!} \frac{1}{T} e^{-(n-1)} \cdot t - \left[1 + \frac{(n-1)^n}{(n-1)!} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(n-i)^i}{i!} e^{-(n-1)} + 1 \right] \right\} \quad (2-38)$$

由上式可求得

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{b}{y(\infty)} &= \left(1 + \frac{(n-1)^n}{(n-1)!} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(n-i)^i}{i!} \right) e^{-(n-1)} + 1 \\ T_c &= \frac{\left(1 + \frac{(n-1)^n}{(n-1)!} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(n-i)^i}{i!} \right) e^{-(n-1)} + 1}{\frac{(n-i)^i}{i!} e^{-(n-1)}} \\ T_A &= - \frac{1 + \frac{(n-1)^n}{(n-1)!} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(n-i)^i}{i!}}{\frac{(n-1)^{n-1}}{(n-1)!}} \cdot T \end{aligned} \right. \quad (2-39)$$

这样通过拐点作切线, 量得 b 、 $y(\infty)$ 、 T_A 后可用式 (2-39) 求得对象的阶次 n 和时间常数 T 。式 (2-39) 表达复杂, 且 n 是整数, 为了方便, 可查阅下表确定 n 和 T 。

表 2-2 阶次和时间常数的关系

$\frac{b}{y(\infty)}$	0	0.104	0.218	0.319	0.411	0.493
n	1	2	3	4	5	6
$\frac{T_A}{T}$	1	3	4.5	5.89	7.22	8.59
$\frac{T_B}{T}$	-	1	2	3	4	5
$\frac{T_c}{T}$	-	0.28	0.81	1.43	2.1	2.81

注 意

(1) 对象可能是时间常数相差较大的 n 阶惯性环节, 这时便不能用切线法, 可用半对数, 面积法。

(2) 用切线法求得的对象传递函数是否能近似表征对象的动态特性, 必须把求得的传递函数求解, 得到阶跃响应, 看它与测定的响应曲线是否相符, 当相差很大时, 说明该对象不能用 n 阶等容惯性环节得到的传递函数来表征。

二、两点法

用切线法求被控对象的传递函数比较方便, 但缺点是切线往往不易画准确, 为了避免作

切线时容易引起的误差,可采用两点法求解对象的传递函数。

1. 有迟延的有自平衡能力的一阶对象

对象的阶跃响应曲线如图 2-29 所示, 传递函数如式 (2-18) 所示。放大系数 K 仍用式 (2-17) 计算, 参数 τ 、 T 除了用切线法来得到外, 还可利用响应曲线中两个点的 $y(t)$ 值计算得出。这时, 应将图 2-29 所示的阶跃响应曲线 $y(t)$ 修改成相对值表示的 $y_0(t)$, 即

$$y_0(t) = \frac{y(t)}{y(\infty)} \quad (2-40)$$

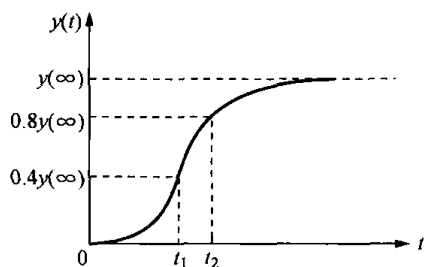


图 2-29 两点法

对于具有纯迟延的一阶惯性环节, 其 $y_0(t)$ 为

$$y_0(t) = \begin{cases} 0 & t < \tau \\ 1 - e^{\frac{-(t-\tau)}{T}} & t \geq \tau \end{cases} \quad (2-41)$$

为确定参数 τ 、 T , 可任选两个不同的时间 t_1 、 t_2 , 且 $t_2 > t_1 > \tau$, 然后解下述方程组:

$$\begin{cases} y_0(t_1) = 1 - e^{\frac{-(t_1-\tau)}{T}} \\ y_0(t_2) = 1 - e^{\frac{-(t_2-\tau)}{T}} \end{cases} \quad (2-42)$$

对式 (2-42) 取对数, 解出参数 τ 、 T 如下

$$T = \frac{t_2 - t_1}{\ln[1 - y_0(t_1)] - \ln[1 - y_0(t_2)]} \quad (2-43)$$

$$\tau = \frac{t_2 \ln[1 - y_0(t_1)] - t_1 \ln[1 - y_0(t_2)]}{\ln[1 - y_0(t_1)] - \ln[1 - y_0(t_2)]} \quad (2-44)$$

一般选 $y_0(t_1) = 0.39$, $y_0(t_2) = 0.63$, 则由式 (2-22) 和式 (2-23) 可得计算参数 τ 、 T 的公式如下

$$\begin{cases} T = 2(t_2 - t_1) \\ \tau = 2t_1 - t_2 \end{cases} \quad (2-45)$$

为了校验计算结果的准确性, 可利用另外两点的 $y_0(t)$ 值进行校验, 一般可取: $t_3 = 0.8T + \tau$, $t_4 = 2T + \tau$, 准确的 τ 、 T 应有 $y_0(t_3) = 0.55$, $y_0(t_4) = 0.87$ 。

2. 高阶对象

有自平衡能力的多容惯性环节传递函数如下

$$G(s) = \frac{K}{(Ts + 1)^n} \quad (2-46)$$

在阶跃响应曲线上适当选择两点, 然后把这两点的数值代入经验公式, 从而确定被控对象的阶次和时间常数。其中被控对象的放大系数仍用式 (2-17) 来计算。求取时间常数 T 和阶数 n 的步骤如下

(1) 画出 $y(\infty)$ 的水平线, 并确定 $y(t_1)=0.4y(\infty)$ 和 $y(t_2)=0.8y(\infty)$ 两点对应的的时间 t_1 和 t_2 ;

(2) 利用下列公式计算阶次 n 和时间常数 T 。

$$n \approx \left(\frac{1.075t_1}{t_2 - t_1} + 0.5 \right)^2 \quad (2-47)$$

$$T \approx \frac{t_1 + t_2}{2.16n} \quad (2-48)$$

由 (2-47) 式求 n 值, 选最接近的一个整数值 (误差约 $\pm 1\%$), 也可由计算出的比值 $\frac{t_1}{t_2}$, 利用下表查出 n 值; 由式 (2-48) 求 T 值, 当 $n=1 \sim 16$ 时, T 的误差为 $\pm 2\%$ 。

表 2-3

阶次和时间比的关系

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\frac{t_1}{t_2}$	0.32	0.46	0.53	0.58	0.62	0.65	0.67	0.685	0.70	0.71		0.735		0.75

两点法简单方便, 只要求取测试数值, 便可得 t_1 和 t_2 , 进而求出传递函数, 在现场应用简便。

三、图解法 (半对数法)

一阶惯性环节 $\frac{K}{Ts+1}$ 在阶跃干扰 Δu 作用下, 其阶跃响应曲线如图 2-30 所示。

$$y(t) = K\Delta u(1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (2-49)$$

K 由式 (2-17) 确定: $K = \frac{y(\infty) - y(0)}{\Delta u}$, 代入上式可得

$$y(t) = y(\infty)(1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (2-50)$$

则 $y(\infty) - y(t) = y(\infty)e^{-\frac{t}{T}} \quad (2-51)$

两边取对数, 得 $\ln(y(\infty) - y(t)) = -\frac{t}{T} + \ln y(\infty) \quad (2-52)$

以 $\ln(y(\infty) - y(t))$ 为纵坐标 (即对数坐标), t 为横坐标, 式 (2-52) 是一条直线, 如图 2-31 所示。图中直线与纵轴交点为 A , 直线斜率为 $1/T$, 由图可求出时间常数 T , 因为

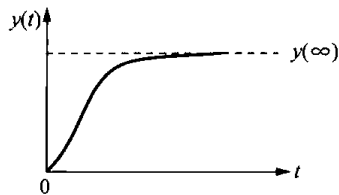


图 2-30 一阶对象的阶跃响应曲线

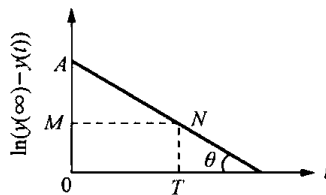


图 2-31 半对数法求一阶对象时间常数

$$\tan \theta = -\frac{1}{T} = \frac{\ln A - \ln M}{0 - t} \quad (2-53)$$

当 $t=T$ 时, $\ln A - \ln M = 1$, 则 $M = 0.368A$, $A = \ln y(\infty)$ 。

由此, 当数值为 $0.368A$ 的时间, 即是对象的时间常数, 亦即 $MN = T$ 。这样, 从由阶跃响应曲线数据画出的半对数坐标图中, 利用上述图解法就可求取一阶对象的时间常数。

如果在半对数坐标上得到的不是直线, 则不是一阶惯性环节, 而是二阶或二阶以上的惯性环节, 这一点从响应曲线上亦可以看出。下面以一个三阶对象为例, 说明高阶对象传递函数的半对数法。

设三阶对象的传递函数为

$$G(s) = \frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)(T_3s+1)} \quad (2-54)$$

式中: $T_1 > T_2 > T_3$ 。

其阶跃响应是

$$y(t) = y(\infty) + Ae^{\frac{-t}{T_1}} + Be^{\frac{-t}{T_2}} + Ce^{\frac{-t}{T_3}} \quad (2-55)$$

高阶对象的放大系数仍用式 (2-17) 来求取。时间常数 T_1 、 T_2 、 T_3 的求法和一阶对象的求法一样, 画出以 $\ln(y(\infty) - y(t))$ 为纵坐标, 以时间 t 为横坐标的半对数坐标图, 如图 2-32 所示。

根据阶跃响应曲线的数据, 在半对数坐标图上画上 $y(\infty) - y(t)$ 各点, 连接成曲线 1, 它与一阶对象特性曲线的不同之处在于初始阶段。当时间 t 很大时, 因为 $T_1 > T_2 > T_3$,

$Be^{\frac{-t}{T_2}}$ 和 $Ce^{\frac{-t}{T_3}}$ 衰减得比 $Ae^{\frac{-t}{T_1}}$ 要快, 因此可以忽略不计, 则式 (2-55) 可近似为

$$y(t) = y(\infty) + Ae^{\frac{-t}{T_1}} \quad (2-56)$$

$$\text{即} \quad y(\infty) - y(t) = -Ae^{\frac{-t}{T_1}} \quad (2-57)$$

两边取对数后, 得

$$\ln(y(\infty) - y(t)) = -\frac{t}{T_1} + \ln A \quad (2-58)$$

即三阶对象可近似认为是一阶对象, 可将曲线 1 的直线段延长交纵轴于 A ($t=0$) 点, 得直线 2, 这样直线 2 的数值为 $0.368A$ 所对应的时间就是时间常数 T_1 。

式 (2-55) 与式 (2-56) 之差为 $-(Be^{\frac{-t}{T_2}} + Ce^{\frac{-t}{T_3}})$, 即线 2 的数值减去同一时间下的线 1 的数值 (真值相减), 得到线 3。同理, 在 t 较大时线 3 可近似为一条直线, 且 $Ce^{\frac{-t}{T_3}}$ 可以忽略, 这样式 (2-55) 近似为

$$y(t) = y(\infty) + Ae^{\frac{-t}{T_1}} + Be^{\frac{-t}{T_2}} \quad (2-59)$$

$$\text{即} \quad Ae^{\frac{-t}{T_1}} + (y(\infty) - y(t)) = -Be^{\frac{-t}{T_2}} \quad (2-60)$$

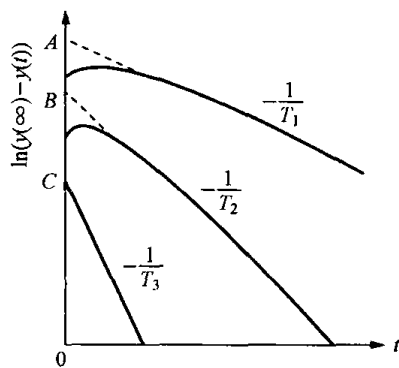


图 2-32 半对数法求高阶对象时间常数

取对数后, 得

$$\ln(Ae^{\frac{-t}{T_1}} + (y(\infty) - y(t))) = -\frac{t}{T_2} + \ln B \quad (2-61)$$

式 (2-61) 为一直线方程, 同样将线 3 的直线段延长交纵轴于 B 点, 得到线 4, 在线 4 上数值为 $0.368B$ 所对应的时间就是时间常数 T_2 。

同法, 线 4 减去线 3 (真值相减) 得直线 5, 在线 5 上数值为 $0.368C$ 所对应的时间就是时间常数 T_3 。

如果线 5 还不是直线, 则说明对象高于三阶, 上述作图法还要继续下去。

理论上半对数法可以求到 n 阶对象的时间常数, 但实际上, 当对象阶次越高时, 作图过程中误差也越大; 其次, 对象时间常数差别很小时, 用半对数法得不到近似直线。

四、面积法

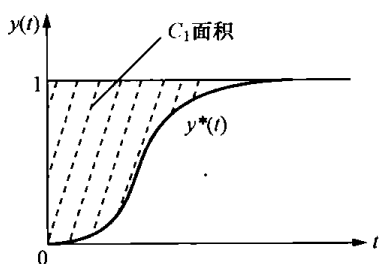


图 2-33 面积法

工程上常用表征被控对象动态特性的传递函数一般不超过三阶, 更常用的是具有纯滞后的一阶或二阶传递函数。前面介绍的方法已基本满足要求。但是, 当试验测定的阶跃响应曲线不规则时, 再用前述方法所求得到的参数精度不高。若采用面积法确定动态参数, 则能保证较高的准确性, 如图 2-33 所示。此法计算复杂, 以前用得不多, 现在用计算机计算很方便, 介绍如下:

设被控对象的传递函数的计算式为

$$G(s) = K \frac{b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + 1}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + 1} \quad (n \geq m) \quad (2-62)$$

(1) 放大系数 K 的求法仍用公式 (2-17)。

(2) 传递函数分子和分母阶次 m 、 n 的确定有两种方法。

- 1) 由先验知识来确定。
- 2) 由模拟精度来选。

定义

$$G(s) = \frac{\Delta}{P(s)} = K \frac{1}{P(s)} \quad (2-63)$$

其中

$$P(s) = \frac{a_n s^n + \dots + 1}{b_m s^m + \dots + 1} = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} c_i s^i \quad (2-64)$$

设 $y^*(t) = \frac{y(t)}{y(\infty)}$, $y^*(t)$ 不再受放大系数 K 和输入 U 的影响, 因为 $y(\infty) = KU$, 而 $y(t)$ 的

表达式中含有 KU , 二者相除, 则 $y^*(t)$ 与 K 、 U 无关。

下面求 $1 - y^*(t)$ 的 Laplace 变换

$$L[1 - y^*(t)] = \frac{1}{s} - \frac{1}{sP(s)} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} c_i s^{i-1}}{1 + \sum_{i=1}^{\infty} c_i s^i} \quad (2-65)$$

$$\begin{aligned}
L[1-y^*(t)] &= \int_0^\infty [1-y^*(t)] e^{-st} dt \\
&= \int_0^\infty [1-y^*(t)] \left[1 + \frac{s}{1!}(-t) + \frac{s^2}{2!}(-t)^2 + \cdots + \frac{s^i}{i!}(-t)^i + \cdots \right] dt \quad (2-66) \\
&= \sum_{i=0}^\infty M_i \cdot s^i
\end{aligned}$$

$$M_i = \int_0^\infty [1-y^*(t)] \frac{(-t)^i}{i!} dt \quad (2-67)$$

由式 (2-65) 和式 (2-66) 得

$$\sum_{i=1}^\infty c_i s^{i-1} - \sum_{i=0}^\infty M_i s^i (1 + \sum_{i=0}^\infty c_i s^i) = 0 \quad (2-68)$$

上式左边 s 各次幂项的系数均为零, 则有

$$\begin{aligned}
c_1 &= M_0 \\
c_2 &= M_1 + c_1 M_0 \\
&\vdots \\
c_i &= M_{i-1} + \sum_{j=0}^{i-2} c_{i-j-1} M_j
\end{aligned} \quad (2-69)$$

$$\text{即} \quad c_i = \int_0^\infty [1-y^*(t)] \frac{(-t)^{i-1}}{(i-1)!} dt + \sum_{j=0}^{i-2} c_{i-j-1} \int_0^\infty [1-y^*(t)] \frac{(-t)^j}{j!} dt \quad i=1, 2, \dots \quad (2-70)$$

式中: $C_1 = \int_0^\infty [1-y^*(t)] dt$, 以后都是和面积有关。

由式 (2-64) 得

$$a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \cdots + 1 = (b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \cdots + 1) (1 + \sum_{i=1}^\infty c_i s^i) \quad (2-71)$$

比较两边 s 各次幂的系数, 有

$$\begin{cases} a_1 = c_1 + b_1 \\ a_2 = c_2 + b_2 + b_1 c_1 \\ \vdots \\ a_i = c_i + b_i + \sum_{j=1}^i b_j c_{i-j} \end{cases} \quad i=1, 2, \dots, n+m \quad (2-72)$$

由式 (2-72) 可求出 $a_i (i=1, \dots, n)$ 和 $b_i (i=1, \dots, m)$ 。

求解 $(n+m)$ 方程, 因此需要 $c_i (i=1 \cdots n+m)$ 阶的面积, 由式 (2-70) 求得。注意到 $a_i=0 (i>n)$ 及 $b_i=0 (i>m)$ 则有

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ \vdots \\ b_m \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} c_n & c_{n-2} & \cdots & c_{n-m+1} \\ c_{n+1} & c_n & \cdots & c_{n-m+2} \\ & & \ddots & \\ c_{n+m-1} & c_{n+m-2} & \cdots & c_n \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} c_{n+1} \\ c_{n+2} \\ \vdots \\ c_{n+m} \end{bmatrix} \quad (2-73)$$

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & & & & \\ c_1 & 1 & & & \\ \vdots & & \ddots & & \\ c_{n-1} & c_{n-2} & \cdots & c_1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_m \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_n \end{bmatrix} \tag{2-74}$$

利用式 (2-70)、式 (2-73)、式 (2-74) 可求得 a_i 、 b_i ，关键是采样时间和数据有效长度。

例 2-1 对象 $G(s)=\frac{1}{10s^2+6.5s+1}$ ，取不同采样时间和数据长度时，则有不同模型。

- (1) 当采样时间为 4s，数据长度为 12 时。
 - (2) 当采样时间为 1.5s，数据长度为 30 时。
- 其建模结果如表 2-4 所示。

表 2-4 不同采样时间和数据长度的建模

噪声条件	条件		K	a_2	a_1	
无噪声	采样时间	数据长度	1.0	10.0	6.5	真 值
有噪声 (方差 0.01)	4s	12	0.999984	11.709 7	6.505 3	估计值
	1.5s	30	0.999965	10.217 1	6.498 97	
	1.5s	30	1.00204	11.577 6	6.474 5	

可以看到：

- (1) 只有合理选择采样时间和长度，建模精度才能较高。
- (2) 原则上不能含有噪声，而实际是不可能的。当有较小的噪声时，面积方法仍然有效。
- (3) 由于 PID 对模型参数要求不高，上述方法都可以。

例 2-2 已知对象传递函数如下

$$G(s)=\frac{17.5s^2+7.5s+1}{4s^4+15s^3+17.5s^2+7.5s+1} \tag{2-75}$$

若传递函数的阶次取 $n=6$ ， $m=0$ ，采样时间取 0.2s，数据长度为 400，其建模结果如表 2-5 所示。

表 2-5 建 模 结 果 (一)

参数	增益	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
估计值	1.000	0.000 03	0.003 4	15	-108.49	551.327	-2235.99

由上表可知，其结果偏离真实的传递函数太远，主要原因是阶次选择不合适。若取： $n=4$ ， $m=2$ ，其建模结果如表 2-6 所示。

表 2-6 建 模 结 果 (二)

参数	增益	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2
估计值	1.00	7.504 05	17.526 9	15.025 8	4.120 7	7.504	17.523 3

因此用面积法, 必须正确选择传递函数的阶次。如何判定传递函数的阶次是否正确, 步骤如下:

- (1) 对最小相位系统, 如阶次选择正确, $c_i > 0$, 否则重选。
- (2) 求出传递函数, 求其脉冲响应, 与实际脉冲响应相差最小的即是。

以上没有涉及 $e^{-\tau s}$, 这在数据处理上可求出。

前述方法都是针对有自平衡能力对象的建模, 下面介绍无自平衡能力对象的建模方法。

五、由阶跃响应曲线确定无自平衡对象的传递函数

工程上常用的近似方法有如下几种。

- (1) 若响应曲线的起始变化速度很大, 以后又保持这个速度, 则可用最简单的积分环节, 如图 2-34 所示。

$$G(s) = \frac{1}{T_a s} \quad (2-76)$$

设对象的输入为 Δu (阶跃扰动信号的幅值), 由飞升速度定义可知:

$$\varepsilon = \frac{dy(t)/dt}{\Delta u} = \frac{\tan \theta}{\Delta u} \quad (2-77)$$

由积分时间 T_a 与飞升速度的关系得

$$T_a = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{\Delta u}{\tan \theta} \quad (2-78)$$

- (2) 若响应曲线的起始变化速度不大, 以后逐渐上升达稳定速度, 则可用有纯滞后无惯性环节来近似, 如图 2-35 所示。

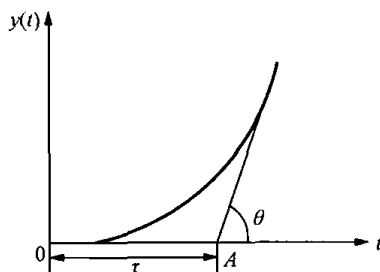
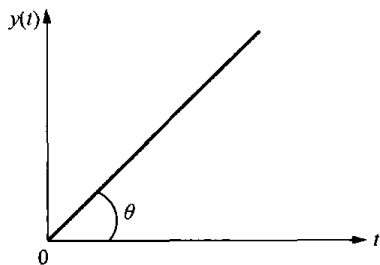


图 2-34 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线 (一) 图 2-35 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线 (二)

$$G(s) = \frac{1}{T_a s} e^{-\tau s} \quad (2-79)$$

其中, T_a 的求法如式 (2-78) 所示。作响应曲线直线段的渐近线, 该线交时间轴于 A 点, 则 $\tau = OA$ 。

- (3) 高阶近似。

若用下式来描述无自平衡能力对象动态特性时, 需要确定参数 T_a 、 T 、 n 。

$$G(s) = \frac{1}{T_a s (Ts + 1)^n} \quad (2-80)$$

在如图 2-36 所示的阶跃响应曲线上, 作响应曲线直线段的渐近线, 该渐近线交时间轴于 A , 所对应的时间为 t_a , 交纵轴于 B 。

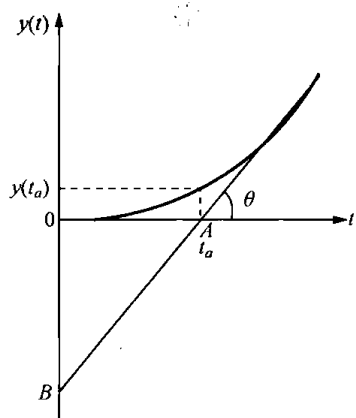


图 2-36 无自平衡能力对象的阶跃响应曲线（三）

可用 $\frac{1}{T_a s} e^{-\tau s}$ 来近似。

响应时间 T_a 如下所述。

$$T_a = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{\left. \frac{dy(t)}{dt} \right|_{t=\infty}} = \frac{1}{\frac{\tan \theta}{\Delta u}} = \frac{t_a}{OB} \Delta u \quad (2-81)$$

在图 2-36 中找出 $y(t_a)$ 后，用下面的近似公式求 T 和 n 。

$$\begin{cases} T = \frac{1}{n} t_a \\ n \approx \frac{1}{2\pi} \left(\frac{y(t_a)}{OB} \right)^2 - \frac{1}{6} \end{cases} \quad (2-82)$$

上式中，当 n 值不是整数值时，取与其相近的整数值。
 $n = f(y(t_a)/OB)$ 的具体数值见表 2-7。当求出的 $n \geq 6$ 时，则

表 2-7 n 与 $y(t_a)/OB$ 之间关系

n	1	2	3	4	5	6
$\frac{y(t_a)}{OB}$	0.368	0.271	0.224	0.195	0.175	0.161

第三章 常规控制规律

目前工程上广泛采用的控制是 PID (Proportional Integral Derivative) 控制, 在 DCS、FCS 以及单回路调节器、S 系列仪表中广泛采用, 是根据偏差来进行调节的控制规律, 是一种负反馈控制。PID 控制规律具有以下特点:

- (1) 原理简单, 使用方便。
- (2) 适应性强。
- (3) 鲁棒性强, 其控制品质对被控对象的变化不太敏感。

第一节 比例控制 (P 控制)

一、控制规律

比例控制是指控制器的输出 $u(t)$ 与其偏差输入信号 $e(t)$ 成比例关系, 它的动态方程为

$$u(t) = K_p e(t) \quad (3-1)$$

或

$$u(t) = \frac{1}{\delta} e(t) \quad (3-2)$$

式中: K_p 为比例增益; $e(t)$ 为给定值与被调量的偏差, 可定义偏差 $e(t) = r(t) - y(t)$; δ 为比例带, 工程上常用比例带来描述其控制作用的强弱。即

$$\delta = \frac{1}{K_p} \times 100\% \quad (3-3)$$

其物理意义是在控制器的输出改变 100% 时, 偏差应有的改变量。如 $\delta = 30\%$, 则表明控制器输出变化 100% 时, 需要其输入信号变化 30%。

比例控制规律的传递函数为

$$U(s) = K_p E(s) = \frac{1}{\delta} E(s) \quad (3-4)$$

$$G_c(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p = \frac{1}{\delta} \quad (3-5)$$

比例控制的输出曲线如图 3-1 所示。

二、控制特点

(1) 动作快: 由图 3-1 所示可知, 当偏差信号 $e(t)$ 发生阶跃变化, 对于定值系统, 当被调量产生阶跃变化, 控制器输出控制作用 $u(t)$ 将成比例变化, 而且几乎是同时产生的。因此比例控制规律的特点之一是动作快, 控制作用贯穿整个控制过程。

(2) 有差控制: 由于调节机构的位移 u 与被调量的偏差有一一对应关系, 所以控制的结果是被调量存在着静态偏差。被调量偏差仍然存在称为有差控制, 这是比例控制的又一

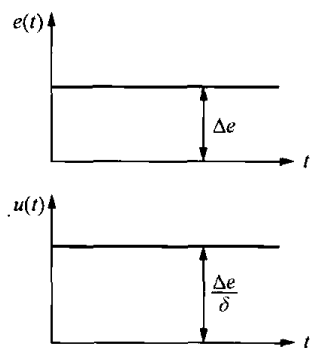


图 3-1 比例控制的输出曲线

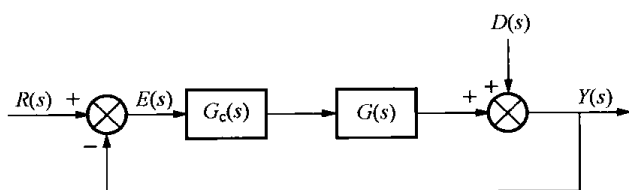


图 3-2 控制系统方框图

特点。

设广义被控对象多是高阶惯性环节，和比例控制构成一个闭环控制系统，控制系统方框图如图 3-2 所示。

在图 3-2 中， $D(s)$ 为干扰； $G_c(s)=K_p$ 为比例控制器； $G(s)$ 为广义被控对象。其表达式为

$$G(s) = \frac{K}{(1+T_1s)(1+T_2s)\cdots} \quad (3-6)$$

当有阶跃扰动时，即 $D(s)=\frac{A}{s}$ ，其中 A 为阶跃扰动幅值，则

$$E(s) = \frac{-D(s)}{1+K_p G(s)} \quad (3-7)$$

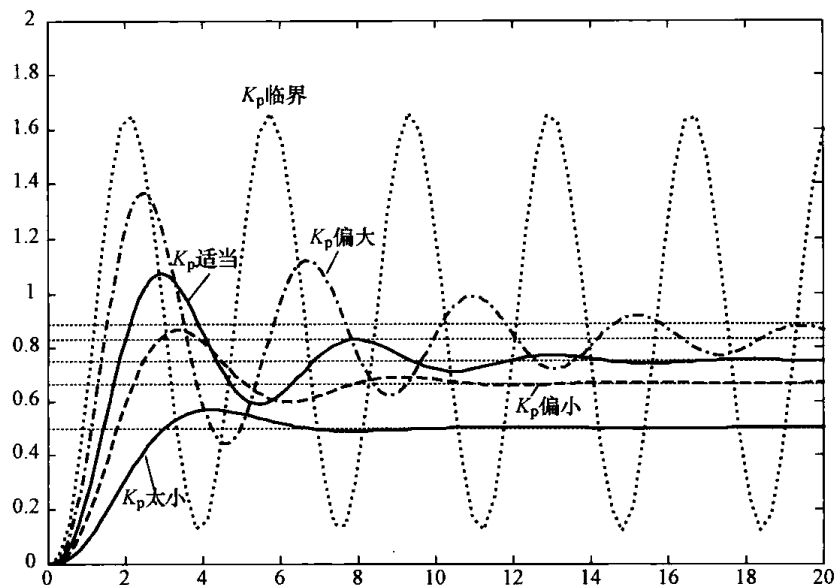
根据终值定理，其稳态误差为

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{-1}{1+K_p G(s)} \frac{A}{s} = \frac{-A}{1+K_p K} \quad (3-8)$$

由上式可知，在系统受到扰动后，采用比例控制，被调量仍存在稳态偏差 $\frac{-A}{1+K_p K}$ ，偏

差 $E(\infty)$ 大小与比例增益 K_p 成反比，即与比例带 δ 成正比。比例增益 K_p 越大，偏差则越小。

不同比例增益 K_p 对控制过程的影响如图 3-3 所示。 K_p 太大则会加大调节机构动作幅度，引起被调量来回波动，会造成控制系统不稳定。 K_p 太小则意味调节机构动作幅度很小，被调量的变化平稳，甚至可以没有超调，但稳态偏差很大，调节时间也很长。 K_p 有一个临界值，此时系统处于边界稳定。

图 3-3 不同比例增益 K_p 对控制过程的影响

第二节 积分控制(I 控制)

一、控制规律

积分控制是控制器输出 $u(t)$ 与其偏差输入信号 $e(t)$ 随时间的积累值成正比, 动态方程为

$$u(t) = \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (3-9)$$

其传递函数为

$$G_c(s) = \frac{1}{T_i s} \quad (3-10)$$

式中: T_i 为积分时间, 秒。

积分控制的输出曲线如图 3-4 所示。

二、控制特点

(1) 动作不及时。如图 3-4 所示, 当被调量出现偏差并呈现阶跃变化时, 积分控制器输出的控制作用并不立即变化, 而是由零开始线性增长, 其增长速度始终为初始速度。由式 (3-9) 可知

$$\frac{du(t)}{dt} = \frac{e(t)}{T_i} \quad (3-11)$$

上式表明, 控制作用在积分时间 T_i 越小时越强。

(2) 无差控制。从响应曲线看, 只要有偏差存在, 积分控制作用一直增加; 换言之, 只有偏差为零时, 积分作用才停止变化。

这表明系统达到再次稳定状态时, 被调量的偏差必然为零。因此积分控制消除了稳态偏差, 实现无差控制, 其控制作用体现在控制过程的后期。

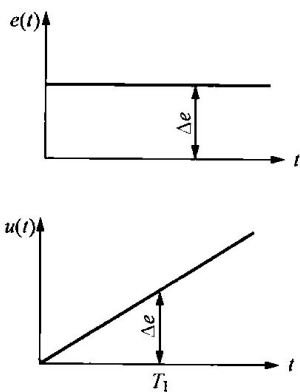


图 3-4 积分控制的输出曲线

仍以图 3-2 所示为例, 广义被控对象 $G(s)$ 是高阶惯性环节, 对阶跃干扰 $D(s) = \frac{A}{s}$, 采用积分控制时, 其稳态误差为

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{-1}{1 + G_c(s)G(s)} \frac{A}{s} = \frac{-1}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{T_i s} G(s)} = 0 \quad (3-12)$$

即积分控制消除稳态偏差。

注 意

由于积分控制作用是随时间而逐渐增强的, 与比例控制作用相比过于迟缓, 所以在改善静态品质的同时却恶化了动态品质, 使过渡过程的振荡加剧, 甚至造成系统不稳定。通常只是把积分控制作用作为工业控制器控制作用的一个组成部分。

不同积分时间 T_i 对控制过程的影响如图 3-5 所示。

三、比例积分 (PI) 控制

积分控制规律很少单独使用, 总是与比例控制规律结合, 称为比例积分控制规律, 以发

挥各自的特长, 弥补对方的不足。

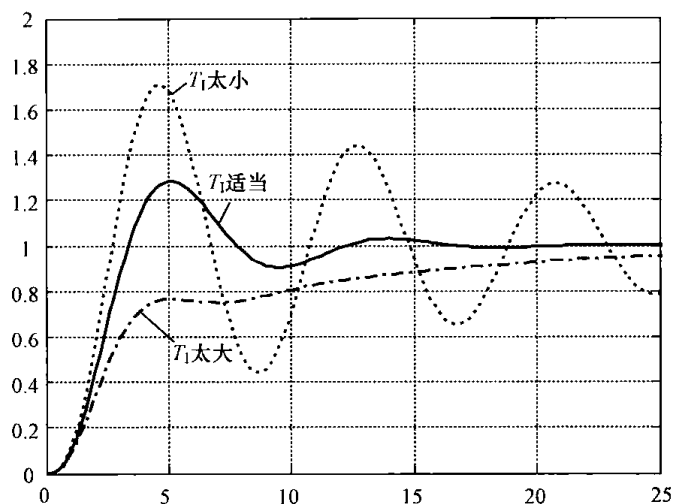


图 3-5 不同积分时间 T_I 对控制过程的影响

比例积分控制规律的动态方程与传递函数的计算式为

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_I} \int_0^t e(t) dt = \frac{1}{\delta} \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt \right] \quad (3-13)$$

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} \right) = \frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_I s} \right) \quad (3-14)$$

式中: K_p 为比例增益; δ 为比例带; $\delta = \frac{1}{K_p}$; T_I 为积分时间。

比例积分控制器的阶跃响应函数为

$$u(t) = \frac{\Delta e}{\delta} + \frac{\Delta e}{\delta T_I} t \quad (3-15)$$

式中, Δe 是阶跃输入信号的幅值。

比例积分控制器的阶跃响应曲线如图 3-6 所示。由图可知, 当被调量偏离给定值出现偏差 Δe 时, 控制器立即输出一个与偏差成比例的控制作用, 其幅值为 $\frac{\Delta e}{\delta}$, 这是比例作用的结果。随着时间的增长, 控制作用以固定速度 $\frac{\Delta e}{\delta T_I}$ 线性增加, 积分作用表现出来, 当 $t = T_I$ 时, 控制器的总输出为 $2 \frac{\Delta e}{\delta}$ 。只要偏差存在, 控制作用就一直增长下去, 直到消除偏差时, 控制作用才停止变化。

图 3-6 比例积分控制的阶跃响应

由式 (3-15) 可知, 在比例积分控制器中, 当改变比例带 δ 的数值时, 比例作用和积分作用都发生改变, 而两个作用的比值则不变 (T_I 值不变);

改变 T_i 的数值,只是改变积分作用的大小,从而改变了控制器中比例作用和积分作用的相对大小。比例控制可看作是粗调,积分作用是细调。由此可见,控制作用具有比例作用及时和积分作用消除偏差的优点,从而克服了单纯比例作用时不能消除偏差的缺点和单纯积分作用控制不及时的缺点。

控制系统中采用这种控制器时,积分作用的强弱要适当,过强的积分作用可能使系统不稳定,因为积分作用旨在消除静态偏差,所以使系统的稳定性下降。因此与采用纯比例控制相比,比例积分控制的比例带应适当加大,以补偿积分作用造成的稳定性下降。PI控制是在稍微牺牲控制系统的动态品质的基础上以换取较好的稳定性能。

四、积分饱和及其措施

在生产过程中,当负荷大范围变动期间或在启动、停机期间,所形成的较大偏差不能很快消除时,控制器在积分作用下,将会形成积分饱和,这将导致系统控制品质下降,严重时,控制器的输出甚至会超出执行机构的上下限,使控制系统失效。

积分饱和的去掉只有通过被调量偏差反向后,才慢慢从饱和状态中退出来。这样必然会造成反向偏差过大。“死区”不能及时回头,暂时丧失调节功能。为此可采用积分分离手段,当偏差较大时,在控制过程的开始阶段,取消积分作用,控制器按比例动作,等到被调量快要接近给定值时,才产生积分作用,依靠积分作用消除静态偏差。

37

第三节 微分控制(D控制)

一、控制规律

P、I控制根据偏差大小和方向进行控制,而不管偏差变化的速度。若控制器能根据偏差变化速度来控制,而不是等到大偏差后才开始控制,这样控制效果将会更好,即相当于控制器有某种程度的预见性,微分控制就是如此。

微分控制是控制器的输出 $u(t)$ 与其偏差输入信号 $e(t)$ 的变化速度成正比,其动态方程为

$$u(t) = T_D \frac{de(t)}{dt} \quad (3-16)$$

式中: T_D 为微分时间。

传递函数式为

$$G_c(s) = T_D s \quad (3-17)$$

二、控制特点

与比例和积分控制作用相比,微分控制有超前的控制作用。因为在控制过程刚开始时,被调量的偏差小,但其变化速度却较大,可使调节机构产生一个较大的位移,有利于克服动态偏差。当偏差 $e(t)$ 的变化速度等于零,而偏差 $e(t)$ 不等于零时,微分控制器的输出 $u(t)$ 也等于零,即调节机构的位置回复到原来的数值。因此,只有单纯微分控制作用的控制器是不能单独使用的,微分作用要与比例作用或比例积分作用相结合,形成比例微分控制规律或比例微分积分控制规律。

式(3-16)是理论上的微分控制规律表达式,因为当偏差发生阶跃变化时的瞬间,控制作用将为无穷大量,这是任何物理元件都不可能实现的。实际的微分控制规律具有惯性,传

递函数为

$$G_c(s) = \frac{T_D s}{\frac{T_D}{K_D} s + 1} \quad (3-18)$$

式中: T_D 为微分时间; K_D 为微分增益。

三、比例微分 (PD) 控制

理想比例微分控制的动态方程为

$$u(t) = K_P \left[e(t) + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] = \frac{1}{\delta} \left[e(t) + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-19)$$

传递函数为

$$\begin{cases} G_c(s) = K_P (1 + T_D s) = \frac{1}{\delta} (1 + T_D s) \\ \delta = \frac{1}{K_P} \end{cases} \quad (3-20)$$

式中: K_P 为比例增益; δ 为比例带; T_D 为微分时间。

理想比例微分控制的阶跃响应函数为

$$u(t) = \frac{\Delta e}{\delta} + \frac{\Delta e}{\delta} T_D \delta(t) \quad (3-21)$$

理想比例微分控制的输出曲线如图 3-7 所示。

在稳态时, $de(t)/dt=0$, PD 控制器的微分部分输出为零, 因此 PD 控制也是有差控制, 与 P 控制相同。式 (3-17) 表明, 微分控制动作总是力图抑制被调量的振荡, 有提高控制系统稳定性的作用。适度引入微分作用可以允许稍许减小比例带, 同时保持衰减率不变。

实际的比例微分控制的传递函数计算式为

$$G(s) = \frac{1}{\delta} \frac{T_D s}{\frac{T_D}{K_D} s + 1} \quad (3-22)$$

其输出曲线如图 3-8 所示。

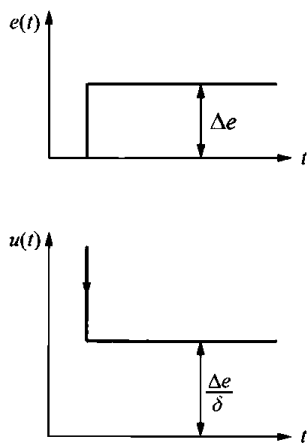


图 3-7 理想比例微分控制的输出曲线

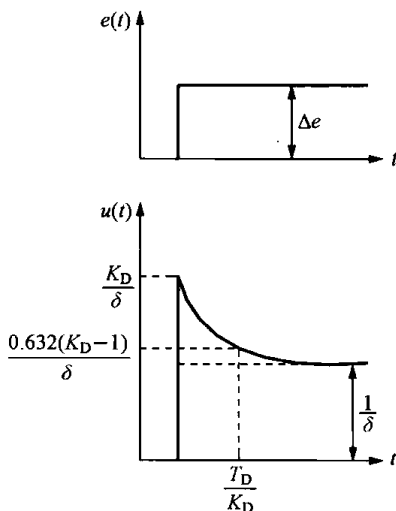


图 3-8 实际比例微分控制的输出曲线

PD 控制器的传递函数严格来说应该是式 (3-22)，但由于微分增益 K_D 数值较大，该式分母中的时间常数实际上很小，因此在分析控制系统的性能时，通常忽略较小的时间常数，直接取式 (3-20) 为 PD 控制器的传递函数。

下面通过例子比较比例 (P) 和比例微分 (PD) 控制效果来说明微分控制 (D) 的作用。

例 3-1 图 3-9 为一个双容对象的控制系统方框图，其中双容对象传递函数为

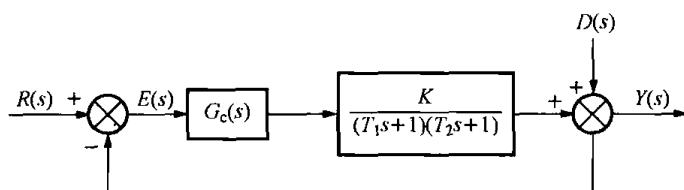


图 3-9 系统传递方框图

$$G(s) = \frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)} \quad (3-23)$$

控制器 $G_c(s)$ 分别采用比例与比例微分控制，其传递函数为

$$G_c(s) = K_p \text{ 或 } G_c(s) = K_p(1+T_Ds) \quad (3-24)$$

在图 3-9 中， $D(s)$ 为扰动信号。

当采用比例控制时，从系统方框图可写出闭环传递函数为

$$\begin{aligned} \frac{Y(s)}{D(s)} &= \frac{1}{1 + K_p \frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)}} \\ &= \frac{(T_1s+1)(T_2s+1)}{T_1T_2s^2 + (T_1+T_2)s + 1 + KK_p} \end{aligned} \quad (3-25)$$

当采用比例微分控制时，其闭环传递函数为

$$\begin{aligned} \frac{Y(s)}{D(s)} &= \frac{1}{1 + \frac{KK_p(1+T_Ds)}{(T_1s+1)(T_2s+1)}} \\ &= \frac{(T_1s+1)(T_2s+1)}{T_1T_2s^2 + (T_1+T_2+K_pKT_D)s + K_pK + 1} \end{aligned} \quad (3-26)$$

比较上面两个闭环传递函数，可知，在比例微分控制中，其特征方程中多了一项 K_pKT_Ds 。对一个二阶系统而言，其特征方程可写为

$$\begin{cases} as^2 + bs + c = 0 \\ 2\xi\omega_0 = \frac{b}{a} \\ \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{a}} \\ \xi = \frac{b}{2\sqrt{ac}} \end{cases} \quad (3-27)$$

式中： ξ 为衰减系数； ω_0 为系统的自然频率。

对于比例控制，与式 (3-27) 相比较有

$$\begin{cases} a=T_1T_2 \\ b=T_1+T_2 \\ c=K_pK+1 \end{cases} \quad (3-28)$$

则

$$\xi_P = \frac{T_1+T_2}{2T_1T_2} \sqrt{\frac{T_1T_2}{K_pK+1}} \quad (3-29)$$

对于比例微分控制，与式 (3-27) 相比较有

$$\begin{cases} a=T_1T_2 \\ b=T_1+T_2+K_pKT_D \\ c=K_pK+1 \end{cases} \quad (3-30)$$

则

$$\xi_{PD} = \frac{T_1+T_2+K_pKT_D}{2T_1T_2} \sqrt{\frac{T_1T_2}{K_pK+1}} \quad (3-31)$$

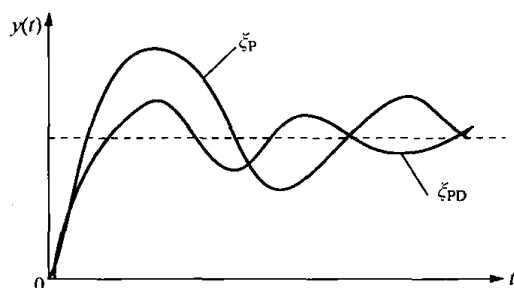


图 3-10 不同控制规律的控制曲线

一般情况下， $K_pKT_D > 1$ ，比较 ξ_P 和 ξ_{PD} ，可知 $\xi_{PD} > \xi_P$ 。当系统的阻尼比 ξ 增大时，则系统的最大偏差减小，稳定性提高，如图 3-10 所示。

由式 (3-31) 可知， T_1 、 T_2 、 K 、 K_p 都是常数，若微分时间 T_D 增大，则 ξ_{PD} 也将增大，系统稳定性则提高，但是 T_D 增大导致调节机构大幅度动作，会造成调节机构全开或全关，这是多数生产所不允许的，因此微分时间常数 T_D 大小要适当。

不同微分时间 T_D 对控制过程的影响如图 3-11 所示。

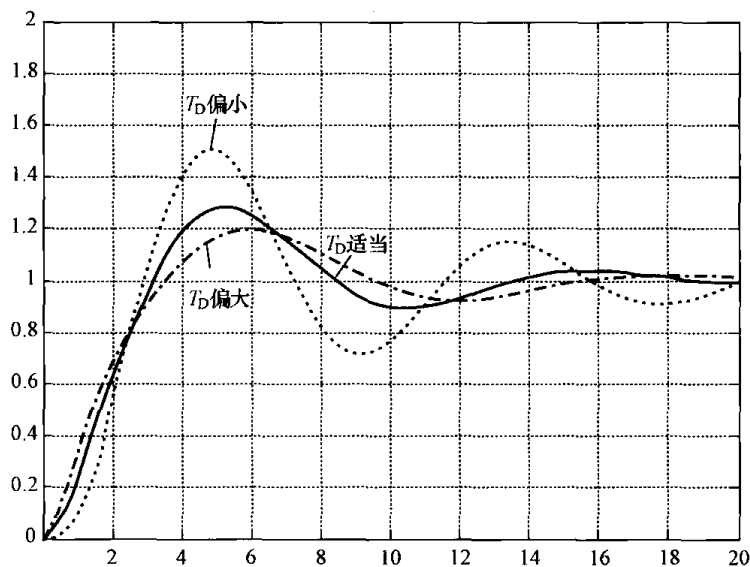


图 3-11 不同微分时间 T_D 对控制过程的影响

四、比例积分微分控制 (PID)

比例积分微分控制器的动态方程式为

$$\begin{aligned}
 u(t) &= K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \\
 &= \frac{1}{\delta} \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right]
 \end{aligned} \quad (3-32)$$

传递函数为

$$G(s) = \frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right) \quad (3-33)$$

当采用实际微分控制时, PID 的传递函数为

$$G(s) = \frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_D s + 1}{\frac{T_D}{K_D} s + 1} \right) \quad (3-34)$$

比例积分微分控制器的输出曲线如图 3-12 所示。

$$u(t) = \frac{e_0}{\delta} + \frac{e_0}{\delta T_i} t + \frac{e_0}{\delta} T_D \delta(t) \quad (3-35)$$

通过前两节和本节对比例控制规律、积分控制规律和微分控制规律的分析, 可以看出它们对控制过程的影响是不同的。图 3-13 所示是同一对象分别采用比例控制器、积分控制器、比例积分控制器、比例微分控制器、比例积分微分控制器组成控制系统, 在阶跃扰动作用下被调量的调节过程曲线。

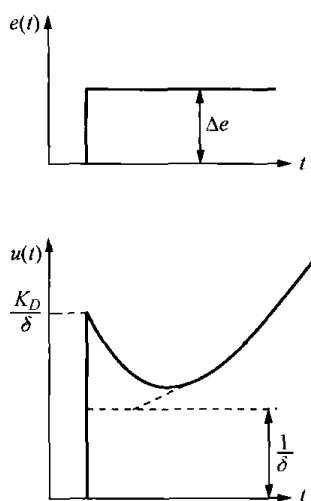


图 3-12 比例积分微分控制的阶跃响应曲线

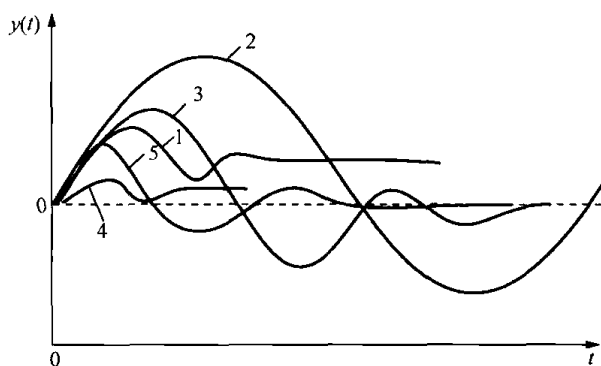


图 3-13 阶跃响应曲线

1—P; 2—I; 3—PI; 4—PD; 5—PID

曲线 1 是采用比例控制器的控制过程。由于比例控制规律具有控制及时的特点, 所以控制过程时间较曲线 2 短, 动态偏差也较曲线 2 小。而比例控制为有差控制, 因此控制过程结束后存在静态偏差。通过减小控制器的比例带可减小静态偏差, 但会使系统的稳定性下降。

曲线 3 是采用比例积分控制器的控制过程。由于积分作用能消除静态偏差, 所以控制作用最终能消除扰动对被调量的影响, 实现无差控制。然而积分作用的控制不及时, 又使控制过程的动态偏差加大, 过渡过程时间加长 (与曲线 1 相比较), 相对而言又使系统的稳定性下

降。因此，在积分作用引入到比例控制器后，控制器的比例带应适当加大，以弥补积分作用对控制过程稳定性的影响。

曲线 5 是采用比例积分微分控制器的控制过程。微分控制是一种超前控制方式，其实质是阻止被调量的一切变化。适当的微分作用可起到减小动态偏差，缩短控制过程时间的效果，这样在采用比例积分微分控制器时，又可适当减小比例带和积分时间。

综上所述，比例控制作用是最基本的控制作用，而积分和微分作用为辅助控制作用，比例作用贯穿于整个控制过程之中，积分作用则体现在控制过程的后期，用以消除静态偏差，微分作用则体现在控制过程的初期。实际应用时，可采用以下方式选择控制规律。

- (1) 对负荷变化不大，工艺要求不高，自平衡能力强的控制系统，可采用比例控制。
- (2) 对负荷变化不大，对象惯性较小，不允许有余差的控制系统，可采用比例积分控制。
- (3) 对负荷变化大，对象惯性大，且控制质量要求较高，可采用比例积分微分控制。
- (4) 对负荷变化大，对象迟延和惯性都大，而比例积分微分控制达不到要求，可采用复杂控制规律或控制系统结构。

第四章 单回路控制系统

第一节 概述

在热工生产过程的控制中,最简单、最基本且应用最为广泛的是单回路控制系统,它可以解决大量的控制问题,其他各种复杂控制系统都是以单回路控制系统为基础发展起来的。所以,首先应学会分析、设计、整定单回路系统的方法,了解系统中各组成环节对控制系统性能的影响,才能解决复杂系统的分析、设计、整定问题。

本章主要从分析角度来讨论:被控对象动态特性、测量元件和变送器、调节机构特性对控制质量的影响,最后是单回路控制系统参数整定的方法及现场投运的一般步骤。

单回路控制系统的组成原理方框图如图 4-1 所示,它是由一个测量变送器、一个控制器和一个执行器(包括调节阀),连同被控对象组成的闭环负反馈控制系统。

一、被调量的选择

在图 4-1 中,被调量 y 是表征生产过程是否符合工艺要求的物理量或化学量,在热工生产过程中主要是温度、压力、流量、化学成分等。一般情况下,要维持的工艺参数就是系统的被调量,如火力发电厂锅炉过热蒸汽温度控制系统的任务就是维持锅炉过热器出口蒸汽温度,则汽温控制系统的被调量就是过热器的出口汽温。

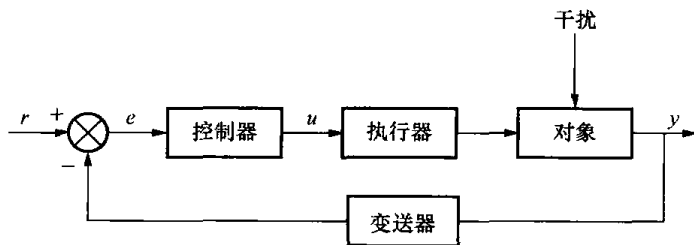


图 4-1 单回路控制系统组成原理方框图

但是在生产过程中,有些工艺参数目前还没有获得直接的快速测量手段,如火电厂进入磨煤机的原煤干燥程度的测量。这种情况下往往采用间接测量手段,如采用磨煤机出口温度来代表原煤的干燥程度。以间接参数作为系统的被调量,要求被调量与实际所需维持的工艺参数之间为单值线性关系,或者有一定的函数关系,否则要采取适当的补偿措施。对于那些虽有直接测量手段,但所测得的信号过于微弱或迟延较大的情况,不如选用间接工艺参数作为系统的被调量。

在选择被调量时,要求被调量有足够的灵敏度,并减小迟延,应当采用先进的测量方法,选择合理的取样点,正确合理地安装检测元件。

二、调节量的选择

当被调量确定之后,首先要解决的问题是选择什么样的控制量去克服各种扰动对被调量的影响。原则上是选择工艺上允许作为控制手段的变量作为调节量,一般不应选择工艺上的主要物料或不可控的变量作为调节量,如火力发电厂锅炉负荷控制系统,其被调量是主蒸汽压力。而影响主蒸汽压力的主要因素是汽轮机进汽量和锅炉燃料量,前者是电力生产要求所确定的,因而不能作为控制量而只能选择燃料量作为系统的控制手段。

一个被控对象往往存在着不止一个影响被调量的输入量。当选择某一个输入量作为调节

量, 则其余的输入量就成为扰动量。扰动是影响控制系统稳定运行的破坏性因素, 调节量是克服扰动, 维持控制系统稳定运行的积极因素。调节量确定后, 被控对象的控制通道和扰动通道就确定了。

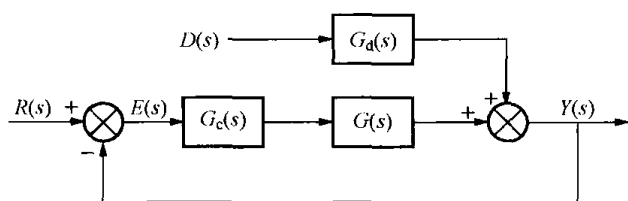


图 4-2 单回路控制系统的传递方框图

单回路控制系统的传递方框图如图 4-2 所示, 图中 $G(s)$ 为对象的传递函数, 它包括了检测元件、测量变送器和调节机构在内的广义对象特性; $G_c(s)$ 为控制器的传递函数, $D(s)$ 为扰动信号, $G_D(s)$ 为被调量与扰动信号间的传递函数。 $G_D(s)$ 为干扰通道; $G(s)$ 为控制通道。

第二节 被控对象特性对控制品质的影响

控制过程的品质指标一般用衰减比、动态偏差、稳态偏差、调节时间来衡量, 它们描述了控制系统过渡过程的稳定性、准确性和快速性。除此之外, 由第二章可知, 描述对象动态特性的特征参数有对象的放大系数 K 、时间常数 T 和迟延时间 τ , 本节主要讨论控制通道和干扰通道中 K 、 T 、 τ 等诸因素对控制质量的影响。

一、控制通道和干扰通道放大系数 K 对控制质量的影响

图 4-2 所示的单回路控制系统方框图中, 设控制器为比例控制器

$$G_c(s) = K_p \quad (4-1)$$

控制通道的传递函数 $G(s)$ 为高阶惯性环节, 其中 K 为控制通道放大系数;

$$G(s) = \frac{K}{(1+T_1s)(1+T_2s)\cdots} \quad (4-2)$$

扰动通道的传递函数 $G_D(s)$ 也为高阶惯性环节, K_D 为扰动通道放大系数。

$$G_D(s) = \frac{K_D}{(1+T_1s)(1+T_2s)\cdots} \quad (4-3)$$

由图 4-2 求出 $D(s)$ 对 $Y(s)$ 的影响:

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = G_D(s) \frac{1}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-4)$$

其偏差为

$$E(s) = R(s) - Y(s) = -\frac{G_D(s)D(s)}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-5)$$

当系统受到单位阶跃扰动, 即 $D(s) = \frac{1}{s}$ 作用下, 静态偏差为

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \left(-\frac{G_D(s)D(s)}{1+G_c(s)G(s)} \right) = -\frac{K_D}{1+K_p K} \quad (4-6)$$

式 (4-6) 表明:

(1) 干扰通道的放大系数 K_D 越大, 系统的静态偏差越大, 如图 4-3 所示。

(2) 控制通道的放大系数 KK_p 越大, 静态偏差越小, 如图 4-4 所示。对于线性控制系统, K 和 K_p 是一种互补关系, 可以通过改变控制器的比例增益 K_p 来满足 K 和 K_p 的乘积要求, 即对象的放大系数 K 对控制过程的质量没有什么影响。对于非线性对象其 K 值与负荷有关, 一般方法不能补偿 K , 故 K 对控制过程的质量有影响。若要利用 K_p 来补偿, 则要求 K_p 也随负荷变化而变化, 即需要参数可变控制器。

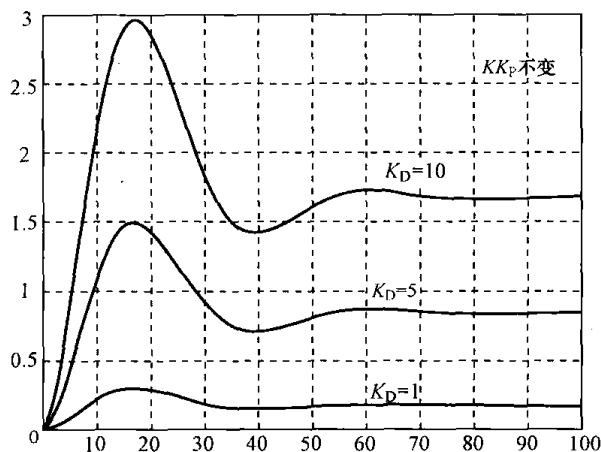


图 4-3 干扰通道放大系数 K_D 对控制质量的影响

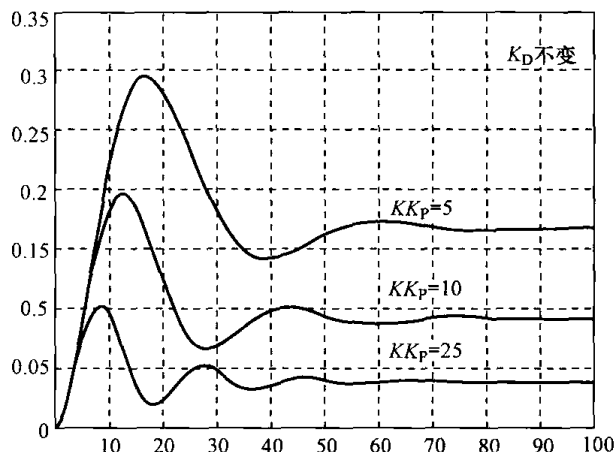


图 4-4 控制通道放大系数 KK_p 对控制质量的影响

小结

(1) 干扰通道的放大系数 K_D 越小越好。

(2) 控制通道放大系数 K : 如果被控对象是线性系统, 则对控制质量无影响; 若是非线性系统, 有一定影响。

二、时间常数和迟延时间对控制质量的影响

控制通道与干扰通道影响不同, 下面分别讨论。

1. 干扰通道时间常数 T_D 和迟延 τ_d 的影响

(1) 时间常数 T_D 对控制质量影响。

为讨论方便, 设图 4-2 所示的干扰通道为一阶惯性环节

$$G_D(s) = \frac{1}{T_D s + 1} \quad (4-7)$$

$D(s)$ 对 $Y(s)$ 的影响为

$$\begin{aligned} \frac{Y(s)}{D(s)} &= \frac{G_D(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \\ &= \frac{1}{(T_D s + 1)[1 + G_c(s)G(s)]} \end{aligned} \quad (4-8)$$

时间常数 T_D 越大, 扰动作用越缓慢, 有利于控制。若干扰通道惯性环节的阶次增加, 如

$$G_D(s) = \frac{1}{(1 + T_D s)^n} \quad (4-9)$$

则

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{1}{(s+T_D)^n [1+G_c(s)G(s)]} \quad (4-10)$$

由式(4-10)可知, 当 T_D 增大, 阶次 n 也增大时, 有利于控制质量的提高。其物理意义是: 具有惯性环节特性的扰动通道, 相当一个低通滤波器, 削弱了扰动对系统工作的影响。

(2) 迟延时间 τ_D 对控制质量的影响。

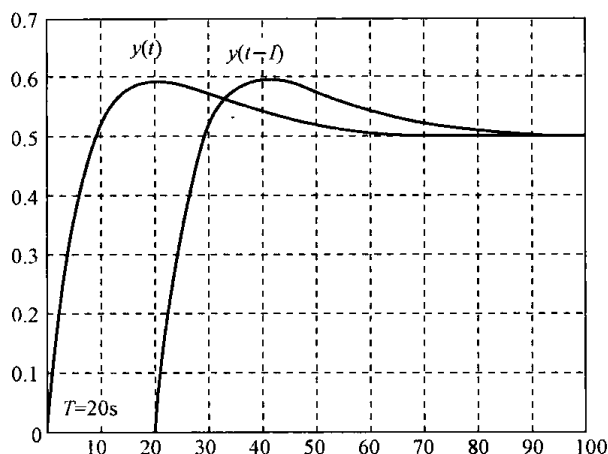


图 4-5 干扰通道迟延对控制质量的影响

当干扰通道存在迟延 τ_D , 则

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_D(s)e^{-\tau_D s}}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-11)$$

$$\text{即 } Y(s) = \left(\frac{G_D(s)D(s)}{1+G_c(s)G(s)} \right) e^{-\tau_D s} \quad (4-12)$$

$$\text{由滞后定理知 } Y_\tau(t) = Y(t-\tau) \quad (4-13)$$

式(4-13)表明, 干扰通道迟延 τ_D 的存在, 在热工控制系统中, 只是使被调量在时间轴上顺延一个时间 τ_D 而已, 并不影响控制质量, 如图 4-5 所示。

(3) 扰动作用点的不同对控制质量影响。

若扰动不只是一个, 设扰动由三个不同位置进入控制系统, 如图 4-6 所示。

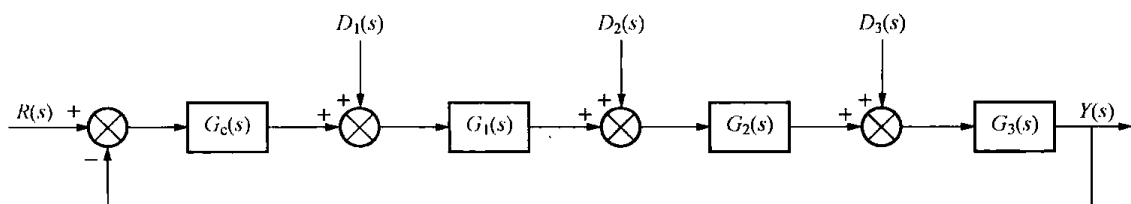


图 4-6 三个扰动源的控制系统方框图

将各扰动均变换到系统出口处, 如图 4-7 所示。

一般对象都是惯性环节, 并假设各扰动通道的放大系数相同, 可以看出, $D_1(s)$ 对系统工作的影响最小, 而 $D_3(s)$ 影响最大。即扰动进入系统的位置离输出(被调量)越远, 对系统工作的影响就越小。

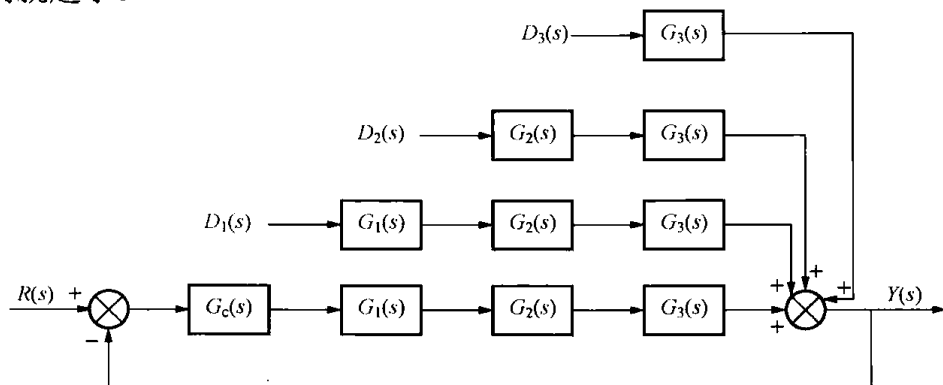


图 4-7 扰动变换到系统出口的方框图

2. 控制通道的时间常数 T 和迟延时间 τ 对控制质量的影响(1) 时间常数 T 对控制质量的影响。

从控制理论关于控制质量分析可知, 控制通道时间常数 T 太大, 系统反应速度慢, 工作频率下降, 控制过程的持续时间较长, 如图 4-8 所示。当时间常数特别大时, 一般单回路已不能满足控制质量的要求, 这时, 可另选控制通道 (即调节量), 或者设计复杂控制系统, 如在火电厂主蒸汽温度的控制中, 被控对象具有惯性大、迟延大的特点, 一般设计为串级控制系统。

当被控对象时间常数 T 较小时, 系统工作频率较高, 控制作用及时, 反应灵敏。控制通道的时间常数主要取决于调节机构到被调量之间的容积存储能力, 当存储能力越小, 则时间常数和阶数也越小。因此, 在设计控制系统时, 要合理选择调节机构的位置。

若时间常数 T 太小, 系统反应则过于灵敏, 容易引起系统振荡。这时尽管采取减小控制器的放大倍数 (增加比例带) 的措施, 系统的稳定性可能仍然很差。下面举例说明。

例 4-1 如图 4-9 所示的系统方框图。

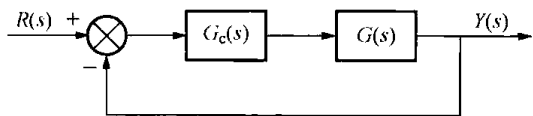


图 4-9 单回路控制系统方框图

其中, $G_c(s)$ 是比例控制器。即

$$G_c(s) = K_p \quad (4-14)$$

$G(s)$ 是广义被控对象。

$$G(s) = \frac{K}{(1+T_1s)(1+T_2s)(1+T_3s)(1+Ts)} \quad (4-15)$$

式中: T_1 为检测元件的时间常数; T_2 为变送器的时间常数; T_3 为执行器的时间常数; T 为对象的时间常数。

则系统的开环传递函数为

$$G_k(s) = \frac{KK_p}{(1+T_1s)(1+T_2s)(1+T_3s)(1+Ts)} \quad (4-16)$$

利用奈奎斯特稳定性判据, 可求得闭环系统处于稳定边界时的临界频率 ω_{cr} 和临界放大系数 K_{cr} , 如式 (4-13) 所示。

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{T_1 + T_2 + T_3 + T}{T_1T_2T_3 + T_1T_2T + T_1T_3T + T_2T_3T}} \quad (4-17)$$

$$K_{cr} = \sqrt{(1+T_1^2\omega_{cr}^2)(1+T_2^2\omega_{cr}^2)(1+T_3^2\omega_{cr}^2)(1+T^2\omega_{cr}^2)} \quad (4-18)$$

当 $T_1=1s$, $T_2=1.2s$, $T_3=1.5s$, $T=10s$ 时, 则有

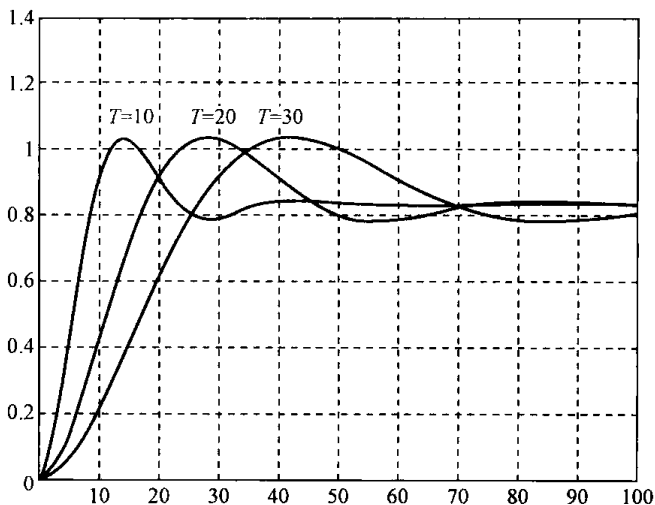


图 4-8 时间常数 T 对控制质量的影响

$$\begin{cases} W_{cr}=0.541/s \\ K_{cr}=9.55 \\ W_{cr}K_{cr}=5.157 \end{cases} \quad (4-19)$$

当 $T=1s$ ，其余参数不变时，得

$$\begin{cases} W_{cr}=0.8631/s \\ K_{cr}=4.10 \\ W_{cr}K_{cr}=3.53 \end{cases} \quad (4-20)$$

由上可知，若控制通道的时间常数 T 过小时，临界频率虽有提高，但临界放大系数却下降很快。由控制理论可知，临界放大系数与临界频率的乘积可作为衡量系统工作的一个性能指标（稳定裕量），当控制通道时间常数 T 过小时，这个性能指标反而也下降了。

控制通道往往是由几个环节串联组成，它们可以是实际被控对象的各个组成部分，也可以是包括测量（变送器）元件、调节机构等在内的广义被控对象。各个环节具有不同的时间常数，它们之间的匹配关系对控制质量也有重要影响。下面举例说明。

例 4-2 已知控制通道由三个时间常数为 T_1, T_2, T_3 的环节组成，系统采用比例控制器，其开环传递函数如式（4-21）所示。

$$G_K(s)=G_c(s)G(s)=\frac{KK_P}{(1+T_1s)(1+T_2s)(1+T_3s)} \quad (4-21)$$

根据奈氏奎斯特判据求得系统临界频率 W_{cr} 和临界放大系数 K_{cr} 的计算式为

$$\begin{cases} W_{cr}=\sqrt{\frac{T_1+T_2+T_3}{T_1T_2T_3}} \\ K_{cr}=\sqrt{(1+T_1^2W_{cr}^2)(1+T_2^2W_{cr}^2)(1+T_3^2W_{cr}^2)} \end{cases} \quad (4-22)$$

当各环节的时间常数发生变化时，系统的临界频率 W_{cr} 和临界放大系数 K_{cr} 变化如表 4-1 所示。

表 4-1 不同时间常数 T_1, T_2, T_3 的计算结果

参数 状态	T_1	T_2	T_3	W_{cr}	K_{cr}	$W_{cr}K_{cr}$
原状态	20	5	2	0.370	19.25	7.12
减小 T_1	10	5	2	0.410	12.6	5.16
减小 T_2	20	2.5	2	0.490	22.6	11.07
减小 T_3	20	5	1	0.5000	21.5	10.75
减小 T_2, T_3	20	2.5	1	0.685	33.05	22.65
加大 T_1	30	5	2	0.350	26.12	9.14

若以 $W_{cr}K_{cr}$ 为衡量系统工作的性能指标，从表 4-1 可知：

- (1) 减小最大的时间常数 T_1 ，不但无益，反而降低 $W_{cr}K_{cr}$ 。
- (2) 减小 T_2, T_3 ，都能显著提高控制质量，若同时减小 T_2, T_3 ，则效果更好。
- (3) 加大最大的时间常数 T_1 ，虽然 W_{cr} 下降，但是 K_{cr} 却上升，造成 $W_{cr}K_{cr}$ 反而有所提高。

所以为了改善控制通道特性,应尽量使它们的时间常数错开,这就是所谓被控对象时间常数的错开原则。这个原则对提高和改善控制通道的动态特性很有用,实际工作中时间常数最大的环节往往是工艺设备的核心部分,改变它的特性是困难的,而改变具有较小时间常数的环节的特性可能比较容易实现,如包括在控制通道中的测温元件的时间常数可能是较小的。若采用快速热电偶则可以进一步减小时间常数。

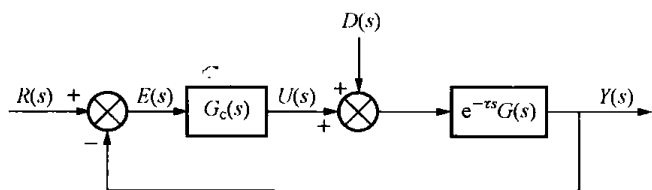


图 4-10 控制通道有纯延迟的单回路控制系统

(2) 迟延对控制质量的影响。

在控制通道中存在迟延,从控制理论角度来看, $e^{-\tau s}$ 对相位产生影响,对控制质量产生不利影响,甚至会使控制系统不稳定,如图 4-10 所示的单回路控制系统。设其控制通道有纯迟延 τ 。

系统的开环传递函数为

$$G_k(s) = G_c(s)G(s)e^{-\tau s} \quad (4-23)$$

设不含迟延环节的系统开环传递函数为

$$G'_k(s) = G_c(s)G(s) \quad (4-24)$$

则二者的频率特性分别为

$$G_k(j\omega) = G_c(j\omega)G(j\omega)e^{-j\omega\tau} \quad (4-25)$$

$$G'_k(j\omega) = G_c(j\omega)G(j\omega) \quad (4-26)$$

设不含迟延环节的系统是稳定的,即闭环特征方程不含 s 右半边的极点。根据奈奎斯特稳定性判据可知,其开环频率特性不包含 $(-1, j0)$ 点。由式 (4-25) 与式 (4-26) 相比,相差一个迟延环节,其频率特性表现出滞后一个 $\omega\tau$ 相角。这样, $G_k(j\omega)$ 就有可能包围 $(-1, j0)$ 点,造成系统不稳定。二者的开环频率特性如图 4-11 所示。

(1) 如果存在纯迟延 τ_1 , 设在 $t=0$ 有阶跃干扰信号输入时,当 $t=\tau_1$ 被调量才开始变化。设控制器没有死区,则控制器的控制作用也需经过 τ_1 时间后才能在被控对象的输出中反映出来,此时输出已达到 A 点,然后沿 C_1 曲线下降,如图 4-12 所示。

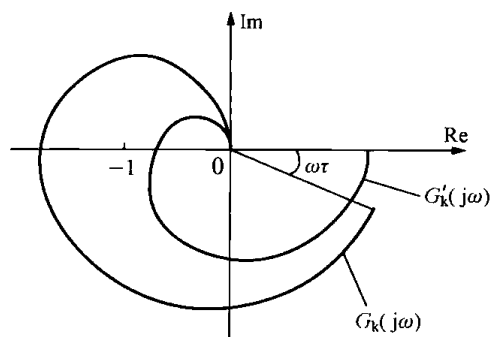


图 4-11 系统的开环频率特性

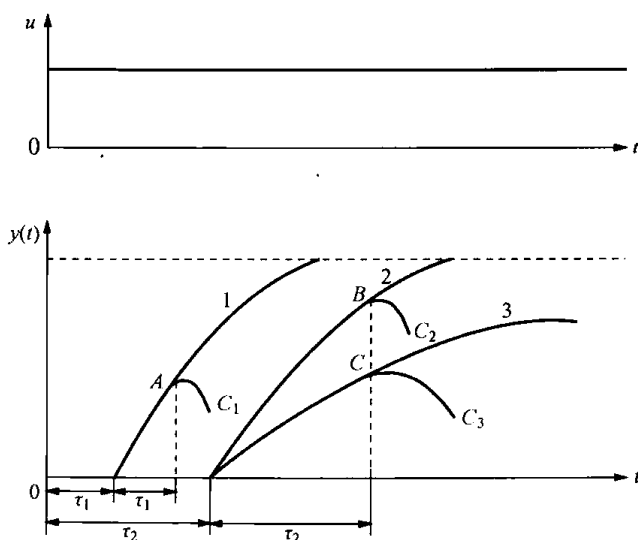


图 4-12 控制通道纯迟延对控制质量的影响

(2) 如果被控对象的其他参数不变,纯迟延增大为 τ_2 , $\tau_2 > \tau_1$, 则阶跃响应曲线如图 4-12

曲线 2 所示。与上面同样道理，控制器动作后，待输出达到 B 点，才能沿 C_2 曲线下降，显然，其他条件不变时，纯时延 τ 越大，控制质量越差。

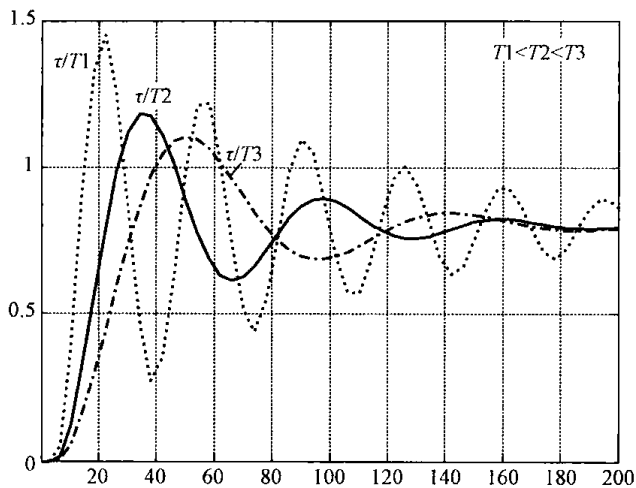


图 4-13 控制通道 τ/T 对控制质量的影响

(3) 如果纯时延 τ_2 不变，增大控制通道时间常数，则阶跃响应曲线如图 4-12 中曲线 3 所示，曲线斜率变小，此时控制器动作使得输出达到 C 点后，才开始沿曲线 C_3 下降。这时的控制质量比曲线 2 好，可见当控制通道有纯延迟 $e^{-\tau s}$ 时，控制质量取决于纯延迟 τ 的大小及纯延迟和时间常数的比值 $\frac{\tau}{T}$ ，若 $\frac{\tau}{T} > 0.3$ ，即为大滞后环节，比值越大则控制质量越差。如图 4-13 所示。

综上所述，可知：

(1) 控制通道：控制通道的时间常数应适当小一些，在采取改善控制通道动态特性的措施时，应遵循时间常数错开原则；纯迟

延和时间常数的比值 $\frac{\tau}{T}$ 越小，控制质量越好。

(2) 干扰通道：扰动进入控制系统的位置距离系统输出（被调量）越远越好，干扰通道的时间常数越大，扰动对被调量的影响就越小，控制质量越好；扰动通道的纯延迟对系统控制质量无影响。

第三节 测量元件和变送器特性对控制质量的影响

前面讨论在用试验方法测试被控对象的动态特性时，往往把变送器作为控制对象的一部分，变送器的输出是被控对象的被调量测量值。在大型火力发电厂中多采用电动变送器，其时间常数很小，对控制质量的影响不大，可以忽略，所以，主要是测量元件特性对控制质量的影响。在采用气动仪表时，气动信号传送管路较长，信号传输过程的滞后必须考虑，变送器时间常数也是不可忽略，但它对控制质量的影响与测量元件时间常数对控制质量影响是一致的，下面重点讨论测量元件特性对控制质量的影响。

一般测量元件可看作是一个一阶惯性环节，图 4-14 为一个单回路控制系统，检测与变送环节可以认为是惯性环节，其传递函数为 $\frac{1}{1+T_B s}$ ，图中 K_p 为比例控制

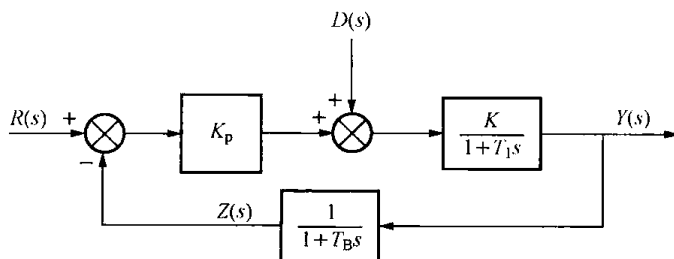


图 4-14 单回路控制系统方框图

器的放大系数； $\frac{K}{1+T_1 s}$ 为被控对象的传递

函数； $Y(s)$ 为被控对象的实际输出（被调量）； $Z(s)$ 为实际测量得到的输出信号，它们对扰动 $D(s)$ 的传递函数分别为

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{\frac{K}{1+T_1s}}{1+K_p \frac{K}{1+T_1s} \frac{1}{1+T_Bs}} = \frac{(1+T_Bs)K}{(1+T_1s)(1+T_Bs)+KK_p} \quad (4-27)$$

$$\frac{Z(s)}{D(s)} = \frac{\frac{1}{1+T_Bs} \cdot \frac{K}{1+T_1s}}{1+K_p \frac{K}{1+T_1s} \frac{1}{1+T_Bs}} = \frac{K}{(1+T_1s)(1+T_Bs)+KK_p} \quad (4-28)$$

由式(4-27)和式(4-28)可知,两者均为二阶系统。当 $T_1=20s$, $T_B=2s$, $KK_p=25$ 时,它们的阶跃响应曲线如图4-15所示。由图4-15可知, $y(t)$ 的幅值变化比 $z(t)$ 大得多,而且两者存在相位差。这些差别随测量变送元件时间常数的增加而增加。尤其在被控对象的时间常数较小时,测量变送元件的惯性对控制质量的影响更为严重。为克服测量变送元件的惯性,可采取以下措施。

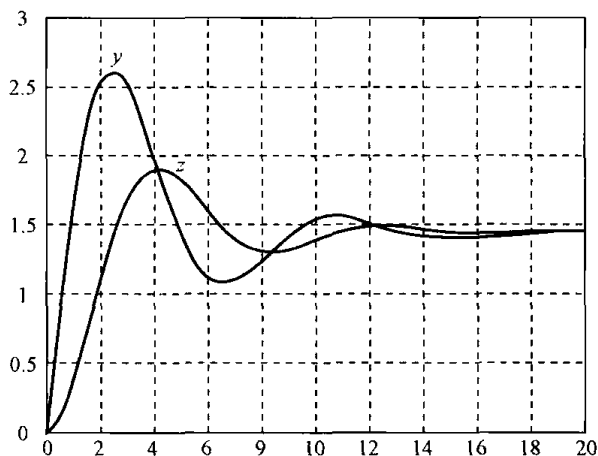


图 4-15 被控对象和变送器输出的阶跃响应曲线

- (1) 采用快速测量元件,测量变送元件的时间常数为被控对象时间常数的 1/10 以下为宜。
- (2) 采用微分(超前)单元,抵消测量元件的惯性,但要使用适当。
- (3) 正确选择测量变送元件的安装位置,保证它有较高的测量灵敏度和较小惯性。

但是,在一些压力控制系统中,有一些被调量信号具有较强的脉动成分,例如炉膛负压信号就属于这一类被调量信号。如果不对其进行滤波,将脉动的高频成分滤掉,可能会导致调节机构频繁动作,甚至形成系统振荡。因此,要在测量管路中加装一阶阻尼器,对信号作平滑处理。

第四节 调节机构特性对控制质量影响

调节机构是自动控制系统中的一个重要组成部分,它的性能对控制质量有举足轻重的影响,有时往往由于调节机构性能不好而影响控制设备的正常投入。热工过程中经常使用的调节机构有调节阀、空气和烟气挡板、给煤机和给粉机等。其中使用最广泛的是调节阀,本节主要讨论阀门问题。

调节机构一般时间常数很小，可认为是一个比例环节。若系统中其他环节的特性不随负荷变化，则从保证控制质量的角度出发，要求调节阀的特性也不随负荷变化而变化，即应采用线性阀门。若系统中某些环节的动态特性随负荷变化，则选择适当的调节阀特性以补偿其他环节动态特性的变化，如放大系数随负荷增加而减小时，则宜采用等百分比特性的调节阀。

在选用调节阀时，要特别注意调节阀的工作流量特性与理想流量特性的差别。两者之间的差别大小与调节阀的工作条件有关。下面分别讨论调节阀在串联、并联管路中的工作流量特性。

一、调节阀在串联管路中的工作流量特性



图 4-16 串联管路系统中的调节阀

图 4-16 是在串联管路中的调节阀的连接系统。调节阀在串联管路中的工作流量特性与阀门的压降比 S 有关。压降比 S 是阀门全开时其两端的压降与整个管路系统（包括阀门）的总压降之比，即

$$S = \frac{\Delta P_{\text{阀全开}}}{\Delta P_{\text{总}}} \tag{4-29}$$

式中： $\Delta P_{\text{阀全开}}$ 为阀门全开时其两端的压降； $\Delta P_{\text{总}}$ 为管路系统的总压降。

图 4-17 表示了阀门压降比 S 对阀门工作流量特性的影响，图中横坐标 $u\%$ 为阀芯相对行程量（开度），纵坐标为相对流量。可以看出，当压降比 $S=1$ 时，工作流量特性为理想流量特性；压降比 S 越小，工作流量特性出现畸变的程度越严重。理想的线性特性阀门的工作流量特性接近于快开特性，而理想百分比特性阀门的工作流量特性接近于线性特性。为防止工作流量特性畸变，使用中一般要求压降比 S 不低于 $0.3\sim0.5$ 。

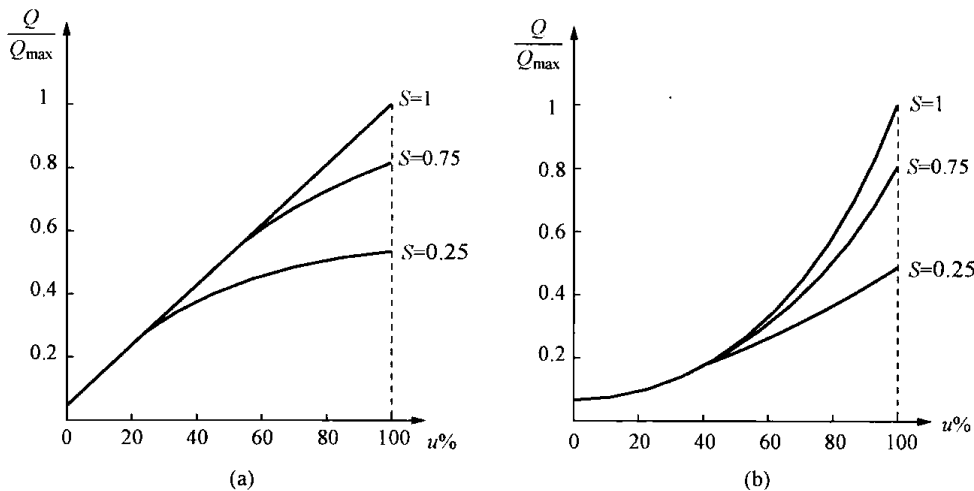


图 4-17 调节阀的工作流量特性
(a) 线性流量特性阀门；(b) 等百分比流量特性阀门

压降比不仅影响调节阀的工作流量特性，而且对调节阀的调节范围也有影响。当 $S=1$ 时，调节阀可调节的最大流量 Q_{max} 与最小流量 Q_{min} 之比称为理想可调范围 R 。

$$R = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{min}}} \tag{4-30}$$

由式(4-29)可知, 当 $S=1$ 时, $\Delta P_{\text{阀全开}} = \Delta P_{\text{总}}$, 而阀门流量与压降的关系为

$$Q_{\text{max}}^2 = \frac{\Delta P_{\text{阀全开}}}{K_{\text{阀全开}}} = \frac{\Delta P_{\text{总}}}{K_{\text{阀全开}}} \quad (4-31)$$

式中: $K_{\text{阀全开}}$ 为阀全开时的阻力系数。

当 $S < 1$ 时, 调节阀全开时的流量 Q_{100} 与调节阀压降 $\Delta P_{\text{阀全开}}$ 的关系为

$$Q_{100}^2 = \frac{\Delta P_{\text{阀全开}}}{K_{\text{阀全开}}} \quad (4-32)$$

式(4-32)中的 $K_{\text{阀全开}}$ 即为式(4-31)中的阻力系数, 所以由式(4-31)和式(4-32)可得

$$\frac{Q_{100}^2}{Q_{\text{max}}^2} = \frac{\Delta P_{\text{阀全开}}}{\Delta P_{\text{总}}} = S \quad (4-33)$$

实际使用中调节阀均处于 $S < 1$ 的状态。因此, 当调节阀串联在管路中时, 其实际的可调范围 $R_{\text{串}}$ 应是阀门全开流量 Q_{100} 与最小流量 Q_{min} 之比, 即

$$R_{\text{串}} = \frac{Q_{100}}{Q_{\text{min}}} = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{min}}} \frac{Q_{100}}{Q_{\text{max}}} = R\sqrt{S} \quad (4-34)$$

由式(4-34)可见, 随着压降比 S 的减小, 调节阀在串联管路中的可调范围下降了。

二、调节阀在并联管路中的工作流量特性

图 4-18 是在并联管路中的调节阀的连接系统。

在并联管路中设有旁路阀, 管路中的总流量 $Q_{\text{总}}$ 为流经旁路阀的流量与流经调节阀的流量之和, 其旁路系数为

$$X = \frac{Q_{100}}{Q_{\text{总}}} \quad (4-35)$$

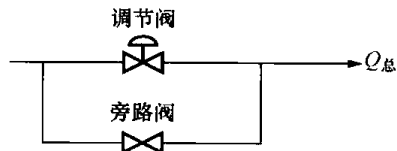


图 4-18 并联管路中的调节阀

式中: Q_{100} 为调节阀全开时的流量。

X 值的大小影响调节阀的工作流量特性, 当 X 减小时, 相当于阀门的漏流量增加, 使可调范围下降, 曲线斜率变小, 甚至使阀门失去调节作用, 如图 4-19 所示。

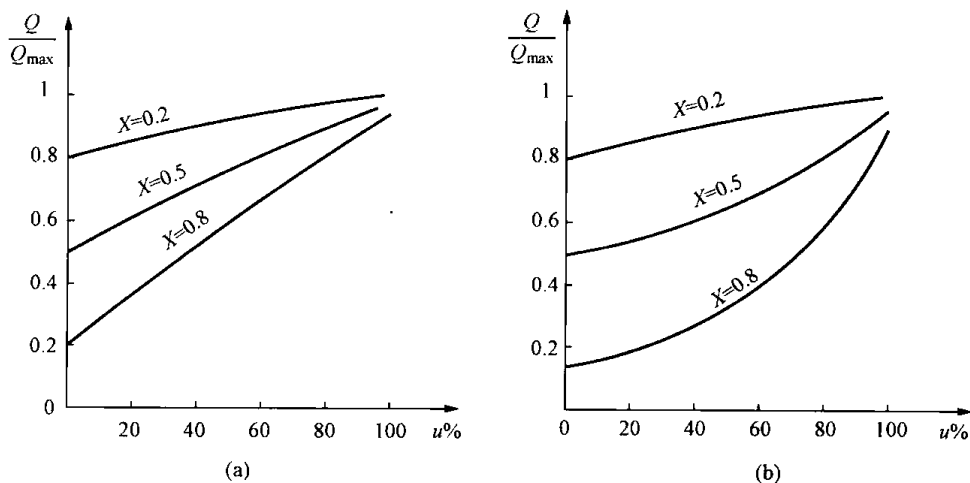


图 4-19 并联管路中调节阀的工作流量特性

(a) 线性流量特性阀门; (b) 等百分比流量特性阀门

与串联管路一样, X 值也影响并联管路中调节阀的可调范围。并联管路中调节阀可调范围 $R_{\text{并}}$ 定义为

$$R_{\text{并}} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min} + Q_{\text{旁}}} \quad (4-36)$$

式中: $Q_{\max}$ 为管路总的最大流量; $Q_{\min}$ 为流经调节阀的最小流量; $Q_{\text{旁}}$ 为流经旁路阀的流量。

当并联管路两端压降不变时, $Q_{\text{旁}} = Q_{\max} - Q_{\min}$ 。

无旁路时, 调节阀的可调范围就是理想可调范围 R , 代入式 (4-36) 后, 得

$$\begin{aligned} R_{\text{并}} &= \frac{Q_{\max}}{Q_{\min} + (Q_{\max} - Q_{100}) \frac{Q_{\max}}{Q_{\max}}} \\ &= \frac{R}{1 + R(1 - X)} \end{aligned} \quad (4-37)$$

式 (4-37) 表明可调范围 $R_{\text{并}}$ 与 X 和 R 值的关系。当 X 值下降, 即旁路程度增加时, 并联管路中调节阀的可调范围 $R_{\text{并}}$ 急剧下降。实际使用时一般要求 $X > 0.8$ 。

总之, 无论在串联还是在并联管路中, 调节阀的工作流量特性和可调范围都是由具体工作条件所决定的。一般在控制回路中采取补偿措施来弥补工作流量特性的畸变。

第五节 单回路控制系统的参数整定

一、参数整定的基本问题

一个自动控制系统的控制质量, 取决于被控对象动态特性、控制方案、干扰形式与幅值和控制器的参数。当一个系统组成安装以后, 调节装置、被控对象、干扰形式也就基本定下来了, 这时控制过程的质量就取决于控制装置中各参数的整定。

整定就是根据对象特性, 合理地选择控制器的各个参数, 以得到最佳的控制质量。在自动控制系统中, 控制器参数的整定是一个很重要的工作, 但也不能认为控制器参数的整定是“万能”的。对于一个控制系统来说, 如果被控对象动态特性不好, 仪表选择和安装不当或控制系统设计不合理, 这时想要通过控制器参数整定来达到控制过程高质量, 那也是不可能的。因此, 只有控制系统设计的合理, 仪表选择得当, 且调校安装正确以后, 控制器参数的整定才有重要意义。

1. 参数整定的方法

控制系统的参数整定可分为理论计算法和工程整定法。理论计算方法是基于一定的性能指标, 结合组成系统各环节的动态特性, 通过理论计算求得控制器的动态参数设定值。这种方法较为复杂烦琐, 使用不方便, 计算也不是很可靠, 因此一般仅作为参考; 而工程整定法, 则是源于理论分析、结合试验、工程实际经验等一套工程上的方法, 较为简单。易掌握, 而且实用。

参数整定又可分为不测对象特性法和测对象特性法。在不测对象特性方法中, 可采用经验法 (即逐步试验法来确定参数; 或采用临界比例带法; 或衰减曲线法)。而动态参数法和广义频率特性法都是需要测对象特性的。

参数整定方法有几十种, 本节主要介绍工程整定法, 不但对单回路控制系统, 而且对复杂控制系统的整定也有用。

2. 性能指标的要求

衡量整定是否达到最佳的依据是控制系统的性能指标。工程上使用的各种不同形式的性能指标, 可分为两大类, 即误差积分性能指标和单项性能指标。前者有各种不同的积分准则, 后者有衰减率、谐振比、增益裕量和相位裕量、临界放大系数与临界频率乘积等。在控制系统整定时, 根据设计要求, 可以以某一个或两个性能指标 (其中一个主要的) 为依据进行整定。整定的结果有时能满足给定的性能指标要求, 但不一定能满足其他性能指标的要求。控制器有几个整定参数, 就只能满足几个性能指标。例如, 一个 PI 控制器在满足衰减率的前提下, 其比例带和积分时间可能有多种组合方式, 这时可按积分准则选择其中一组参数作为控制器的最佳整定参数。

3. 整定的理论基础

参数整定在自动控制中占有重要地位, 那么整定的理论基础是什么? 图 4-20 是一个单回路控制系统, 而控制器的参数整定即是在输入 $R(s)$ 作阶跃变化下, 观察输出 $Y(s)$ (被调量) 的变化, 从而选适当的控制参数。

由图 4-20 可知, 系统的闭环传递函数为

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (4-38)$$

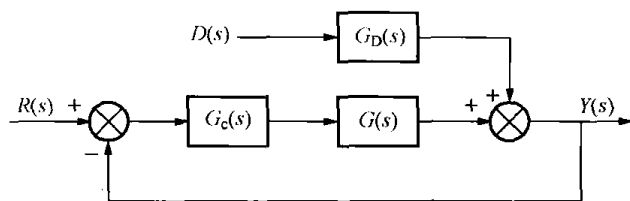


图 4-20 单回路控制系统方框图

闭环特征方程为

$$1 + G_c(s)G(s) = 0 \quad (4-39)$$

其一般形式可写为

$$a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_i s^i + \dots + a_0 = 0 \quad (4-40)$$

式中: $a_i (i=0, \dots, n)$, a_i 由对象与控制器参数来确定。当系统一定时, 则主要是由控制器参数来确定。

控制器参数决定了系统闭环特征方程的根, 而特征方程根又和系统的瞬态响应、稳定性有密切关系。系统特征方程的根与系统响应的关系如图 4-21 所示, 当特征方程根位于左半 s 平面 σ 轴上时, 系统响应为衰减指数信号, 如图 4-21 (a) 所示; 当特征方程根位于右半 s 平面 σ 轴上时, 系统响应为增幅指数信号, 如图 4-21 (b) 所示; 当特征方程根是位于左半 s 平面的共轭复根时, 系统响应为按衰减指数信号变化的正弦信号, 如图 4-21 (c) 所示; 当特征方程根是位于 s 平面的 $j\omega$ 轴上的虚根时, 系统响应为等幅正弦信号, 如图 4-21 (d) 所示。

特征方程式根的个数与微分方程的阶次相同, 只要有一个不稳定的运动分量, 整个系统就不稳定。

下面举例说明控制器参数对特征根的影响。

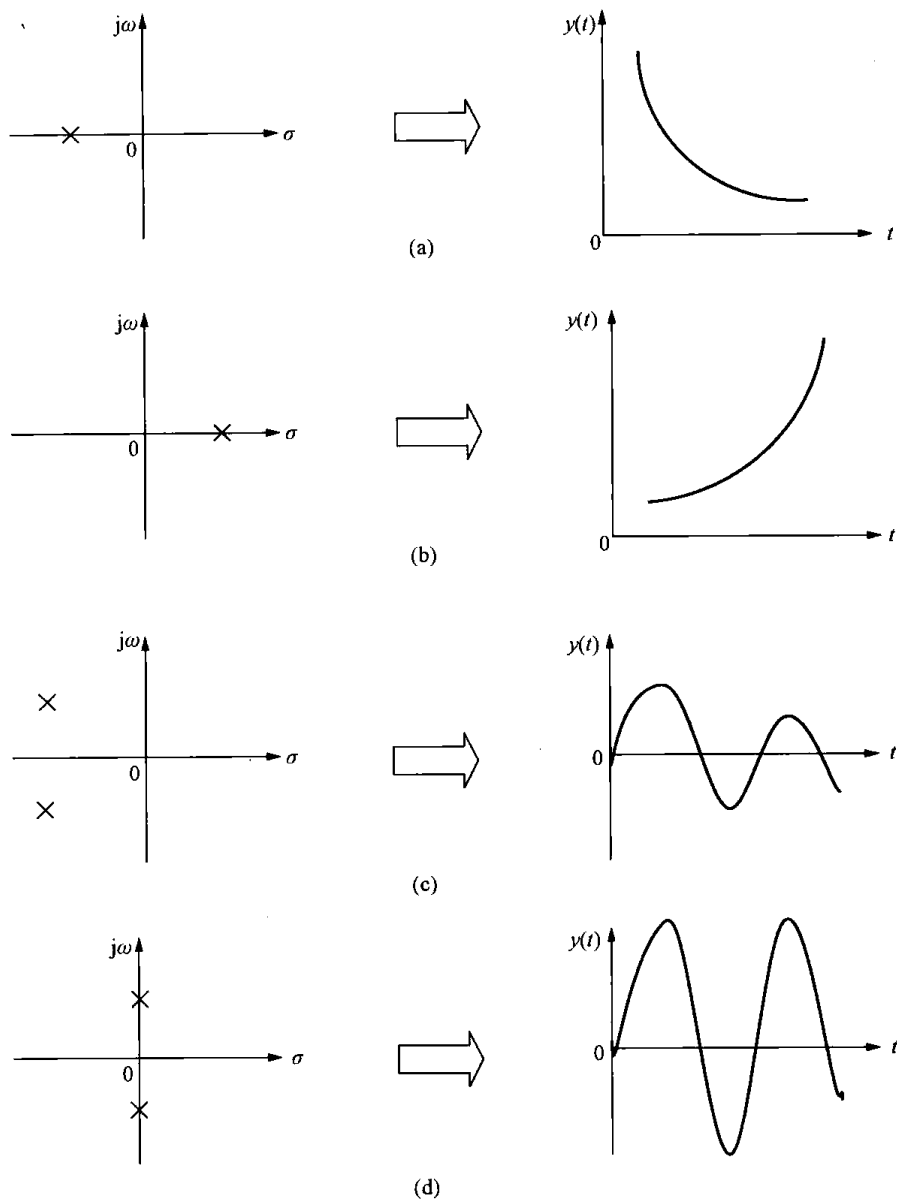


图 4-21 特征方程根的分布与系统响应的关系

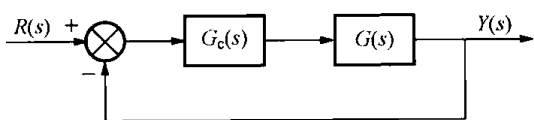


图 4-22 单回路控制系统方框图

例 4-3 一个单回路控制系统如图 4-22 所示，其中被控对象的传递函数为

$$G(s) = \frac{25}{(4s+1)(20s+1)} \quad (4-41)$$

采用比例控制器为 $G_c(s) = \frac{1}{\delta}$ (4-42)

系统闭环传递函数为

$$\frac{G_c(s)G(s)}{1+G_c(s)G(s)} = \frac{\frac{1}{\delta} \frac{25}{(4s+1)(20s+1)}}{1 + \frac{1}{\delta} \frac{25}{(4s+1)(20s+1)}} = \frac{25}{\delta(4s+1)(20s+1) + 25} \quad (4-43)$$

则系统闭环特征方程为 $80s^2 + 24s + 1 + \frac{25}{\delta} = 0$ (4-44)

其特征根为

$$s_{1,2} = \frac{-24 \pm \sqrt{24^2 - 320 \left(1 + \frac{25}{\delta}\right)}}{160} \quad (4-45)$$

(1) 当 $\delta > 31.3$ 时, 则特征方程的两个根都是负实根, 系统为非周期过程。

(2) 当 $\delta < 31.3$ 时, 特征方程根是一对具有负实部的共轭复根, 系统为衰减振荡。

综上所述, 可知整定要求如下所述。

(1) 通过整定选择合适的参数, 首先要保证系统稳定, 这是最基本的要求。

(2) 在热工生产过程中, 通常要求控制系统有一定的稳定裕度, 即要求过程有一定的衰减比, 一般要求是 4:1~10:1。

(3) 在保证稳定的前提下, 要求控制过程有一定的快速性和准确性。所谓准确性就是要求控制过程的动态偏差和稳态偏差 (余差) 尽量地小, 而快速性就是要求控制过程的时间尽可能地短。

总之, 以稳定性、快速性、准确性为要求, 去选择合适的控制参数。

二、常用的整定方法

1. 理论计算整定法

(1) 当闭环特征方程为二阶时, 由于二阶方程与衰减比有一定的关系, 可以通过计算出参数。

例 4-4 考虑例 4-3, 求合适的比例带 δ 值, 使得系统衰减比为 4:1。

解 已知衰减率 φ 为

$$\varphi = 1 - e^{-2\pi \frac{\alpha}{\omega}} \quad (4-46)$$

当满足衰减比为 4:1 时, 则 $\varphi = 0.75$, 代入式 (4-46), 可解得

$$\frac{\alpha}{\omega} = 0.221 \quad (4-47)$$

$$\text{系统闭环特征方程为} \quad 80s^2 + 24s + \left(1 + \frac{25}{\delta}\right) = 0 \quad (4-48)$$

$$\text{特征根为} \quad s_{1,2} = \frac{-24 \pm \sqrt{24^2 - 320 \left(1 + \frac{25}{\delta}\right)}}{160} = -\alpha \pm j\omega$$

则 $\alpha = \frac{24}{160}$, $\omega = \frac{1}{160} \sqrt{320 \left(1 + \frac{25}{\delta}\right) - 24^2}$, 将其代入式 (4-48), 可得比例带 δ 为

$$\delta = 0.665 = 66.5\%$$

(2) 广义频率特性法。

广义频率特性法是通过调整控制器的动态参数, 使控制系统的开环频率特性变成具有规定相对稳定度的衰减频率特性, 从而使闭环系统响应满足规定衰减率的一种参数整定方法。当对象复杂时, 计算量大, 实用价值不高。

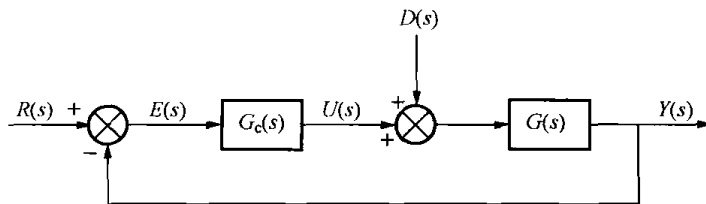


图 4-23 系统传递方框图

图 4-23 是由控制器和广义对象组成的单回路控制系统传递方框图。对大多数热工过程控

制对象来说, 系统的开环传递函数 $G_k(s) = G_c(s)G(s)$ 的极点都落在负实轴上。由控制理论中稳定性判据可知, 要使系统响应具有规定的衰减率 φ , 只需选择控制器的参数, 使开环频率特性满足

$$G_k(-m\omega + j\omega) = G_c(-m\omega + j\omega)G(-m\omega + j\omega) = -1 = e^{j\pi} \quad (4-49)$$

式中: $G_c(-m\omega + j\omega)$ 、 $G(-m\omega + j\omega)$ 分别为控制器和广义对象相对稳定度为 m 时的广义频率特性, 可表示为

$$\begin{aligned} G_c(-m\omega + j\omega) &= R_c(m, \omega) + jI_c(m, \omega) \\ &= M_c(m, \omega)e^{j\theta_c(m, \omega)} \end{aligned} \quad (4-50)$$

$$\begin{aligned} G(-m\omega + j\omega) &= R(m, \omega) + jI(m, \omega) \\ &= M(m, \omega)e^{j\theta(m, \omega)} \end{aligned} \quad (4-51)$$

根据如式 (4-49) 所示的关系, 有

$$\begin{aligned} R_c(m, \omega) + jI_c(m, \omega) &= -\frac{1}{R(m, \omega) + jI(m, \omega)} \\ &= -R'(m, \omega) - jI'(m, \omega) \end{aligned} \quad (4-52)$$

式中

$$\begin{aligned} R'(m, \omega) + jI'(m, \omega) &= \frac{1}{R(m, \omega) + jI(m, \omega)} \\ M_c(m, \omega)e^{j\theta_c(m, \omega)} &= \frac{e^{j\pi}}{M(m, \omega)e^{j\theta(m, \omega)}} \\ &= M'(m, \omega)e^{j[\pi + \theta'(m, \omega)]} \end{aligned} \quad (4-53)$$

其中

$$M'(m, \omega)e^{j[\pi + \theta'(m, \omega)]} = \frac{1}{M(m, \omega)e^{j\theta(m, \omega)}}$$

由式 (4-52) 和式 (4-53) 可得到以下两组关系式

$$\begin{cases} R_c(m, \omega) = -R'(m, \omega) \\ I_c(m, \omega) = -I'(m, \omega) \end{cases} \quad (4-54)$$

$$\begin{cases} M_c(m, \omega) = M'(m, \omega) \\ \theta_c(m, \omega) = \pi + \theta'(m, \omega) \end{cases} \quad (4-55)$$

式 (4-54) 是式 (4-49) 的实频特性和虚频特性的表达式, 式 (4-55) 则是其幅频特性和相频特性的表达式。

用广义频率特性法整定控制器的参数, 就是在已知广义对象的传递函数后, 应用式 (4-49) 计算出具有规定的衰减率 φ (即相对稳定度 m) 下控制器的整定参数值。

2. 工程整定法

(1) 经验法。

这种方法实质上是试凑法。先根据运行经验, 确定一组控制器参数, 将系统投入闭环运行, 待系统稳定后做阶跃扰动试验, 观察被调量或控制器输出的阶跃响应曲线。当对控制质量不满意时, 则改变控制器参数, 再作阶跃扰动试验, 反复试凑直到满意为止。

经验法整定的步骤如下所述。

1) 先采用比例作用。设置积分时间 $T_i = \infty$, 微分时间 $T_D = 0$, 根据经验设置比例带 δ ,

将系统投入闭环运行, 稳定后做阶跃扰动试验, 改变比例带 δ 值, 使被调量的阶跃响应曲线出现 4:1 的衰减振荡, 记录此时的比例带 δ 。

2) 比例积分作用。在 1) 的基础上, 首先将 δ 增大 10%~20%, 作阶跃扰动试验, 然后将积分时间 T_I 由大到小的变化, 直到得到 4:1 衰减曲线为止。先增大比例带的原因是加入积分后, 系统稳定性比原来单纯比例调节时要降低, 增加 δ 补偿加积分作用后而引起得稳定性的降低。

3) 积分时间保持不变。改变比例带, 观察控制过程有无改善, 如有改善则继续调整, 直到满意为止。否则, 将原比例带减小一些, 再调整积分时间, 力求改善控制过程。如此反复试凑, 直到找到满意的比例带和积分时间为止。

4) 比例积分微分作用。完成比例积分后, 再加入微分作用, 将微分时间 T_D 由小到大的调整。观察每次试验过程, 直到满意为止。

(2) 临界比例带法。

这是一种应用较广泛的工程整定方法, 又称边界稳定法, 其要点是将控制器设置成纯比例作用, 将系统投入自动运行并将比例带由大到小进行改变, 直到系统产生等幅振荡为止, 如图 4-24 所示。这时控制系统处于边界稳定状态, 记下此状态下的比例带值, 即临界比例带 δ_{cr} 和振荡周期 T_{cr} , 然后根据经验公式 (见表 4-2) 计算出控制器的各个参数, 并作定值扰动试验来观察控制过程, 适当修改整定参数。

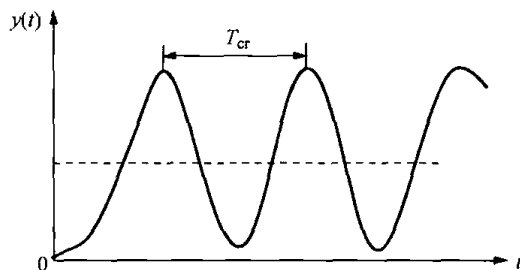


图 4-24 等幅振荡曲线

具体步骤如下所述。

1) 将控制器的积分时间置于最大, 即 $T_I = \infty$, 微分时间 $T_D = 0$, 比例带 δ 置于较大的数值。

2) 将控制系统投入闭环运行, 待运行稳定后, 逐步减小比例带, 直到系统出现等幅振荡为止。一般连续振荡 4~5 个振幅即可, 如图 4-24 所示。记下此时的临界比例带 δ_{cr} 和系统的临界振荡周期 T_{cr} 。

3) 根据求得的 δ_{cr} 和 T_{cr} , 由表 4-2 计算控制器的各个参数。

4) 将控制参数按求得的数值设置好, 做系统的阶跃扰动试验, 观察控制过程, 适当修改参数, 直到满意为止。

表 4-2 临界比例带法计算公式 ($\varphi = 0.75$)

控制规律	δ	T_I	T_D
P	$2\delta_{cr}$	—	—
PI	$2.2\delta_{cr}$	$0.85T_{cr}$	—
PID	$1.7\delta_{cr}$	$0.5T_{cr}$	$0.125T_{cr}$

例 4-5 某一自控系统, 用临界比例带法来整定控制器 δ , T_I , T_D , 已测得 $\delta_{cr} = 20\%$, $T_{cr} = 2\text{min}$, 求比例积分微分控制器的 δ , T_I 和 T_D 。

解 根据表 4-2, 可得

$$\begin{cases} \delta = 1.7\delta_{cr} = 33\% \\ T_I = 0.5T_{cr} = 60\text{s} \\ T_D = 0.125T_{cr} = 15\text{s} \end{cases}$$

这种方法在实际应用中有一定的局限性，有些生产过程根本不允许产生等幅振荡，如火力发电厂锅炉汽包水位控制；此外，某些惯性较大的单容对象配比例控制器又很不容易产生等幅振荡过程，得不到临界状态下的控制器比例带与振荡周期，则无法应用此方法。

(3) 衰减曲线法。

如果生产过程不允许出现等幅振荡，则可以采用衰减曲线法。这个方法是在总结临界比例带法基础上发展起来的，只要将出现等幅振荡的过程改为出现一定衰减率的过程即可。在采用比例控制规律时，观察 $\varphi=0.75$ 的控制过程，并记下相应的比例带 δ_s 和振荡周期 T_s ，或者 $\varphi=0.9$ 的控制过程时控制器的比例带 δ_s 和控制过程上升时间 t_r ，即可按表 4-3 选取控制器的整定参数。具体步骤如下所述。

1) 设置控制器的积分时间 $T_i \rightarrow \infty$ ，微分时间 $T_D=0$ ，比例带 δ 置于较大的数值。

2) 将控制系统投入闭环运行，待运行稳定后，作系统的阶跃扰动试验，观察控制过程。若过渡过程衰减率 φ 大于要求的数值，应逐步减小比例带值，直到系统过渡过程曲线出现 $\varphi=0.75$ 或 $\varphi=0.9$ 为止，如图 4-25 所示。记下此时的比例带 δ_s ，在 $\varphi=0.75$ 的衰减曲线上求取衰减周期 T_s ，或在 $\varphi=0.9$ 的衰减曲线上求取上升时间 t_r 。

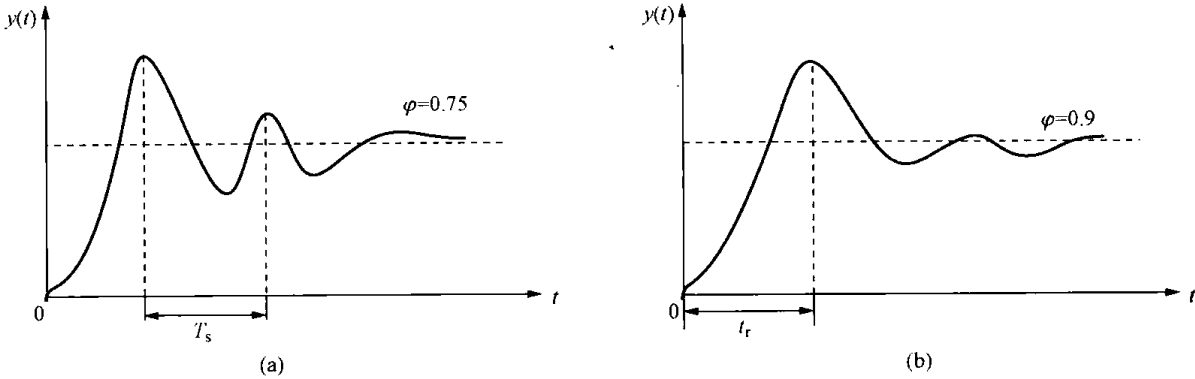


图 4-25 衰减曲线

(a) $\varphi=0.75$ 的衰减曲线； (b) $\varphi=0.9$ 的衰减曲线

3) 根据求得的 δ_s 和 T_s ，或 δ_s 和 t_r ，按表 4-3 计算控制器的各个参数。

4) 将控制参数按求得的数值设置好，作系统的阶跃扰动试验，观察控制过程，适当修改参数，直到满意为止。

表 4-3 衰减曲线法确定控制器的整定参数

φ	控制规律	δ	T_i	T_D	φ	控制规律	δ	T_i	T_D
0.75	P	δ_s	—	—	0.9	P	δ_s	—	—
	PI	$1.2\delta_s$	$0.5T_s$	—		PI	$1.2\delta_s$	$2t_r$	—
	PID	$0.8\delta_s$	$0.3T_s$	$0.1T_s$		PID	$0.8\delta_s$	$1.2t_r$	$0.4t_r$

(4) 响应曲线法（动态特性参数法）。

上述几种方法均不需要事先知道被控对象的动态特性，而是直接在闭环系统中进行整定。而响应曲线法则是在系统处于开环状态下，做对象的阶跃扰动试验，根据记录下的阶跃响应曲线求取一组被控对象的特征参数 ε, τ （无自平衡能力对象）或 ε, ρ, τ （有自平衡能力对象），然后按表 4-4 和表 4-5 来确定控制器的参数。

整定步骤如下所示。

1) 控制方式由自动变为手动, 将被调量调到给定值附近, 待工况稳定后, 改变手动输出信号(阶跃), 给对象一个阶跃输入 Δu 。

2) 记录曲线与处理。

对于有自平衡能力对象, 其阶跃响应曲线如图 4-26 (a) 所示。过响应曲线拐点 P 作切线交稳态值渐近线 $y(\infty)$ 于 A 点, 交时间轴于 C 点; 过 A 点作时间轴垂线并交于 B 点, 则

$$\tau = OC, T = CB, \varepsilon = \frac{AB}{T}$$

对于无自平衡能力对象, 其阶跃响应曲线如图 4-26 (b) 所示。作响应曲线直线段的渐近线交时间轴于 C , 过直线段上任一点 A 作时间垂线并交于 B , 则

$$\tau = OC, \varepsilon = \frac{AB}{CB}$$

3) 查表 4-4 或表 4-5, 根据表中公式计算控制器的整定参数。

在表 4-4 中, 对象特征参数 ε 和 τ 的乘积反映了控制难易的程度; $\varepsilon\tau$ 越大, 对象就越不好控制, 因此控制器的比例带就应取大一些, 即 δ 与 $\varepsilon\tau$ 成正比; 对于采用比例积分控制, 积分作用的加入使系统的稳定性下降, 因此比例带 δ 可为纯比例作用时的比例带的 1.2 倍; 对于采用比例积分微分控制, 则因微分作用提高了系统的稳定性, 因此比例带 δ 可为纯比例作用时的比例带的 0.8 倍。

积分作用主要用来消除系统的静态偏差, 希望在被调量波动一个周期后消除静态偏差的作用应基本结束, 即积分时间 T_i 的大小应根据被调量波动周期大小来确定, 而迟延时间 τ 又是影响过渡过程周期的主要因素。因此, 对象的迟延时间大, 则积分作用就应相对弱, 即积分时间 T_i 应与 τ 成正比; 有微分作用加入时, T_i 可适当减少一些。一般地, 在对象惯性和迟延都较大时, 需加入微分控制作用, 即微分时间 T_d 的值也应根据迟延时间 τ 来确定。

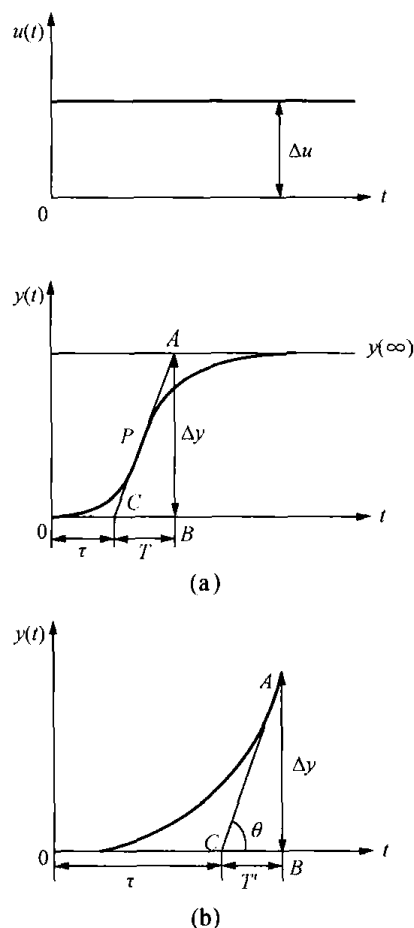


图 4-26 动态响应曲线

(a) 有自平衡能力对象; (b) 无自平衡能力对象

表 4-4 动态响应曲线法计算公式 (一) ($\varphi=0.75$)

控制规律	δ	T_i	T_d
P	$\varepsilon\tau$	—	—
PI	$1.2\varepsilon\tau$	3.3τ	—
PID	$0.8\varepsilon\tau$	2τ	0.5τ

表 4-4 给出的经验公式忽略了对对象自平衡率对控制过程的影响, 这在 $\frac{\tau}{T} < 0.2$ 时还是允许

的。在考虑对象的自平衡率影响时，较准确的经验公式如表 4-5 所示。

表 4-5 动态响应曲线法计算公式（二）（ $\varphi=0.75$ ）

控制规律	$\tau/T \leq 0.2$			$0.2 < \tau/T \leq 1.5$		
	δ	T_I	T_D	δ	T_I	T_D
P	$\varepsilon\tau$	—	—	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.8}{\tau/T + 0.7}$	—	—
PI	$1.2\varepsilon\tau$	3.3τ	—	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.08}{\tau/T + 0.6}$	$0.8T$	—
PID	$0.8\varepsilon\tau$	2τ	0.5τ	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.15}{\tau/T + 0.88}$	τ	0.25τ

下面对四种工程整定方法进行简单的比较。

（1）经验法：广泛适用各种控制系统，但花费时间长，需要有丰富的现场经验，可归纳成一句话“看曲线，调参数”。

（2）临界比例带法：方法简单方便，易于掌握。对于许多工艺被控对象是适用的，但是对于那些被控对象时间常数和迟延较小的控制系统，一般不允许进行系统临界稳定试验。另有一些对象，如时间常数较大的单容自平衡被控对象，得不到等幅振荡的过渡过程，在这些情况下都不能用临界比例带法来求整定参数。

（3）衰减曲线法：与临界比例带法相比较，该方法比较简单，没有临界比例带法的限制和缺点，故应用较广泛。但其缺点是，由于外界干扰作用难以判断响应曲线是否达到 4:1 的衰减过程，因而难以获得准确的 4:1 衰减过程下的比例带和周期。

（4）响应曲线法：简单、省时，通过做阶跃扰动试验，便可得到响应曲线，从而求得被控对象的特征参数 ε 、 τ 或 ε 、 ρ 、 τ ，查表计算整定参数。但会出现以下问题：

1) 由于外界干扰影响，需要进行反复多次的对象动态特性试验，才可取得真实反映对象特性的试验曲线。

2) 试验时需加入足够大的扰动量，才能使被调量的变化量足够大。这样，在阶跃响应曲线上求出的特征参数才有较高的准确性。

要满足上述两点，就需要做多次大扰动量的试验，这对有些生产过程来说是不允许的。

总而言之，上述四种工程整定参数的方法各有优点，应根据具体情况选择一种合适的整定方法。但是无论采用哪种方法获得了控制器参数，在实际运行时都要进行不断修改才能得到满意的控制效果。

三、整定方法的一些理论说明

1. 给定值阶跃扰动与其他干扰的关系

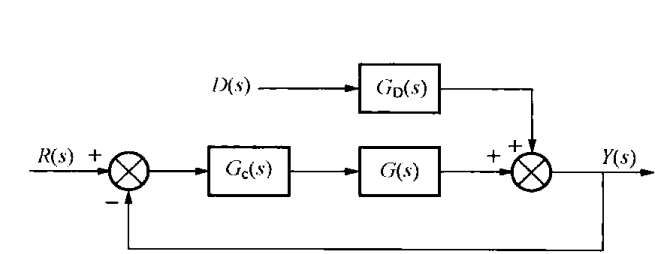


图 4-27 单回路反馈控制系统方框图

在整定过程中，往往用给定值阶跃扰动的过渡过程来衡量控制质量，而实际上系统中的干扰是各种各样的。下面以单回路控制系统为例，分析给定值干扰与其他干扰对被调量的影响。

图 4-27 所示为一个单回路反馈控制系统。图中： $R(s)$ 为系统的给定值； $D(s)$ 为系统的

干扰; $G_D(s)$ 是干扰通道的传递函数; $G_c(s)$ 为控制器传递函数; $G(s)$ 为广义被控对象的传递函数。

给定值 $R(s)$ 与输出 $Y(s)$ 之间的传递函数为

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-56)$$

干扰 $D(s)$ 与输出 $Y(s)$ 之间的传递函数为

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_D(s)}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-57)$$

控制通道包括在系统闭环回路之中, 是决定闭环特征方程的主要因素, 即是影响系统稳定性的主要因素; 而干扰通道位于闭环系统之外, 与闭环特征方程无关, 即不影响系统的稳定性。实际上, 式 (4-56) 和式 (4-57) 特征方程式是相同的, 所以稳定性也是相同的。因此给定值扰动的过渡过程能反映出其他干扰的过渡过程, 但是两种过渡过程并不完全相同。

前面已讨论过, 一切整定方法均以保证系统稳定性为前提, 因此根据控制通道的动态特性, 用给定值扰动下的控制过程来确定控制器参数是合理的。由于阶跃扰动是最强烈的输入信号形式, 其他任何形式扰动下的控制过程都会优于阶跃扰动下的控制过程。所以, 用阶跃扰动下的控制过程为依据确定整定参数是可靠的。

2. 临界振荡参数与对象特性的关系

表面上看, 临界比例带与响应曲线法是互不相关的两种整定方法, 这是由于两者所求的参数各不相同, 临界比例带法中的参数是 δ_{cr} 、 T_{cr} , 而响应曲线中的参数是 ε 、 τ , 实际上这两组参数有着内在的联系。

设对象为有迟延而无自平衡, 即

$$G(s) = \frac{\varepsilon}{s} e^{-\tau s} \quad (4-58)$$

其频域表达式为

$$G(j\omega) = \frac{\varepsilon}{j\omega} e^{-j\omega\tau} \quad (4-59)$$

控制器传递函数为

$$G_c(s) = K_c = \frac{1}{\delta} \quad (4-60)$$

相应频域表达式为

$$G_c(j\omega) = K_c = \frac{1}{\delta} \quad (4-61)$$

当系统处于临界状态时, $G_c(s)G(s) = -1$, 即 $G_c(j\omega)G(j\omega) = 1 \cdot e^{-j\pi}$ (4-62)

临界频率为

$$W_{cr} = \frac{2\pi}{T_{cr}} \quad (4-63)$$

将式 (4-59) 和式 (4-61) 代入式 (4-62), 可得

$$\frac{1}{\delta_{cr}} \frac{\varepsilon}{j\omega_{cr}} e^{-j\omega_{cr}\tau} = e^{-j\pi} \quad (4-64)$$

即

$$\begin{cases} \frac{\varepsilon}{W_{cr}\delta_{cr}} = 1 \\ -j\frac{\pi}{2} - jW_{cr}\tau = -j\pi \end{cases} \quad (4-65)$$

解式 (4-65) 可得

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{2\pi\delta_{cr}}{T_{cr}} \\ \tau = \frac{\pi}{2W_{cr}} = \frac{T_{cr}}{4} \end{cases}$$

(4-66)

由式 (4-66) 可知, 当测得 δ_{cr} , T_{cr} 时, 相当于获得对象 ε 和 τ 。表 4-6 显示表 4-2 与表 4-4 之间的关系。

表 4-6

表 4-2 与表 4-4 的对比

控制规律	表 4-4 (动态参数计算公式)	计算	表 4-2 (临界比例带法计算公式)
P	$\varepsilon\tau$	$\varepsilon\tau=1.6\delta_{cr}$	$2\delta_{cr}$
PI	$1.2\varepsilon\tau(\delta)$	$1.1\varepsilon\tau=1.7\delta_{cr}$	$2.2\delta_{cr}(\delta)$
	$3.3\tau(T_I)$	$0.825T_{cr}$	$0.85T_{cr}(T_I)$
PID	$0.8\varepsilon\tau(\delta)$	$1.36\delta_{cr}$	$1.7\delta_{cr}(\delta)$
	$2\tau(T_I)$	$0.5T_{cr}$	$0.5T_{cr}(T_I)$
	$0.5\tau(T_D)$	$0.125T_{cr}$	$0.125T_{cr}(T_D)$

由此可见, 两方法有着内在的联系。两者的细小差异, 是由于总结计算公式时的依据和途径不同而造成的。

3. 临界比例带法的一些说明

(1) 比例控制: 在临界比例带法中, 为什么整定参数 δ 是以临界比例带乘以某一系数得到? 举例说明, 如图 4-28 所示的单回路控制系统。

系统开环传递函数 $G_K(s)=\frac{K_0}{(Ts+1)^3}$, 式中 $K_0=K_cK$, 其频域表达式为

$$G_K(j\omega)=\frac{K_0}{(1+\omega^2T^2)^{\frac{3}{2}}}e^{-j3\tan^{-1}\omega T}$$

(4-67)

幅值为 $|G_K(j\omega)|=\frac{K_0}{(1+\omega^2T^2)^{\frac{3}{2}}}$, 当 $K_c=\frac{1}{\delta_{cr}}=K_{cr}$ 时, 曲线交 $(-1, j0)$ 点。则

$$|G_K(j\omega)|=\frac{K_{cr}K}{(1+\omega^2T^2)^{\frac{3}{2}}}=1$$

(4-68)

其开环频率特性如图 4-29 所示。

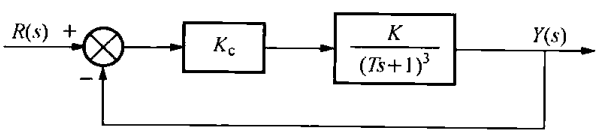


图 4-28 单回路控制系统方框图

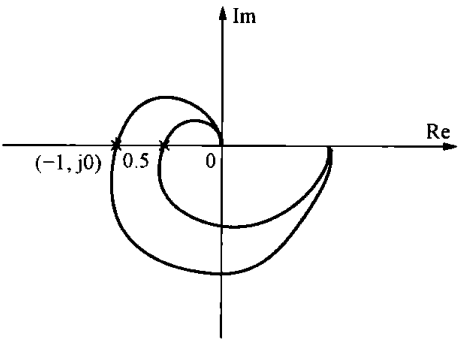


图 4-29 系统的开环频率特性

在控制系统中,为保证控制质量,要有一定的稳定裕度,一般幅值稳定裕度为 0.5,相位稳定裕度为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 。这样的比例系数 K_c 要由其临界值 K_{cr} 改变到某一个合适的值。例如要求幅值稳定裕度为 0.5,则有

$$|G_k(j\omega)| = \frac{K_c K}{(1 + \omega^2 T^2)^{3/2}} = 0.5 \quad (4-69)$$

比较式 (4-68) 与式 (4-69): $\frac{K_{cr}}{K_c} = 2 \Rightarrow K_c = \frac{1}{2} K_{cr} \Rightarrow \delta = 2\delta_{cr}$, 即为表 4-2 中的计算公式。

以上分析的是纯比例控制,下面讨论比例积分控制。

(2) 比例积分控制:由前分析可知,引入积分,控制系统的稳定性就会下降。这时应增加比例带 δ (或减小比例增益 K_c) 来提高系统的稳定性,以补偿因引入积分作用,所引起的稳定性降低。

稳定性的降低程度与 T_I 有关,表中 $T_I = 0.85T_{cr}$, $\delta = 2.2\delta_{cr}$ 是大量实验和根据以上原理总结出的经验公式。

(3) 比例积分微分控制:引入微分控制,系统稳定性增加,这时可减小比例带 δ 。当系统减小 δ ,稳定性与 T_D 的大小有关,式中 $\delta = 1.67\delta_{cr}$, $T_D = 0.125T_{cr}$ 都是经验总结。

第六节 自动控制系统现场投运的一般步骤

自动控制系统在安装完成后,可按以下步骤投入运行。

1. 准备工作

首先要熟悉工艺流程,了解被控对象的特性。其次要熟悉控制方案,掌握系统的设计意图,接线图,各设备(变送器、控制器、执行器)的性能、规格以及安装地点。

2. 电气线路和连接管路的检查

电气连线要全部经过检查,验明是否符合图纸要求,是否有接错之处。

3. 变送器、控制器(组态图)、执行器的检查

检查变送器工作是否正常,精度和量程是否符合要求。

对控制器的检查主要有以下三个方面内容。

(1) 工作是否正常,各开关的位置、参数功能是否正常。

(2) 根据设计图纸上的“+”、“-”标志,检查正、反作用是否正确。

(3) 跟踪信号是否接入,手动、自动切换是否是双向无扰动切换。

对执行器主要检查动作方向与阀位指示是否一致。

对调节机构主要检查阀杆与控制器的输出是否线性关系,阀杆是否有卡涩、松动、间隙等。

4. 控制系统试投

参数设定后,在平衡状态下投入自动,注意观察工作状况,如有异常就迅速切除自动。在工作正常时,看控制质量是否符合要求,若不能满足要求,就应及时对参数进行修正,直到满意为止。

第五章 串级控制系统

第一节 串级控制系统的组成

单回路的控制特点是只有一个控制器，从结构来看也只有一个闭环，这种控制系统能满足多数生产要求。但是，当对象特性复杂，而且控制质量要求较高时，单回路控制就显得无能为力了，要采用一些其他控制方式，如串级控制、比值控制、前馈控制、多变量控制等方法。我们一般称这些系统为复杂控制系统，因为这些系统会有两个以上变送器或控制器和两台以上执行器来完成复杂的、特殊的控制。

在常规控制中，串级控制系统是改善控制质量的有效方法之一。那么什么叫串级控制系统？它是如何提出来的？下面我们以实例来说明。

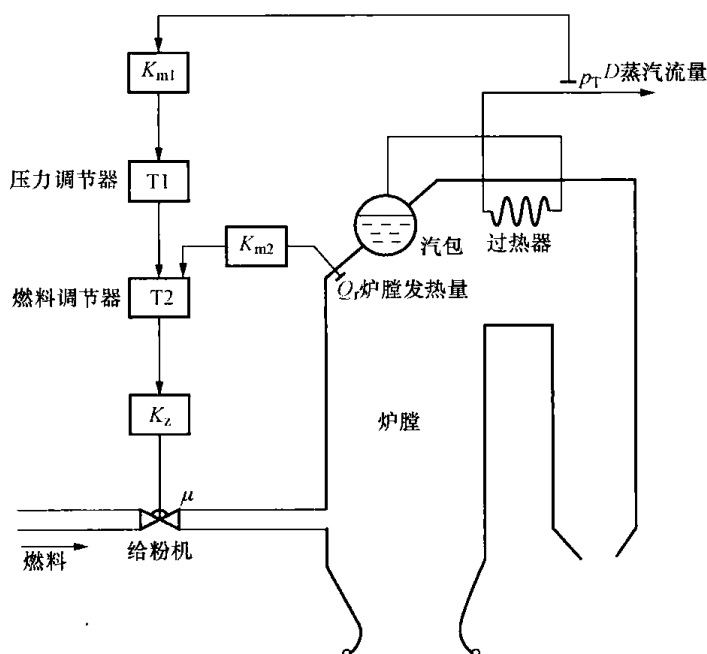


图 5-1 汽包锅炉压力-燃料系统流程

例 5-1 发电厂汽包锅炉蒸汽压力控制系统如图 5-1 所示。通常的控制过程为燃料输送器的阀门开度 u 变化将使风和煤粉按一定比例进入炉膛。如果 u 开大，则炉膛发热量 Q_r 、蒸汽流量 D 以及蒸汽压力 p_T 都随之上升，因此把蒸汽压力作为主信号反馈到控制器 T_1 上，这时控制器 T_1 可以直接控制阀门使 u 关小， D 和 p_T 也随之下落，最后使 p_T 维持在一个希望值上。

上面的方案简单来说就是通过改变燃料量，来克服各种干扰对蒸汽压力的影响。可以看出采用单回路控制质量不会高。原因如下：燃料量以及热值变化的扰动，要通过燃烧以及一系列的热交换环节，才能在压力上有所反映，而每

一个环节都有迟延和滞后，因此控制回路的总滞后很大，这样大的时间常数对控制质量不利，会使动态偏差很大。

为使蒸汽压力稳定可采用稳定燃料量及热值的方案。这种方案测量炉膛发热量，通过燃料调节器来改变进入炉膛的燃料量，从而克服燃料量以及热值变化的影响。此方案的被调量是炉膛热量，其特点是控制通道的滞后较小，所以控制作用比较及时，可有效地控制燃料对蒸汽压力的影响。但这个方案不够全面，除了燃料影响蒸汽压力外，负荷变化（蒸汽流量变化）也是影响蒸汽压力的主要因素之一。这种方案，对压力而言是开环，因而无法控制压力。

因此，可采用以上两方案的综合。燃料量波动由燃料量回路来消除，其他干扰由压力回

路来克服, 这样既解决控制通道较大滞后对控制质量不利影响, 又克服其他干扰因素对控制质量的影响。为了便于分析, 画成方框图, 如图 5-2 所示。

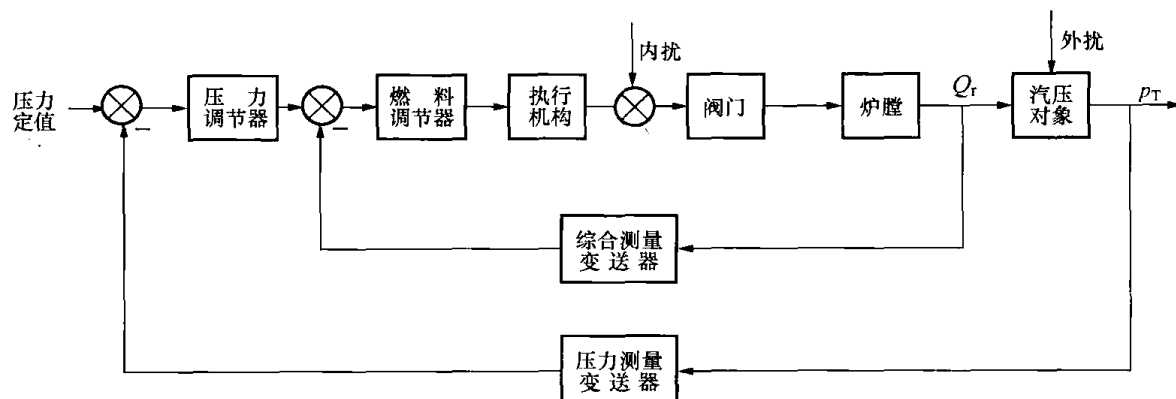


图 5-2 压力控制系统原理框图

两个控制器串联在一起工作, 主控制器的输出作为副控制器的给定值, 由副控制器的输出控制调节阀。这样的控制系统被称为串级控制系统, 简称串级系统。

串级系统中常用术语如下所述。

(1) 主、副回路（外、内回路）：在外面的闭合回路称为主回路（主环），在里面的闭合回路称为副回路。

(2) 主、副控制器：处于主回路中的控制器为主控制器，根据主参数与给定值的偏差而动作；处于副回路的控制器为副控制器，其给定值由主控制器的输出决定，根据副参数对给定值的偏差动作。

(3) 主、副参数：主回路的被控参数为主参数，起主导作用；副回路的被调参数为副参数，能提前反映主信号数值变化的中间参数。如蒸汽压力为主参数，热量信号为副参数。

(4) 主、副对象：（惰性区、导前区）主回路中的被控对象称主对象，其输入信号为副参数，输出信号为主参数；副回路所包含的对象为副对象，其输入信号为调节量输出信号，输出信号为副参数。如汽压对象是主对象，热量对象是副对象。

(5) 主、副变送器：测量转换主参数的变送器为主变送器，如压力变送器为主变送器；测量转换副参数的变送器为副变送器，如综合测量变送器为副变送器。

(6) 一次、二次干扰：被主回路所包含的干扰称为一次干扰；被副回路所包含的干扰称为二次干扰。

串级控制系统的原理图如图 5-3 所示。

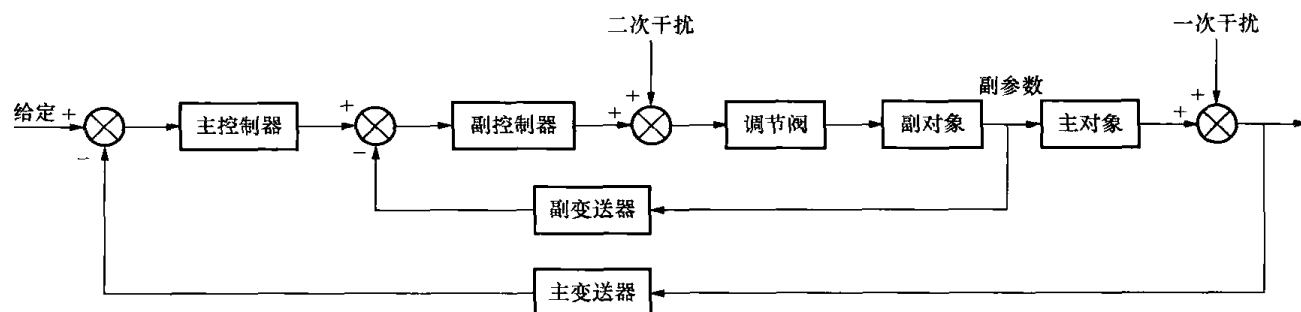


图 5-3 串级控制系统原理图

第二节 串级控制系统的特点

串级控制系统的主参数在干扰作用下的控制过程与单回路控制系统过程具有相同的指标和形式, 但比单回路多一个副回路, 结构不同, 控制效果也不同, 必然有自己的特点。主要特点如下所述。

一、对进入副回路的二次干扰具有很强的克服能力

串级控制系统原理方框图的一般形式如图 5-4 所示。

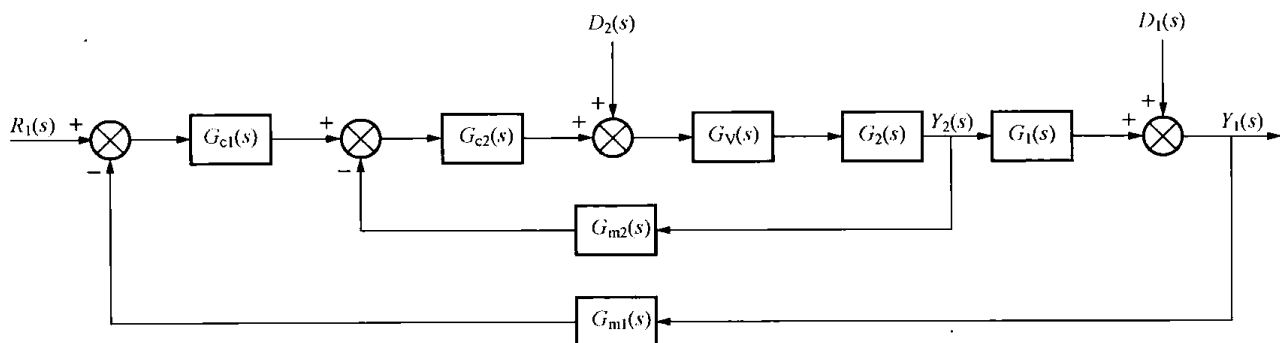


图 5-4 串级控制系统原理方框图的一般形式

在图 5-4 中, $G_{c1}(s)$ 、 $G_{c2}(s)$ 是主、副控制器的传递函数; $G_1(s)$ 、 $G_2(s)$ 是主、副对象的传递函数; $G_{m1}(s)$ 、 $G_{m2}(s)$ 是主、副变送器的传递函数; $G_v(s)$ 是调节阀的传递函数。

图中 $D_2(s)$ 是进入副回路的扰动。从副回路看, 输出 $Y_1(s)$ 对扰动 $D_2(s)$ 的传递函数为

$$\frac{Y_1(s)}{D_2(s)} = \frac{G_v(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_{m2}(s) + G_{c1}(s)G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_1(s)G_{m1}(s)} \quad (5-1)$$

输出 $Y_1(s)$ 对输入 $R_1(s)$ 的传递函数为

$$\frac{Y_1(s)}{R_1(s)} = \frac{G_{c1}(s)G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_{m2}(s) + G_{c1}(s)G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_1(s)G_{m1}(s)} \quad (5-2)$$

对于定值系统, 希望扰动造成的影响应该越小越好, 而定值部分应该尽量保持恒定, 即

$$\begin{cases} \frac{Y_1(s)}{D_2(s)} \rightarrow 0 \\ \frac{Y_1(s)}{R_1(s)} \rightarrow 1 \end{cases} \quad (5-3)$$

则控制系统性能越好, 也即用以表征克服干扰能力的式子 $\frac{Y_1(s)}{R_1(s)} / \frac{Y_1(s)}{D_2(s)} = G_{c1}(s)G_{c2}(s)$ 的值越大越好。

当主、副控制器采用比例控制 K_{c1} 、 K_{c2} 时, 则上式为 $\frac{Y_1(s)}{R_1(s)} / \frac{Y_1(s)}{D_2(s)} = K_{c1}K_{c2}$ 。总的放大倍数越大, 则系统克服二次干扰 $D_2(s)$ 的能力越强, 主参数的过渡过程的最大偏差就越小。

与图 5-5 所示的单回路比较, 其输出 $Y_1(s)$ 对扰动 $D_2(s)$ 的传递函数为

$$\frac{Y_1(s)}{D_2(s)} = \frac{G_V(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + G_{c1}(s)G_V(s)G_2(s)G_1(s)G_{m1}(s)} \quad (5-4)$$

输出 $Y_1(s)$ 对输入 $R_1(s)$ 的传递函数为

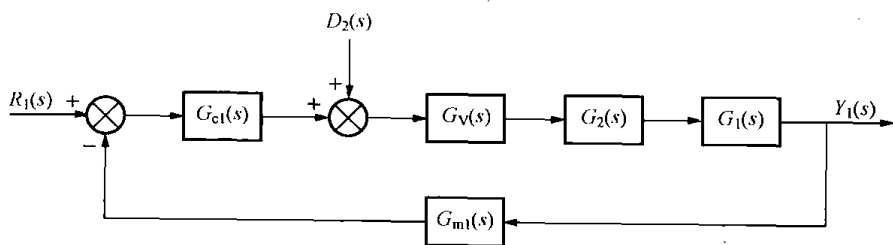


图 5-5 单回路控制系统原理方框图

$$\frac{Y_1(s)}{R_1(s)} = \frac{G_{c1}(s)G_V(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + G_{c1}(s)G_V(s)G_2(s)G_1(s)G_{m1}(s)} \quad (5-5)$$

则其表征克服干扰的式子为 $\frac{Y_1(s)/R_1(s)}{Y_1(s)/D_2(s)} = G_{c1}(s)$ ，若采用比例控制，有 $\frac{Y_1(s)/R_1(s)}{Y_1(s)/D_2(s)} = K_{c1}$ 。

在一般情况下，采用比例控制都能满足 $K_{c1}K_{c2} > K_{c1}$ 。可见串级系统由于副回路的存在，提高了总放大倍数，因而对进入副回路的二次干扰具有较强的克服能力。

比较式 (5-1) 和式 (5-4)，注意在相同的情况下，式 (5-1) 分母比式 (5-4) 多了一项 $G_{c2}(s)G_V(s)G_2(s)G_{m2}(s)$ 以及第三项中多一个 $G_{c2}(s)$ 。一般 $G_{c2}(s)$ 增益大于 1，而且 $G_{c2}(s)G_V(s)G_2(s)G_{m2}(s)$ 的数值也是较大的。这样串级控制系统的结构使二次干扰对主参数这一通道的动态增益明显减小。

当扰动 $D_2(s)$ 进入后，首先影响副参数 $Y_2(s)$ ，如式 (5-6) 所示。

$$\frac{Y_2(s)}{D_2(s)} = \frac{G_V(s)G_2(s)}{1 + G_{c2}(s)G_V(s)G_2(s)G_{m2}(s)} \quad (5-6)$$

于是副回路立即动作，消除影响，从而二次干扰对 Y_1 影响很小。与单回路相比， Y_1 受二次干扰的影响往往可以减小 10~100 倍，使得控制质量大大提高。

一次干扰在副回路外面，但是由于采用串级，也会附带一些好处。

二、串级控制系统可以使副回路的时间常数大大减小

将图 5-4 所示的副回路等效为图 5-6 所示的形式。

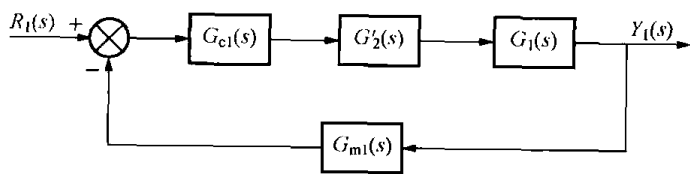


图 5-6 内回路等效图

其中， $G'_2(s) = \frac{G_{c2}(s)G_V(s)G_2(s)}{1 + G_{c2}(s)G_V(s)G_2(s)G_{m2}(s)}$ 。若设副对象是惯性环节，其他均为比例环节，即

$$\begin{cases} G_2(s) = \frac{K_2}{T_2 s + 1} \\ G_{c2}(s) = K_{c2} \quad G_V(s) = K_V \quad G_{m2}(s) = K_{m2} \end{cases} \quad (5-7)$$

则

$$G'_2(s) = \frac{K_{c2}K_vK_2/(1+K_{c2}K_vK_2K_{m2})}{T_2s/(1+K_{c2}K_vK_2K_{m2})+1} = \frac{K'_2}{T'_2s+1} \quad (5-8)$$

其中

$$\begin{cases} K'_2 = \frac{K_{c2}K_vK_2}{1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}} \\ T'_2 = \frac{T_2}{1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}} \end{cases} \quad (5-9)$$

由于 $1+K_{c2}K_vK_2K_{m2} > 1$, 则有 $T'_2 < T_2$, 即副回路闭环传递函数的时间常数 T'_2 小于不加控制前的传递函数中的时间常数 T_2 。这样, 由于串级系统的副回路的存在, 从而改善了动态特性, 原来部分的时间常数缩小了 $1/(1+K_{c2}K_vK_2K_{m2})$, 并随 K_{c2} 的增加而 T'_2 减小。一般 K_{c2} 可以较大。

三、提高了系统的工作频率

由于等效对象时间常数的缩小, 串级的工作频率有较大的提高, 可从系统特征方程中求出。

由式 (5-2) 可得串级系统的特征方程为

$$1+G_{c2}(s)G_v(s)G_2(s)G_{m2}(s)+G_{c1}(s)G_{c2}(s)G_v(s)G_1(s)G_2(s)G_{m1}(s)=0 \quad (5-10)$$

假定 $G_1(s) = \frac{K_1}{T_1s+1}$, $G_{c1}(s) = K_{c1}$, $G_{m1}(s) = K_{m1}$, $G_v(s) = K_v$

$$G_2(s) = \frac{K_2}{T_2s+1}, \quad G_{c2}(s) = K_{c2}, \quad G_{m2}(s) = K_{m2}$$

将上式代入式 (5-10), 可得

$$T_1T_2s^2 + (T_1+T_2+K_{c2}K_vK_2K_{m2}T_1)s + (1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}+K_{c1}K_{c2}K_vK_2K_1K_{m1})=0 \quad (5-11)$$

令 $2\xi\omega_0 = \frac{T_1+T_2+K_{c2}K_vK_2K_{m2}T_1}{T_1T_2}$, $\omega_0^2 = \frac{1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}+K_{c1}K_{c2}K_vK_2K_1K_{m1}}{T_1T_2}$, 则式 (5-11) 可

化为二阶系统的标准形式为

$$s^2 + 2\xi\omega_0s + \omega_0^2 = 0 \quad (5-12)$$

式中: ξ 为系统的衰减系数; ω_0 为系统的自然频率。

求解式 (5-12), 可以得到系统特征方程根的虚部, 即串级系统的工作频率 $\omega_{\#}$ 为

$$\omega_{\#} = \sqrt{1-\xi^2}\omega_0 = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{2\xi} \frac{T_1+T_2+K_{c2}K_vK_2K_{m2}T_1}{T_1T_2} \quad (5-13)$$

为了比较, 可以同样求出单回路系统在同样条件下的工作频率, 由式 (5-5) 可得, 单回路系统的特征方程为

$$1+G_{c1}(s)G_v(s)G_1(s)G_2(s)G_{m1}(s)=0 \quad (5-14)$$

将相应的各环节传递函数代入式 (5-14), 得

$$T_1T_2s^2 + (T_1+T_2)s + (1+K_{c1}K_vK_1K_2)=0 \quad (5-15)$$

令 $2\xi'\omega'_0 = \frac{T_1+T_2}{T_1T_2}$, $\omega'^2_0 = \frac{1+K_{c1}K_vK_{m1}K_1K_2}{T_1T_2}$, 则上式可以改写成

$$s^2 + 2\xi'\omega'_0s + \omega'^2_0 = 0 \quad (5-16)$$

可得到单回路的工作频率为

$$\omega_{\text{单}} = \frac{\sqrt{1-\xi'^2}}{2\xi'} \frac{T_1+T_2}{T_1T_2} \quad (5-17)$$

由于衰减率 $\varphi=1-e^{-2\pi\xi}$ ，若使串级系统和单回路系统具有同样的衰减率，则 $\xi_{\text{串}}=\xi_{\text{单}}$ ，即有相同的衰减系数 ξ ，然后

$$\frac{\omega_{\text{串}}}{\omega_{\text{单}}} = \frac{1+(1+K_{c2}K_vK_2K_{m2})T_1/T_2}{1+T_1/T_2} > 1 \quad (5-18)$$

由于 $(1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}) > 1$ ，故 $\omega_{\text{串}} > \omega_{\text{单}}$ 。单回路控制与串级控制的效果比较如图 5-7 所示。

由此可见，当对象用惯性环节来描述时，且主、副控制器均采用比例控制时，串级控制系统由于副回路改善了对对象特性，从而使整个系统的工作频率比单回路控制系统的工作频率有所提高。当主、副对象特性一定时， K_{c2} 越高，则工作频率越高，尤其是 T_1/T_2 比值较大的对象，这种效果越显著。

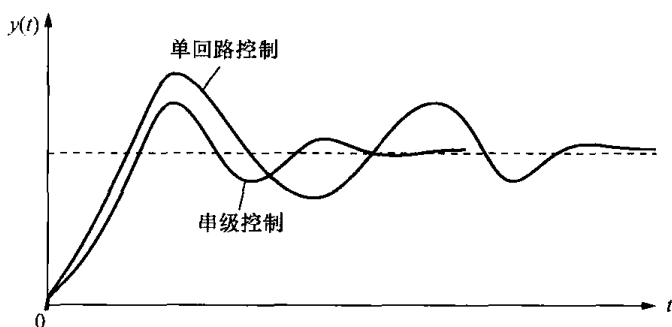


图 5-7 单回路控制与串级控制的比较

以上结论对于主控制器采用其他控制方法和对象 $G_1(s)$ 具有高阶惯性环节的情况也是完全适用。结论还说明了作用于副回路以外的一次干扰，由于副回路减小了对象时间常数，使整个系统的工作频率有所提高，控制质量得到改善，如最大偏差的减小，调节时间缩短等。

四、有一定的自适应能力

在实际生产过程中的许多对象都具有不同程度的非线性，随着操作条件和负荷的变化，对象的静态增益也将发生变化，即 K 不是一个常数。在单回路控制系统中，控制器的参数是在一定负荷，即在一定工作点下，按一定的控制质量指标要求进行整定。整定好的控制器参数，只能适应于工作点附近的一个小范围。如果负荷变化超出一定范围，工作点则偏移较远，对象的增益将发生明显改变，从而引起系统回路的增益发生变化。这使得原来基于一定负荷或工作点条件下整定的控制器参数不再适用，控制质量将下降。尽管可以通过调节阀的不同流量特性加以补偿，但是常受到调节阀品种等各种条件的限制，这种补偿作用也是有限的。

此时，可以采用串级控制系统，将具有较大非线性那部分对象包含到副回路中去。一方面，就串级系统来看，如果主回路是一个定值控制系统，副回路就是一个随动控制系统。主控制器按负荷和操作条件变化不断地修正副控制器的给定值，使副控制器的给定值不断变化，必然使副回路的工作点移动，从而影响副对象静态增益。但在串级系统中，副对象静态增益变化，对整个系统的稳定性影响很小，关于这一点可作如下说明。

由前面分析可知，副回路可用等效对象 $G'_2(s)$ 来描述，该等效对象的放大倍数由式 (5-8) 可知

$$K'_2 = \frac{K_{c2}K_vK_2}{1+K_{c2}K_vK_2K_{m2}} \quad (5-19)$$

当负荷或操作条件变化，副回路工作点移动，副对象有非线性存在，从而造成 K_2 变化。

在一般情况下, 总有 $K_{c2}K_vK_2K_{m2} > 1$, 则

$$K'_2 \approx \frac{1}{K_{m2}} \quad (5-20)$$

所以 K_2 变化对 K'_2 影响很小, 也就是对整个串级系统的影响很小, 因而串级的副回路能自动地克服对象非线性的影响, 有一定的自适应能力。

第三节 串级控制系统的应用范围

由于串级控制系统对二次干扰具有较强的克服能力, 其副回路改善了对对象的动态特性, 使时间常数减小, 提高了系统的工作频率, 并有一定的自适应能力。它的主要适用范围如下所述。

一、对象的控制通道迟延时间较长

当控制通道迟延时间 τ 较长的情况下, 单回路控制满足不了控制质量要求, 虽然微分作用可改善迟延, 但当 τ 太大时, 也是无能为力的。这时采用串级系统, 在迟延比较小的地方选择一个副参数, 把干扰纳入副回路之中。因此, 干扰在影响主参数之前及时在副参数得到反映, 由副控制器及时进行调整克服二次干扰的影响。

由于通道迟延小, 调节及时, 使控制质量有很大提高。但是在干扰进入主回路时, 串级系统克服迟延的优越性就不存在了。因这种干扰不直接影响副参数, 所以对一次干扰来说, 企图通过串级系统来克服迟延对控制质量的不利影响也是无能为力的。

二、对象的时间常数大

当被控对象的时间常数大, 此时若采用单回路控制系统, 则过渡过程时间长 (调节时间长)。超调量大, 参数恢复慢, 不能满足控制质量的要求。

如果采用串级控制系统, 可以选择一个时间常数较小的副参数, 构成副回路, 使等效对象的时间常数大大减小, 以提高工作频率, 加快反应速度, 缩短控制时间。

三、负荷变化较大, 且被控对象又具有较大的非线性

一般工业控制对象都具有一定的非线性, 当负荷在比较稳定的情况下, 对象特性变化不大, 可以不考虑非线性的影响。但当负荷变化较大时, 会引起工作点的移动, 导致对象放大倍数的变化, 对这种变化可用调节阀的工作特性来补偿, 但这种补偿是有限的, 因此, 对象仍存在较大的非线性。

这时如用单回路控制系统, 当负荷变化较大时, 为保持系统的衰减率不变, 就必须相应的改变控制器的整定参数。当负荷变化频繁时, 用改变整定参数来保证稳定性是行不通的。

若采用串级系统, 把具有较大非线性的对象纳入副回路中, 这样一来, 虽然副回路的衰减率变了, 但是整个系统的稳定性, 衰减率基本不变, 并具有一定的自适应能力。

四、系统存在变化剧烈和幅值很大的干扰

前面分析知道, 串级控制系统副回路对进入系统的二次干扰具有较强的克服能力, 因此, 在系统设计时, 要把这种剧烈变化的干扰含在副回路中, 并把副控制器比例度整定得足够小, 使主、副控制器的放大倍数的乘积尽可能大, 这样会使系统得抗干扰能力大大提高, 使干扰对主参数的影响降低到最小程度。

综上所述, 串级控制系统应用比较广泛, 尤其是在对象有较大迟延和滞后, 负荷干扰变

化比较剧烈的情况下，串级控制系统有它的优越性。为了正确地设计串级系统，下面介绍该系统的设计原则。

第四节 串级控制系统的设计原则

在串级控制系统的设计中，主要是副参数的选择。如果选好，使干扰进入副回路，串级控制系统的最大偏差比单回路控制系统的最大偏差要小 1~100 倍。若干扰从主回路进入，最大偏差仍然缩小 2~5 倍。一般设计的原则如下所述。

一、应将主要干扰纳入副回路，发挥副回路长处

但是要注意片面性,如为了使副回路包含较多的干扰,势必使副参数的位置靠近主参数。极端的情况是副回路包含了全部干扰,那么主控制器也没有必要了,这时串级与单回路系统就没有本质区别了。因此,在设计时,只是把变化最频繁、最剧烈、幅值最大的几个主要干扰纳入副回路中,而其他次要干扰由主回路解决。

二、应使主、副对象的时间常数适当匹配

由式(5-11)知,由于副回路的存在,串级系统比单回路的工作频率有所提高,但提高和 T_1/T_2 之比有关。可作出 $\omega_{串}/\omega_{单}$ 随 T_1/T_2 变化的曲线如图5-8所示。

从图 5-8 中可知, 串级控制系统频率增长的速度在 T_1/T_2 值较小时, 最为显著。随 T_1/T_2 增加而明显减弱。这说明, 选择副回路虽希望它灵敏些 (T_2 小些), 调节作用快一点, 但是 T_2 过于小, 对进一步提高工作频率受益不大。另外, T_2 减小, 必然使副回路包含的干扰减少, 所以应选择 T_1/T_2 数值适当, 一般 $T_1/T_2 = 3 \sim 10$ 之间。

此外，需注意另一种不适当的做法，即为了让副回路包含更多的干扰，结果 $T_1/T_2 < 3$ ，尽管副回路有克服和改善对象特性的作用，但由于 T_2 增大，反映不灵敏，对进入副回路的干扰不能及时克服，串级的优越性也难以发挥。

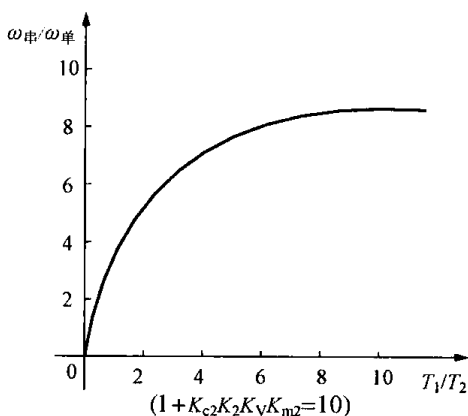
当 $T_1/T_2 \approx 1$ 时，主、副对象之间的动态联系十分紧密，如果在干扰作用下，不论主、副参数哪个先振荡，必将引起另一个参数也振荡，两个参数互相促进，振荡更加剧烈，这就是所谓的“共振效应”，一般设 $T_1/T_2 > 3$ 来防止它。

三、主、副控制器的控制规律

(1) 在主参数控制质量要求不十分严格, 同时对副参数的要求也不高的情况下, 为使两者兼顾而采用串级控制方式时, 主、副控制器均可采用比例控制。

(2) 要求主参数波动范围小, 且不允许有余差(稳态误差), 此时主控制器采用比例积分控制, 副控制器可采用比例控制。当 K_{c2} 大时, 校正作用强, 余差减小; 但是当 T_2 较小时, K_{c2} 不能整定很大时, 如无积分控制, 往往会使副参数偏离给定值太大。为此副控制器就要加一定的积分作用。

在选择主、副控制器时，还应注意正、反作用，其作用方式与控制对象的正反特性、测量变送单元的正反特性及调节阀（气开气关）形式有关。对于组成控制系统各环节的极性是

图 5-8 $\omega_{\text{串}}/\omega_{\text{单}}$ 与 T_1/T_2 的关系曲线

这样规定的：控制器正作用，即当系统的测量值减给定值增加时，控制器的输出也增加；控制器反作用，即当系统的测量值减给定值增加时，控制器的输出却减小。控制对象的正特性，即当控制对象的输入量增加时，其输出也增加；控制对象的反特性，即当控制对象的输入量增加时，其输出却减小。测量变送单元的输入增加其输出也增加为正特性；测量变送单元的输入增加其输出减小为反特性。气开调节阀为正特性；气关调节阀为反特性。

在单回路中，控制器正、负作用，选用“乘积为负”进行判别。在串级控制系统中，副回路要求为（副控制器 $\pm$ ）（调节阀 $\pm$ ）（副对象 $\pm$ ）=（-）；主回路要求为当主、副变量同向变化时，主控制器选反作用方式。

第五节 串级控制系统的整定

串级控制系统的整定要比单回路控制系统复杂。因为两个控制器串联在一起，其中任一个控制器的参数发生变化，对整个串级系统都有影响。

从串级控制系统结构来看，主回路控制品质指标和单回路控制系统一样。而副回路是随动控制系统，对它的要求是能够快速地、准确地跟随主控制器变化。

由于两个控制器完成任务的侧重点不同，对控制品质的要求也不同。因此必须根据各自完成的任务和控制品质要求去确定主、副控制器参数。下面介绍几种串级控制系统的现场整定方法，主要有逐步逼近法、两步法、一步法。

一、逐步逼近法

如果受到副参数选择的限制，主、副回路的工作频率比较接近时，主、副控制器的参数相互影响就比较大，需要在主、副回路之间反复进行试凑，才能达到最佳的整定。逐步逼近法就是一种依次整定副回路、主回路，然后循环进行，逐步接近主、副控制器回路的最佳整定的一种方法。其步骤如下所述。

（1）先对副回路进行整定，暂时将主回路断开，按照单回路控制系统的整定方法，求取副控制器的整定参数。

（2）将副回路投入运行，把副回路作为主回路的一个环节，即相当于主控制器等效对象的一个组成部分，然后连接主回路，此时主副回路都闭合，仍用单回路控制系统的整定方法求取主控制器的整定参数。

（3）在主回路闭合的情况下，修正副控制器的整定参数。

（4）如果控制质量未达到规定指标，再修正主控制器的整定参数。

二、两步法

当串级系统中主、副回路的工作频率相差很多，互相之间的影响不大时，可采用两步法来整定。当副回路整定好以后，将副回路视作主回路的一个环节来整定主回路时，可认为对副回路的影响很小，甚至可以忽略。另一方面，当副回路整定好后，再去整定主回路时，即使对副回路的控制品质有些影响，但只要保证主回路的控制品质，副回路的控制品质差一点也是允许的。两步法的整定步骤如下所述。

（1）在主副回路都闭合，主副控制器都采用比例作用的条件下，将主控制器的比例带放在100%处，即 $\delta_1=100\%$ ， $T_1=\infty$ ， $T_D=0$ 。用整定单回路方法来整定副回路，如用4:1衰减曲线，求得副回路4:1衰减过程的副控制器的比例带 δ_{2s} 和 T_{2s} 。

(2) 使副控制器在 $\delta_2 = \delta_{2s}$ 情况下, 把副回路作为主回路中的一个部分, 同样用 4:1 衰减法整定主回路, 求得主回路 4:1 衰减过程时的 δ_{1s} 和 T_{1s} 。

(3) 依据 δ_{1s} , T_{1s} , δ_{2s} , T_{2s} 结合控制器的控制规律, 按照采用 4:1 方法查主、副控制器的整定参数。

(4) 按“先副后主”, 先 P 后 I 再加 D 的原则整定参数。

(5) 做一些干扰试验, 观察控制过程, 如不满足, 再作适当调整。

三、一步法

两步法整定虽然比逐步逼近法简便, 但仍然要分两步进行整定, 要寻求两个 4:1 的衰减振荡过程, 还是比较麻烦的。在工程实践中, 人们总结、简化了一种一步整定法。所谓一步整定法, 就是根据经验先确定副控制器的比例带, 然后按照单回路控制系统的整定方法整定主控制器的参数。这种方法可能与最佳整定参数有一定误差, 但是这种误差是在允许范围内, 所以一步整定法也是切实可行的。

对于一个串级控制系统, 在纯比例控制的情况下, 要得到主参数的 4:1 衰减振荡过程, 主、副控制器的放大系数 K_{c1} 、 K_{c2} 可以在某一个范围内任意匹配, 它们的相互关系近似满足 $K = K_{c1}K_{c2} = \text{常数}$ 。若超出一定范围, 产生的控制效果则显著变坏了。

一步整定法的理论依据是: 在串级控制系统中, 若把其副回路等效看成为一个完成“粗调”任务的控制器, 则整个系统就可看成是两个控制器串联在一起的单回路控制系统。此时整个回路等效控制器的放大系数 K_c , 等于主控制器的放大系数 K_{c1} 与等效副回路的放大系数 K'_2 的乘积, 即 $K_c = K_{c1}K'_2$ 。假定等效控制器的放大系数 K_c 为某一个常数时, 主参数产生 4:1 的衰减振荡过程, 即 $K_{c1}K'_2$ 为某一个常数, 因而 K_{c1} 和 K'_2 允许在一定范围内任意搭配, 只要二者的乘积等于某一常数, 主参数就一定能产生 4:1 的衰减振荡过程。

而等效副回路的放大系数 K'_2 与副控制器的放大系数 K_{c2} 存在什么关系? 由式 (5-19) 可知

$$K'_2 = \frac{K_{c2}K_vK_2}{1 + K_{c2}K_vK_2K_{m2}}$$

当 $K_v = K_{m2} = 1$ 时, 则

$$K'_2 = \frac{K_{c2}K_2}{1 + K_{c2}K_2} \quad (5-21)$$

当副对象确定后, K_2 是一个确定的值。由式 (5-21) 可知, 在一定的范围内, K'_2 和 K_{c2} 之间是线性关系, 即 $K'_2 = cK_{c2}$, 其中 c 为与 K_2 有关的固定系数。

由上分析可得

$$K_{c1}K'_2 = K_{c1}cK_{c2} = \text{常数} \quad (5-22)$$

即在线性范围内, K_{c1} 、 K_{c2} 可以任意匹配, 只要乘积等于某个常数, 均可以得到 4:1 的衰减过程。

一步整定法步骤如下:

(1) 由副对象, 根据表 5-1 选择一个合适的副控制器放大倍数 K_{c2} , 按纯比例控制, 设置到副控制器上。

表 5-1 副控制器参数匹配范围

系 统	参 数 (%)	K_{c2}
温 度	20~60	5~1.5
压 力	30~70	3~1.3
流 量	40~80	2.5~1.25
液 位	20~80	5~1.25

(2) 主控制器也置于纯比例作用，使串级系统投入运行，用整定单回路系统的方法去整定主控制器的参数。

(3) 加干扰，观察控制过程，根据 K_{c1} 与 K_{c2} 相互匹配原理，适当调整控制器参数，使主控制器控制质量最好。

注 意

在整定过程中，如出现“共振”，只要加大主、副控制器中的任何一个控制器比例带，就可以消除共振。一般共振产生，可手动切换到手动位置上，待稳定后，重新整定控制器参数。

第六章 前馈 - 反馈控制系统

第一节 概述

以上章节所讨论的控制系统都是当干扰出现后,被调量出现偏差,控制器才有动态输出来补偿干扰对被调量的影响,是一种利用偏差消除偏差的反馈控制系统。在这种系统中,控制作用是落后于干扰作用,是不及时的控制。同时,在反馈控制系统中,只要干扰被包含在反馈回路内,那么它们对被调量的影响均能被控制器的控制所补偿。但是,由于被控对象的惯性,从调节量改变到被调量发生变化要一定时间,所以干扰出现后,要使被调量回到给定值需要时间。而当被控对象时间常数大时,偏差持续时间长,被调量波动幅度也大。这样反馈控制往往满足不了生产的要求。

由于,产生偏差的是扰动,若直接对扰动进行控制,即当干扰出现时,控制器就直接根据测得的扰动大小和方向,按一定规律去控制,则可以补偿干扰对被调量的影响,消除偏差,这样的控制称“前馈控制”(扰动补偿控制)。如果前馈控制设计好,其对于干扰的克服能力要比反馈及时得多。

前馈控制系统结构图如图 6-1 所示。图中: $G(s)$ 为被控对象的控制通道传递函数; $G_D(s)$ 为在 $D(s)$ 扰动下被控对象的干扰通道传递函数; $G_m(s)$ 为前馈控制器(补偿器)的传递函数。

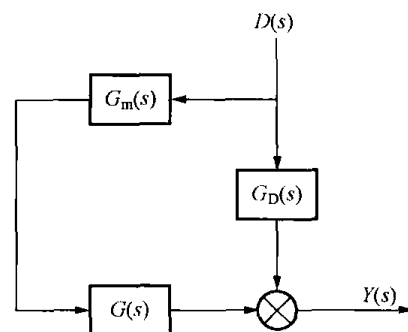


图 6-1 前馈控制系统

由图 6-1 所示可知

$$Y(s) = G_D(s)D(s) + G(s)G_m(s)D(s) \quad (6-1)$$

可依据“不变性”原理来确定前馈控制器,即达到完全补偿时, $Y(s) = 0$, 此时前馈控制器 $G_m(s)$ 需满足

$$G_m(s) = -\frac{G_D(s)}{G(s)} \quad (6-2)$$

式(6-2)说明前馈控制的控制规律完全由被控对象的动态特性决定,它是干扰通道和控制通道传递函数之比,式中负号表示控制作用的方向与干扰作用相反。

如果 $G_D(s)$ 和 $G(s)$ 可以准确测出,且 $G_m(s)$ 完全和式(6-2)确定的特性一致,则不论干扰信号是怎样的形式,前馈控制都能起到完全补偿的作用,使被调量因干扰而引起的动态偏差和稳态偏差均为零。

第二节 前馈控制系统的形式

前馈控制系统的形式主要有四种:静态前馈、动态前馈、前馈-反馈及前馈-串级,下面分别进行介绍。

一、静态前馈控制

由式(6-2)可知,要实现完全补偿,必须要知道对象干扰通道和控制通道的动态特性,当它们动态特性相同时,则

$$G_m(s) = K_f \quad (6-3)$$

前馈控制器是一个比例环节, K_f 是静态前馈系数。这就是静态前馈,是前馈的一种特殊形式也是最简单形式,且实施方便。

二、动态前馈控制

使用静态前馈控制的一个前提是干扰通道与控制通道的动态特性相同,但是在一般情况下,两者的动态特性往往是不同的。这时如仍用静态前馈控制,只能保证静态误差接近或等于零,不能很好地补偿动态误差,尤其在对动态误差控制精度要求很高的场合,必须考虑采用动态前馈。

动态前馈控制,是指通过选择合适的前馈控制器,使干扰信号经过前馈控制器到被调量的控制通道的动态特性完全复制干扰通道的动态特性,并使它们的符号相反,从而实现对干扰信号进行完全补偿的目标。这种控制方案不仅保证了系统的静态偏差等于零或接近于零,而且也保证了动态偏差等于零或接近于零。

动态前馈的具体函数由式(6-2)来定。如果干扰通道传递函数 $G_D(s) = \frac{K_1}{T_1 s + 1} e^{-\tau_1 s}$, 控制

通道传递函数 $G(s) = \frac{K_2}{T_2 s + 1} e^{-\tau_2 s}$, 同时若 $\tau_1 \approx \tau_2$ 则由式(6-2)可得动态前馈的控制规律为

$$G_m(s) = -\frac{G_D(s)}{G(s)} = -\frac{K_1}{K_2} \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1} = K_f \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1} \quad (6-4)$$

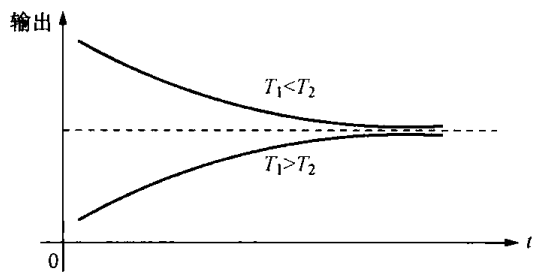


图 6-2 补偿装置 $\frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1}$ 的阶跃响应曲线

式(6-4)是一般工业对象中较典型的动态前馈控制规律。许多热工控制对象的前馈控制器都可近似应用此规律。当 $T_1 < T_2$ 时,为超前补偿;当 $T_1 > T_2$ 时,为滞后补偿;当 $T_1 = T_2$ 时,则 $G_m(s) = K_f$ 。显然,当被控对象的控制通道和干扰通道的动态特性完全相同时,动态前馈补偿器的补偿作用相当于一个静态放大系统。实际上,静态前馈控制只是动态前馈控制的一种特殊情况。

式(6-4)的阶跃响应曲线 ($K_f = 1$), 如图 6-2 所示。

若对象的干扰通道和控制通道的迟延时间 $\tau_1 \neq \tau_2$, 则

$$G_m(s) = K_f \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1} e^{-(\tau_1 - \tau_2)s} = K_f \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1} e^{-\tau s} \quad (6-5)$$

而纯迟延环节 $e^{-\tau s}$ 可用一阶近似式(帕德一阶近似公式)表示为

$$e^{-\tau s} = \frac{1 - \frac{\tau}{2}s}{1 + \frac{\tau}{2}s} \quad (6-6)$$

必须指出,工业对象的特性往往是很复杂的,不同的设备有不同的动态特性,有些对象往往是高阶并具有分布参数,要用机理分析很困难,只能把高阶降为低阶处理,分布参数作集中参数处理,这样所得到的动态特性其精度就低。另外,由试验获得的对象动态特性也不精确(受到各种原因影响)。基于上述原因,动态前馈只是近似的动态前馈,不能实现完全补偿。

三、前馈-反馈控制

单纯前馈是开环系统,不存在对被调量的反馈,即对控制效果不能加以检验。因此,经过前馈补偿后,被调量是否达到所要求的范围不得而知。在实际工作中,单纯前馈控制无法满足生产要求的,其原因如下:

(1) 按式(6-2)实行完全补偿,在很多情况下只有理论意义,实际上是做不到的。一方面是因为要完全补偿必须有被控对象的精确数学模型,实际上只能得到近似的模型;另一方面,即使有了前馈控制器的传递函数,其表达形式一般也比较复杂,很难用具体装置准确实现。在某些场合下甚至是物理上不可能实现的。

(2) 在实际工业对象中,扰动因素很多。若对每一个干扰都建立前馈控制,这就会使控制系统变得非常复杂,难有实用价值;而且有的干扰往往难以测量,也就不可能实现前馈控制。

因此,为了获得满意的控制效果,将前馈与反馈结合起来,构成前馈-反馈控制系统(复合控制系统),在该系统中选择主要干扰进行前馈控制,其他干扰进行反馈控制。前馈控制器用来消除扰动量对被调量的影响,而反馈控制器用来消除前馈控制器不精确和其他不可测干扰所产生的影响。

一个典型的前馈-反馈控制系统如图6-3所示。图中, $G_c(s)$ 是反馈控制器的传递函数。

由图6-3所示可得扰动作用下的闭环传递函数为

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_D(s) + G_m(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (6-7)$$

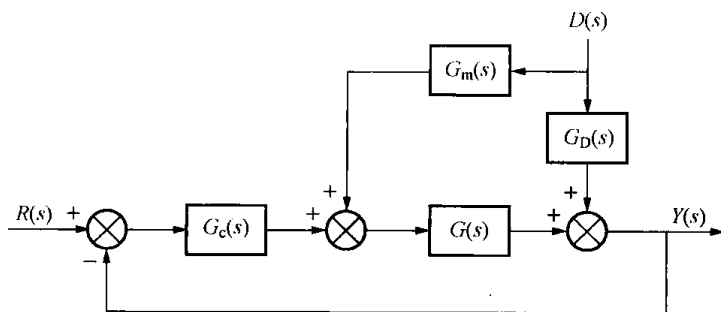


图 6-3 前馈-反馈控制系统方框图

要实现完全补偿,则上式 $Y(s)/D(s)=0$,即 $G_D(s)+G_m(s)G(s)=0$,或 $G_m(s)=-\frac{G_D(s)}{G(s)}$,与式(6-2)完全一样。由此可得结论:前馈控制和反馈控制虽然结合起来,但是对主要干扰,原来的前馈控制器的控制规律不变。

综上所述,前馈-反馈控制系统的优点有:

(1) 在前馈控制基础上加反馈控制,可以大大简化前馈控制系统,只需对主要干扰进行前馈补偿,其他干扰可依靠反馈克服,这样既简化了系统结构,又保证了控制精度。

(2) 由于反馈回路的存在,降低了对前馈控制器精度的要求。若前馈控制对扰动引起的被调量偏差不能完全补偿,其余部分可由反馈来克服,进而消除偏差。

(3) 在单纯的反馈控制系统中,提高控制精度和系统稳定性是一对矛盾,往往为保证系统的稳定性而无法实现高精度的控制。而前馈-反馈控制在不降低系统稳定性的前提下,通过引入前馈控制可以提高精度的控制,并且如果控制及时,将显著提高控制质量。因此,前

馈-反馈控制在实际工程上已经获得了十分广泛的应用。

四、前馈-串级控制

如果被控对象受多种干扰影响,有的干扰可测,有的干扰不可测,而且干扰频繁剧烈,且对被控参数的精度要求又很高时,可采用前馈-串级控制方式。这时,将不可测的干扰包括在串级的副回路中,同时将可测的主要干扰包括在前馈控制中。这样既利用了串级回路对二次干扰有很强的克服能力,又利用前馈控制的特点,能同时克服进入前馈回路和进入串级副回路的干扰对被控参数的影响,其结构图如图 6-4 所示。实践证明:这种控制系统可以获得很高的控制精度。

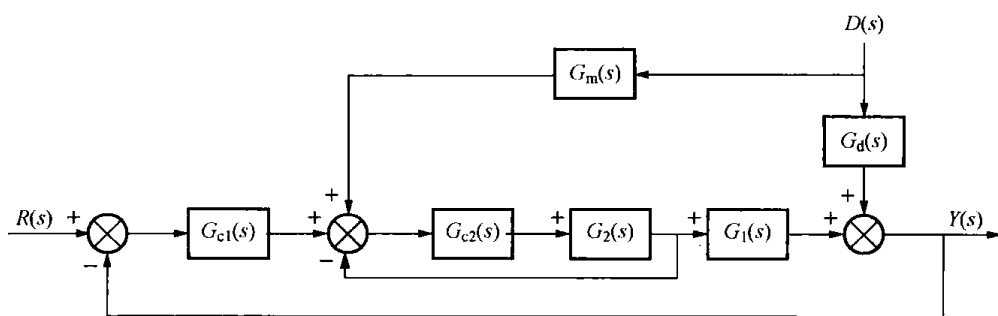


图 6-4 前馈-串级控制系统方框图

由图 6-4 可导出前馈控制器的传递函数（利用完全补偿定理）为

$$G_m(s) = - \frac{G_D(s)}{\frac{G_{c2}(s)G_2(s)}{1+G_{c2}(s)G_2(s)}G_1(s)} \quad (6-8)$$

在串级控制系统中,当副回路的工作频率大于主回路工作频率时,如副回路反应快,时间常数比主回路的时间常数小得多,则副回路的传递函数可近似表示为

$$\frac{G_{c2}(s)G_2(s)}{1+G_{c2}(s)G_2(s)}G_1(s) \approx 1 \quad (6-9)$$

则

$$G_m(s) = - \frac{G_D(s)}{G_1(s)} \quad (6-10)$$

前馈控制具有许多优点,但是也有无法克服的弱点。在以下几种情况应用前馈比较有利:

(1) 系统存在可测而不可控且幅值较大的干扰,由于干扰对被控参数的影响显著,反馈控制难以克服,而工艺上对被调量又要求十分严格时,此时可应用前馈控制。例如,汽包水位控制中的蒸汽量干扰,由于蒸汽流量是不可控的,不可能为稳定水位而限制蒸汽流量,所以蒸汽流量就是可测而不可控的干扰。

(2) 当主要干扰无法用串级方案使其包围在副回路内,可采用前馈控制,能比串级控制获得更好的控制效果。

前馈控制效果与干扰通道和控制通道时间常数有关:

(1) 当干扰通道的时间常数显著小于控制通道时间常数时,干扰对被控参数的影响十分迅速,导致即使前馈控制器的输出迅速达到最大或最小时,也无法完全补偿干扰的影响。在这种情况下,前馈对控制品质的改善也是有限的。

(2) 当干扰通道的时间常数比控制通道时间常数大得多时, 反馈控制可获得良好的控制效果, 这时只有控制品质有很高要求, 才有必要引入前馈。

(3) 当两个通道的时间常数相差不多时, 引入前馈可以大大改善系统的控制质量, 这时前馈控制效果最显著。

第三节 前馈控制器参数的整定

前馈控制器的好坏关键在于参数的整定, 要严格按式 (6-2) 来确定。但实际上很难准确得到这些特性, 给理论整定前馈控制器的参数造成困难, 因此需要寻求前馈控制器参数的工程整定方法。

一、静态前馈系数 K_f 的整定

前面讨论, 可从理论上求得静态前馈系数 K_f , 但是许多工业对象难以求得这种关系, 只有依靠工程整定的方法来求系数。对于单变量线性前馈控制系统, K_f 是常数, 其整定方法主要有开环整定和闭环整定两种。

1. 开环整定法

在工况稳定后, 利用反馈控制使被控参数稳定在给定值, 然后断开反馈回路, 仅采用静态前馈控制, 施加阶跃干扰, 将 K_f 值由小逐渐增大, 直到被控参数回到给定值, 此时对应的 K_f 即是合适的前馈系数整定值。整定是在单纯前馈运行状态进行的, 未对被调量反馈控制, 为避免 K_f 过大导致被调量产生过大偏差而影响生产, K_f 值应该由小逐渐增大。

这种方法, 只有在试验中其他干扰不占主要地位才适用, 否则所得的参数不准确。

2. 闭环整定法

设待整定系统原理框图如图 6-5 所示, 可采用以下两种方法之一进行 K_f 值整定。

(1) 前馈-反馈运行状态整定 K_f 。

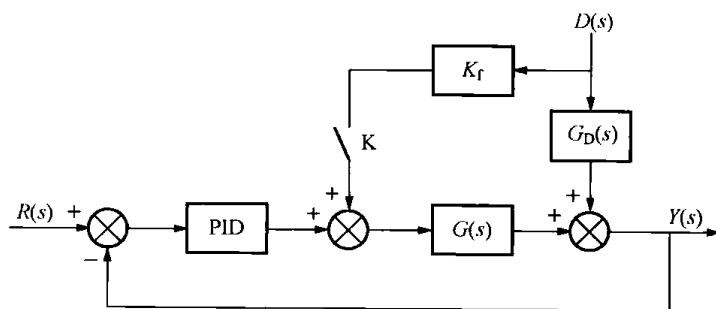


图 6-5 K_f 闭环整定法系统框图

闭环图 6-5 所示的开关 K , 使系统处于前馈-反馈状态。在反馈控制器已经整定好的基础上, 施加相同的干扰作用量, 由小到大逐步增加 K_f 值, 直至得到满意的补偿过程。 K_f 对控制过程的影响如图 6-6 所示。

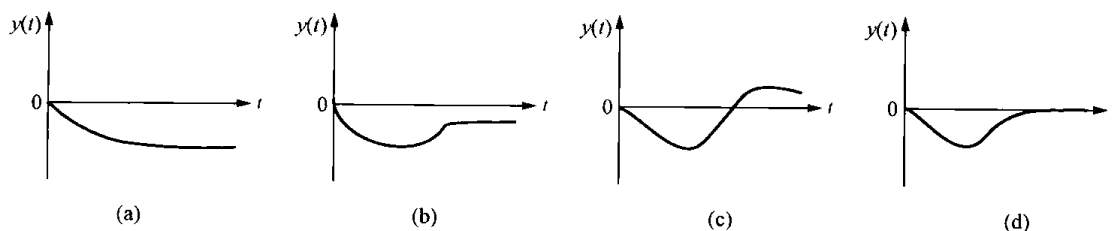


图 6-6 不同 K_f 下的过渡过程曲线

(a) $K_f=0$ 无补偿; (b) K_f 太小, 欠补偿; (c) K_f 太大, 过补偿; (d) K_f 适当, 补偿合适

图 6-6 (a) 为 $K_f = 0$ ，无前馈作用；图 6-6 (b) 为 K_f 值过小，属于欠补偿；图 6-6 (c) 为 K_f 值过大，属于过补偿；图 6-6 (d) 为 K_f 值适当，补偿合适。

(2) 反馈系统整定 K_f 。

由于在开环整定过程中，被控参数失去反馈控制，容易出事故。为了克服上述不足之处，采用闭环整定法，利用反馈回路来整定 K_f 值。先将系统处于稳定，记下这时干扰的稳定值 d_0 和控制器输出的稳态值 u_0 ，然后施加干扰量为 Δd 的阶跃扰动，待系统重新稳定后，记下输出 u' ，则静态前馈系数的计算式为

$$K_f = \frac{u' - u_0}{\Delta d} \quad (6-11)$$

这种方法的依据为当干扰量为 Δd 时，校正作用改变 $u' - u_0$ ，被控参数才能回到原来值，这是借助反馈作用实现这一校正。那么用前馈控制器来校正的话，前馈系数（静态）就必然满足上式才行。

二、动态前馈参数整定原则

动态前馈参数整定比静态前馈系数的整定复杂，至今没有总结出完整的工程方法和定量计算公式，仍停留在经验或定性分析阶段。假定前馈控制器的控制规律为 $K_f \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$ 。静态前馈系数 K_f 可在 $T_1 = T_2 = 0$ 的情况下按上述的方法整定。根据校正作用在时间上是超前或滞后来决定 T_1 、 T_2 的数值大小。

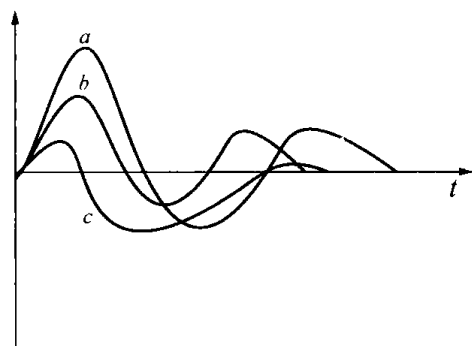


图 6-7 T_1 、 T_2 大小的判别

动态参数 T_1 、 T_2 的整定可以通过看曲线、调参数的经验凑试法完成。其步骤如下所述。

(1) 定性确定 T_1 、 T_2 的大小关系。在静态 K_f 整定后，分别在反馈控制和静态前馈—反馈控制下运行系统，通过施加前馈干扰，根据被调量的过程响应曲线判断 T_1 、 T_2 的大小。在图 6-7 所示中，曲线 a 为纯粹反馈控制的响应曲线，曲线 b 、 c 均为静态前馈—反馈控制的响应曲线。曲线 b 的超调方向与曲线 a 的超调方向相同，表明干扰通道的时间常数小于控制通道，在前馈动态参数应该 $T_1 > T_2$ ；反之，曲线 c 的超调方向与曲线 a 相反，表明干扰通道的时间常数大于控制通道，在前馈动态参数应该 $T_1 < T_2$ 。

(2) 若 $T_1 > T_2$ 为超前作用，可取 $T_1/T_2 = 1.5 \sim 2$ ；若 $T_1 < T_2$ ，为滞后作用，可取 $T_1/T_2 = 0.5 \sim 0.7$ 。在此初选数值下，将系统置于单纯前馈控制下运行，施加前馈阶跃干扰，观察被控量的过程相应曲线，对 T_1 、 T_2 值进行适当调整，直至获得满意的控制效果。

第七章 比值控制系统

第一节 概述

在各种生产过程中，时常需要保持两种物料成一定的比例关系。一旦比例失调，就会影响生产的正常运行，造成质量降低、产量下降、环境污染，甚至造成安全事故。例如，在锅炉燃烧过程中，需要自动保持燃料量和空气量按一定比例混合进入炉膛，才能保持燃烧的经济性。

这种把两个或两个以上参数自动保持一定比例关系的控制系统称为比值控制系统。实际上是一个跟踪系统，使一种物料按比例随另一种物料而变化。

在需要保持一定比例关系的两种物料中，处于主导地位的量称为主动量或主物料，用 Q_1 表示，另一种量在控制过程中则跟随主物料的变化而成比例地变化，称为从动量或从物料，用 Q_2 表示。工艺上要求两物料的比值系数为 K ，满足

$$K = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (7-1)$$

最简单（开环）的比值控制系统的工艺流程图如图 7-1 (a) 所示，其原理方框图如图 7-1 (b) 所示。其中 FT 为检测变送器，FC 为比值控制器。

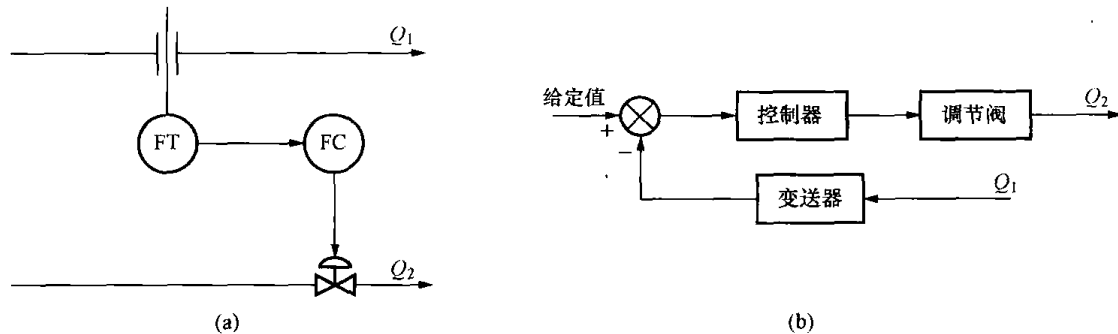


图 7-1 开环比值控制系统

(a) 控制系统图；(b) 原理方框图

开环比值控制系统的工作过程是：从动量 Q_2 以一定的比例随主动量 Q_1 的变化而变化，即在稳定状态下 $Q_2 = KQ_1$ 。系统中当 Q_1 受干扰变化时，控制器接受新的偏差信号，按比例改变调节阀的开度，使 Q_2 按比例变化到某一新的数值。这里的流量控制器应采用比例控制规律，即把它作为比值器用，而不能采用比例积分控制规律。

但是在实际运行中，即使调节阀没有动作，当从动量通道的压力稍有变化，其流量 Q_2 也要变化，所以两种物料间的比值的实际值较难保持不变，所以开环比值控制在工程上很少应用。

第二节 比值控制系统的类型

在生产过程中，根据不同生产工艺的要求，常用的比值控制系统有以下几种类型。

一、单闭环比值控制系统

为了克服开环比值控制系统的缺点，在它的基础上，增加一个从动量的流量闭环控制系统，并且主动量经比值运算后，作为控制器的给定值，就成为单闭环比值控制系统，如图 7-2 所示。

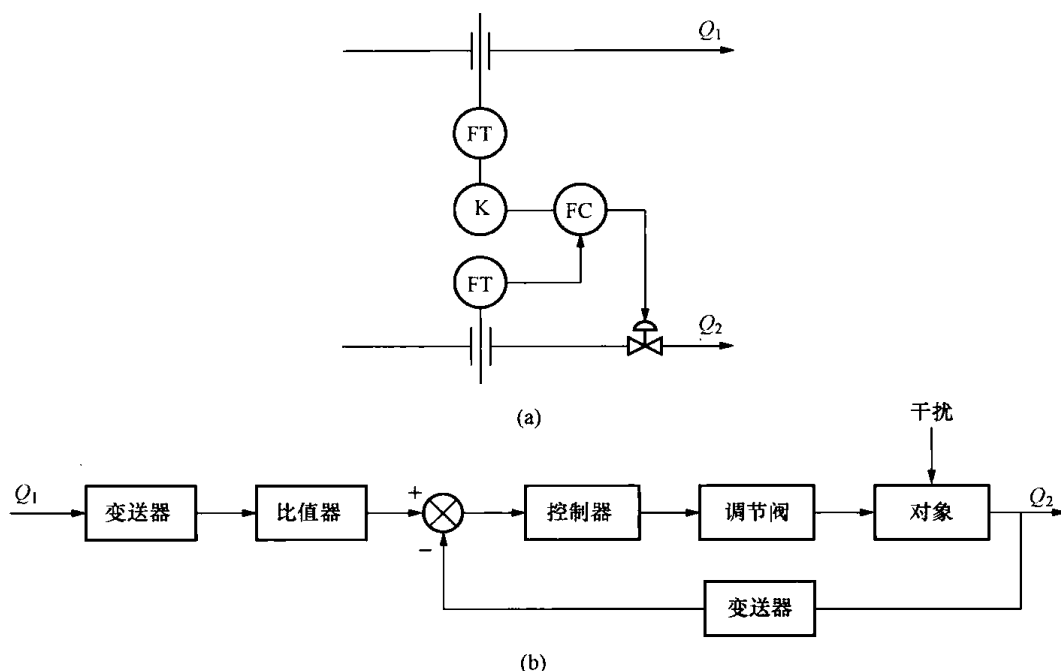


图 7-2 单闭环比值控制系统

(a) 控制系统图；(b) 原理方框图

单闭环比值控制系统实际上是一从动量 Q_2 随动于主动量 Q_1 的一个随动系统。和串级相比有本质差别，主动量是开环，不受控制。

在稳定情况下，满足工艺要求的比值，即 $Q_2 = KQ_1$ ，则

(1) 当主动量不变时，比值器的输出保持不变，从动量回路是一个定值控制系统。若从动量受到干扰，则通过从动量回路的控制作用，迅速克服干扰，以保持设定的比值关系。

(2) 当主动量受到干扰发生变化时，比值器经过比值运算后其输出也相应变化，此时从动量回路是一个随动控制系统，它将使从动量随主动量的变化而成比例变化。

(3) 若主动量、从动量同时受到干扰而发生变化时，控制器在克服从动量干扰的同时，又根据新的设定值，改变调节阀的开度，使主、从动量在新的流量值的基础上，保持其原来的比例关系。

在单闭环比值系统中，从动量闭合回路的任务是快速、精确地随动于主动量变化，因此，控制器应选用比例积分控制规律。比值器的任务是将主动量按要求乘上一倍数，作为从动量控制器的给定值。

单闭环比值控制系统不仅能实现从动量跟随主动量的变化而变化，而且可以克服从动量本身干扰对比值的影响，从而实现主、从动量精确的比值控制。这种比值控制系统结构简单，调整方便，因此在工程上得到广泛应用。但其不足之处是由于主动量是不固定的，虽从动量与之成比例，但是总物料也是不固定的，这对某些场合是不适当的，比如对于负荷变化幅度大，物料又直接去化学反应器的场合是不合适的。因为负荷的波动有可能造成反应不完全，

或反应放出的热量不能及时被带走等因素，从而给反应带来一定的影响，甚至造成事故。

二、双闭环比值控制系统

双闭环比值控制系统是为了克服单闭环比值控制系统主动量不受控制，生产负荷在较大范围内波动的不足而设计的。它是在单闭环比值控制系统的基础上增加了主动量控制回路而构成的，如图 7-3 所示。

在双闭环比值控制系统中，当主动量受到干扰发生波动时，主动量回路对其进行定值控制，使主动量始终稳定在给定值附近。通过比值控制从动量也将比较稳定。这样，不仅实现了比较精确的流量比值，而且也确保了两个物料总量基本不变。另外，由于主动量回路是定值控制，从动量回路是随动控制，当主动量回路的给定值改变时，不仅主动量要发生变化，而且从动量也将随主动量成比例地变化。也就是说，升降负荷比较方便，只要缓慢地改变主动量控制器的给定值就可升降主动量。同时，从动量也自动跟踪升降并保持两者比值不变。因此，这种方案常用于主动量干扰比较频繁的场所及工艺上不允许负荷有较大波动或工艺上经常需要升降负荷的场合。

三、变比值控制系统

上述的单闭环或双闭环比值控制系统中，主、从动量之间的比值都是常数。而有些生产过程中，两个动量之比不是一个常数，需要根据第三参数（或称主参数） C 不断校正比值，此即为变比值控制系统，如图 7-4 所示。例如燃烧过程中的风煤比，可以根据烟气含氧量通过负荷来修正。

系统在稳态时，主、从动量恒定，分别经过变送器开方运算后送至除法器，其输出即为比值，同时作为比值控制器的测量信号。当 Q_1 、 Q_2 出现扰动时，通过比值控制回路保证比值一定，在扰动幅值不大时不影响主参数，或大大减小扰动对主参数 C 的影响。对于某些物料流量（如气体等），当出现除流量扰动外的温度、压力、成分等变化时，使主控制器的输出产生变化，从而修正了比值控制器的给定值，即修正了两个流量的比值，使系统稳定在新的比值上。

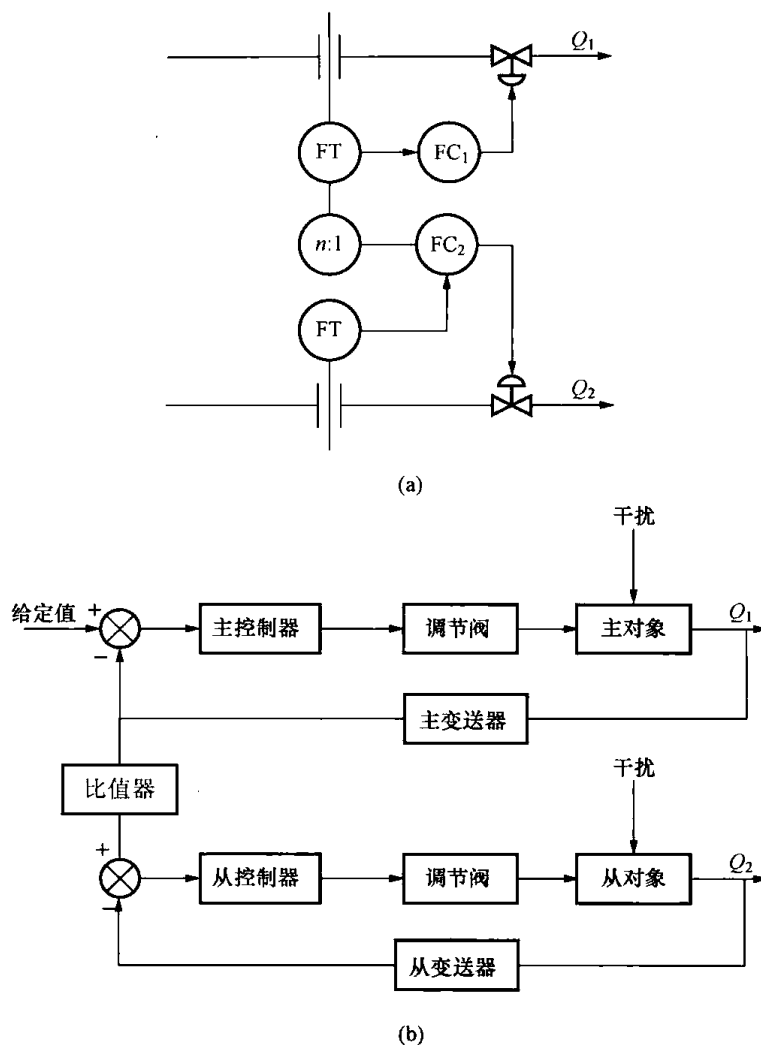


图 7-3 双闭环比值控制系统

(a) 控制系统图；(b) 原理方框图

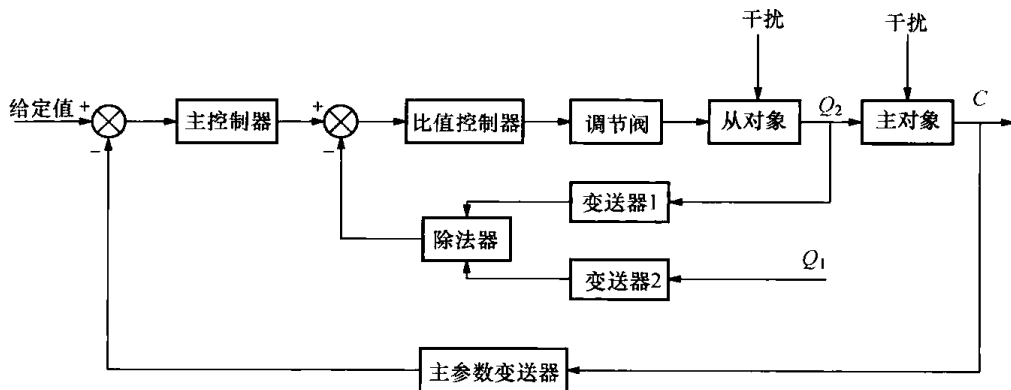


图 7-4 变比值控制系统

可见，在变比值控制系统中，控制流量比值只是一种手段，不是最终目的，主参数 C 往往是生产过程的质量指标。

第三节 比值控制系统的设计和实施

一、主、从动量的选择

在生产过程中，维持两个流量比值不变，不一定是生产的最终目的，而仅是保证生产质量或安全的一种手段。当设计比值控制系统时，需要先确定主、从物料流量，其原则是

(1) 在生产中起主导作用的物料流量选为主动量，其余的物料流量以它为准，跟踪其变化而变化，则为从动量。

(2) 生产中可测而不可控的物料流量选为主动量，可控的物料流量为从动量。

(3) 考虑工艺的特殊要求，使主、从动量的确定服从工艺的需要，同时必须考虑生产的安全、质量、成本、能耗等因素。

二、比值系数的计算

工艺上要求的比值 $K = \frac{Q_2}{Q_1}$ 是两种物料的流量之比，在系统中实现时，必须把工艺规定的流量比值 K 转换为仪表上的信号比值系数 K' 。计算方法随流量与测量信号间是否呈线性关系而不同。

(1) 流量与测量信号之间呈线性关系。

流量检测信号经过开方器后与流量信号呈线性关系。以 DDZ-III型仪表为例，当流量由零变至最大值 $Q_{\max}$ 时，仪表对应的输出信号为 4~20mA (DC)，则流量的任一中间值 Q 所对应的输出电流为

$$I = \frac{Q}{Q_{\max}} \times 16 + 4 (\text{mA}) \quad (7-2)$$

则

$$Q = \frac{I - 4}{16} \times Q_{\max} \quad (7-3)$$

设主、从流量变送器的最大量程分别为 $Q_{1\max}$ 、 $Q_{2\max}$ ，根据式 (7-1) 可得工艺要求的流量比值

$$K = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{I_2 - 4}{I_1 - 4} \cdot \frac{Q_{2\max}}{Q_{1\max}} \quad (7-4)$$

所以仪表的比值设定系数 K' 为

$$K' = \frac{I_2 - 4}{I_1 - 4} = K \frac{Q_{1\max}}{Q_{2\max}} \quad (7-5)$$

(2) 流量与测量信号之间成非线性关系。

使用差压式流量计测量流量而未经开方处理时，流量与压差的关系为

$$Q = C\sqrt{\Delta p} \quad (7-6)$$

式中： C 为差压式流量计的流量系数。

当压差信号由零变到最大值 $\Delta p_{\max}$ ，则变送器的对应输出为 $4 \sim 20\text{mA}$ (DC)，流量的任一中间值 Q 所对应的压差变化为 Δp ，对应的输出电流为

$$I = \frac{Q^2}{Q_{\max}^2} \times 16 + 4 (\text{mA}) \quad (7-7)$$

则可计算出仪表的比值设定系数 K' 为

$$K' = K^2 \frac{Q_{1\max}^2}{Q_{2\max}^2} \quad (7-8)$$

三、比值控制系统的实施方案

比值控制系统的实施方案可有以下几种。

(1) 比值器方案。

图 7-5 所示为应用比值器实施的单闭环比值控制系统。以 DDZ-III 型电动比值器为例，比值器的输入、输出信号关系式为

$$I_o = (I_1 - 4)K' + 4 (\text{mA}) \quad (7-9)$$

在流量比值稳定操作时，控制器的测量值应等于给定值，即

$$I_2 = I_o \quad (7-10)$$

则

$$K' = \frac{I_2 - 4}{I_1 - 4} \quad (7-11)$$

由式 (7-11) 可知，只要将比值器的比值系数 K' 按前面所述的计算公式求得结果后设置，即可实现比值控制。

(2) 乘法器方案。

图 7-6 所示为应用乘法器实施的单闭环比值控制系统。设计的主要任务是按照工艺要求的流量比值 K ，正确设置乘法器的给定值 I_s 。

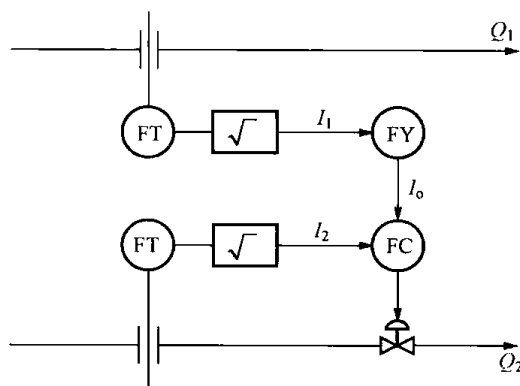


图 7-5 比值器方案

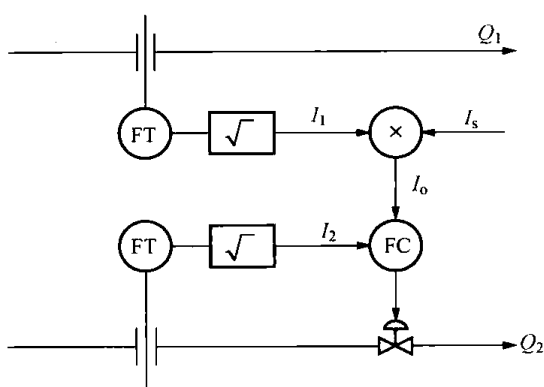


图 7-6 乘法器方案

乘法器的输出信号 I_o 为

$$I_o = \frac{(I_1 - 4)(I_s - 4)}{16} + 4 \text{ (mA)} \quad (7-12)$$

因为系统在稳态时，控制器的给定值等于测量值，即 $I_o = I_2$ ，将其代入式 (7-12) 可得

$$I_s = \frac{I_2 - 4}{I_1 - 4} \times 16 + 4 = K' \times 16 + 4 \text{ (mA)} \quad (7-13)$$

如果采用开方器，流量为线性变送时，将式 (7-5) 代入式 (7-13) 得

$$I_s = K \frac{Q_{1\max}}{Q_{2\max}} \times 16 + 4 \text{ (mA)} \quad (7-14)$$

如果没有采用开方器，流量为非线性变送时，将式 (7-8) 代入式 (7-13) 得

$$I_s = K^2 \frac{Q_{1\max}^2}{Q_{2\max}^2} \times 16 + 4 \text{ (mA)} \quad (7-15)$$

由于 DDZ-III 型单元组合式仪表的输入、输出信号为 4~20mA (DC)，要使 I_s 在标准信号范围内，则要求

$$K' = K \frac{Q_{1\max}}{Q_{2\max}} \leq 1 \quad \text{或} \quad K' = K^2 \frac{Q_{1\max}^2}{Q_{2\max}^2} \leq 1 \quad (7-16)$$

因此在选择流量检测仪表的量程时，应满足

$$Q_{2\max} \geq K_{\max} Q_{1\max} \quad (7-17)$$

其中， $K_{\max}$ 为工艺要求的可能最大比值。

(3) 除法器方案。

图 7-7 所示为应用除法器实施的单闭环比值控制系统。

除法器的输出信号 I_o 为

$$I_o = \frac{I_2 - 4}{I_1 - 4} \times 16 + 4 = K' \times 16 + 4 \text{ (mA)} \quad (7-18)$$

因为系统在稳态时 $I_o = I_s$ ，则

$$I_s = K' \times 16 + 4 \text{ (mA)} \quad (7-19)$$

式 (7-13) 与式 (7-19) 相同，可见应用乘法器和除法器时计算给定值的公式相同。

由于除法器的输出就是两流量的比值，所以对比值可以直观显示，而且控制器的给定值就是比值，便于精确设定，操作方便。若将比值设定改为第三参数，则可实现变比值控制。但是其不足之处在于：

1) 除法器总是用小信号除以大信号，如 Q_2/Q_1 。随小信号的增大，除法器的输出也随之增大。当小信号与大信号相等时，除法器的输出达到最大。因此，应用除法器构成比值控制

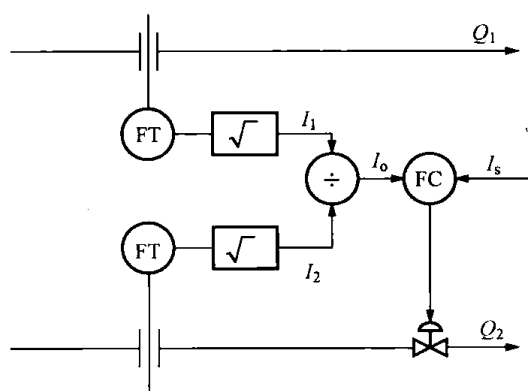


图 7-7 除法器方案

系统时, 比值系数不能设置在 1 附近。因为在 1 附近时, 系统稳态时除法器的输出就已经最大, 如果出现某种干扰使 Q_2 增大或使 Q_1 减小时, 除法器进入饱和状态, 输出不再随比值的变化而变化, 造成对比值的失控。

2) 对于从动量控制回路而言, 除法器包括在回路当中, 除法器的非线性对控制系统品质将会造成影响。在图 7-7 所示的比值控制系统中, 由式 (7-18) 可知, 除法器的静态放大系数 k 为

$$k = \left. \frac{dI_o}{dI_2} \right|_{I_2=I_{20}} = \frac{16}{I_{10}-4} \quad (7-20)$$

式中: I_{10} , I_{20} 为 I_1 、 I_2 的静态工作点。

根据流量 Q 和检测仪表输出电流 I 的关系, 当采用开方器的时候

$$k = \frac{16}{I_{10}-4} = \frac{Q_{1\max}}{Q_{10}} \quad (7-21)$$

式中: Q_{10} 为主动量的静态工作点。

当没有采用开方器的时候

$$k = \frac{16}{I_{10}-4} = \frac{Q_{1\max}^2}{Q_{10}^2} \quad (7-22)$$

因为在稳态时, $Q_2/Q_1 = \text{常数}$, 因此 k 与 Q_{10} 成反比, 与 Q_{20} 也成反比。即除法器的静态放大系数 k 将随负荷的增大而减小, 从而使从动量的控制回路, 在参数整定好以后的运行中, 随负荷的减小, 系统的稳定性要下降, 而随负荷的增大, 系统的控制作用又显得呆滞, 造成误差偏大。

对于以上缺点很难做到全部补偿, 因此一般不采用除法器方案。

四、控制器参数的整定原则

比值控制系统中的控制器, 根据其作用不同, 整定参数的方法也有所不同。

(1) 比值控制系统因其结构上是串级控制系统, 主动量控制器的参数整定可按串级控制系统进行。

(2) 双闭环比值控制系统中的主动量回路是定值控制系统, 可按单回路定值控制系统进行整定。

(3) 单闭环比值控制系统、双闭环比值控制系统中的从动量回路和变比值控制系统中的变比值回路的整定方法和要求基本相同。它们都是一个随动控制系统, 其基本要求是: 从动量能准确地、快速地跟随主动量而变化, 并且不宜有超调。因此不能按一般定值控制系统的 4:1 衰减过程的要求进行整定, 而应该整定成非周期临界情况, 这时的过渡过程既不振荡而反应又快。整定步骤为

1) 根据工艺要求的两个流量比值 K , 换算出仪表信号比值系数 K' , 按照 K' 投运, 并在投运过程中适当调整。

2) 将积分时间置于最大值, 由大到小逐步改变比例带 δ , 直到在阶跃干扰下过渡过程处于振荡与不振荡的临界过程为止。

3) 如果有积分作用, 则在适当放宽比例带 (一般为 20%) 的情况下, 逐步缓慢地减小积分时间, 直到出现振荡与不振荡的临界过程或微振荡过程为止。

第八章 其他复杂控制系统

第一节 分程控制系统

一、分程控制的基本概念

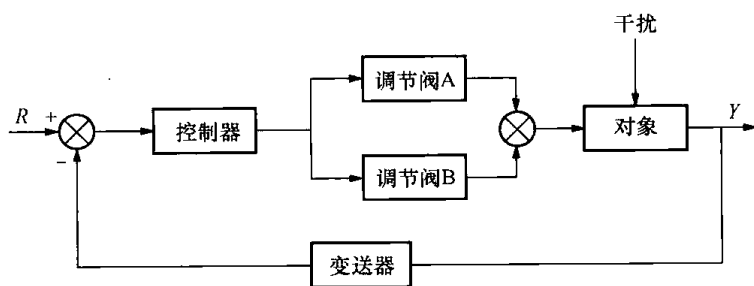


图 8-1 分程控制系统方框图

单回路控制系统是由一个控制器的输出带动一个调节阀动作的。在生产过程中，也可看到另一种情况，即由一个控制器的输出信号去控制两个或两个以上调节阀动作，并且是按输出信号的不同区间去操纵不同的调节阀，习惯上把这种控制方式称为分程控制。分程控制的一个显著特点是多阀而且分程，分程控制系统方框图如图 8-1 所示。

为了实现分程的目的，往往借助于附设在每个阀上的阀门定位器。将控制器的输出信号压力分成若干区间，再由阀门定位器将不同区间内的信号压力转换成能使相应的调节阀全行程动作的信号压力。

分程控制系统的简图如图 8-2 所示。图中表示一个控制器去操纵两只调节阀，实施（动作过程）是借助调节阀上的阀门定位器对信号的转换功能。例如图中的 A、B 两只调节阀，要求 A 阀在控制器输出信号压力为 $0.02 \sim 0.06 \text{ MPa}$ 变化时，作全行程动作。首先要求附在 A 阀上的阀门定位器，当输入信号为 $0.02 \sim$

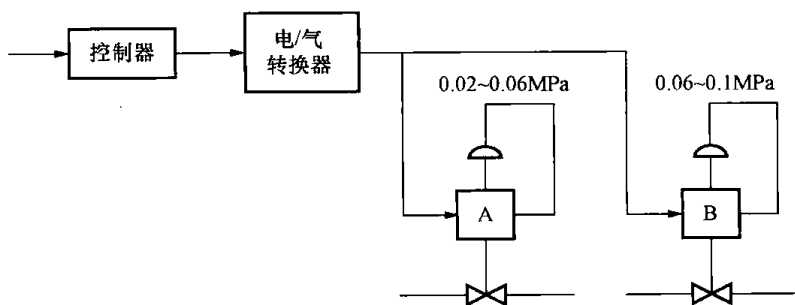


图 8-2 分程控制系统示意图

0.06 MPa 时，相应输出为 $0.02 \sim 0.1 \text{ MPa}$ ，而 B 阀上的阀门定位器，应当调整成在输入信号为 $0.06 \sim 0.1 \text{ MPa}$ 时，相应输出为 $0.02 \sim 0.1 \text{ MPa}$ 。按照这些条件，当控制器（包括电/气转换器）输出信号 $< 0.06 \text{ MPa}$ 时，A 阀动作，B 阀不动；当输出信号 $> 0.06 \text{ MPa}$ 时，而 B 阀动作，A 阀已动至极限，由此实现分程控制过程。

由于调节阀有气开和气关两种特性，以及两个调节阀是同向动作还是异向动作，在分程控制系统的应用中，可形成四种不同的组合方式如图 8-3 和图 8-4 所示。

一般调节阀分程动作采用同向规律的是为了满足工艺上扩大可调比的要求；反向规律的选择是为了满足工艺的特殊要求。

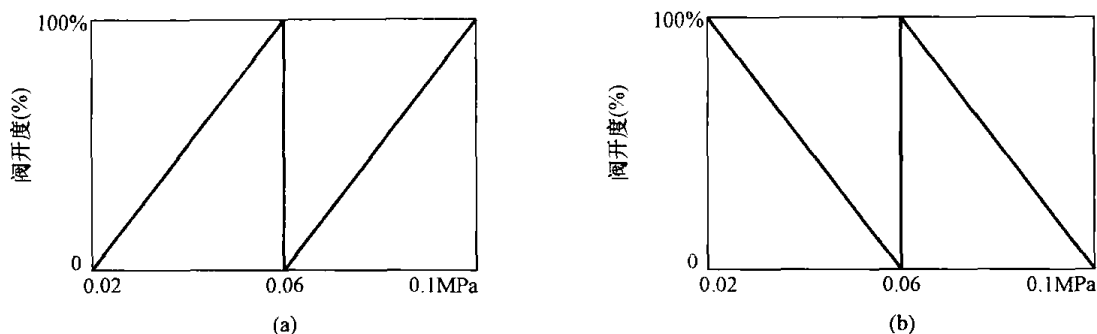


图 8-3 调节阀分程动作 (同向)

(a) 气开型; (b) 气关型

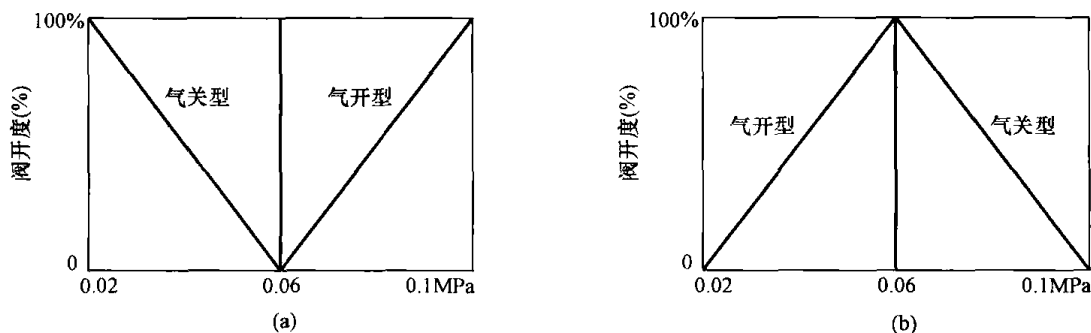


图 8-4 调节阀分程动作 (异向)

(a) 同向动作; (b) 异向动作

二、分程控制系统的应用

扩大调节阀的可调比。调节阀有一个重要指标, 即阀的可调比 R 。它是一项静态指标, 表明调节阀执行规定特性 (线性特性或等百分比特性) 运行的有效范围。可调比的计算式为

$$R = \frac{C_{\max}}{C_{\min}} \quad (8-1)$$

式中: $C_{\max}$ 为阀的最大流通能力, 流量单位; $C_{\min}$ 为阀的最小流通能力, 流量单位。

在过程控制中, 有些场合要求调节阀的可调范围很大, 如果不能提供足够的可调范围, 其结果将是在高负荷下供应不足, 或在低负荷下低于可调范围时产生极限环。在这种情况下, 可将大小两个阀并联分程后当作一个阀使用, 从而扩大可调比, 改善阀的工作特性。

设分程控制中使用大阀 A 和小阀 B 组成同向动作的分程调节阀, 其可调比 $R_A = R_B = R = 30$, 大阀 A 最大流通能力 $C_{A\max} = nC_{B\max}$, 最小流通能力 $C_{A\min} = nC_{B\min}$, 则分程调节阀的可调比为

$$R_{AB} = \frac{C_{A\max} + C_{B\max}}{C_{B\min}} = (n+1)R \quad (8-2)$$

可见, 组合后的分程调节阀的可调比是单个调节阀可调比的 $n+1$ 倍, 可以改善调节阀的工作流量特性, 提高控制质量。

分程控制的扩大可调比在火力发电厂自动化中的一个应用是减温水控制。过热器喷水减温系统示意图如图 8-5 所示。

蒸汽从汽包出来后经过初级过热器, 至一级减温器, 然后到分割屏过热器, 至二级减温器, 经末级过热器后成为过热蒸汽, 最后至汽轮机。通常的大中型锅炉都采用减温器减

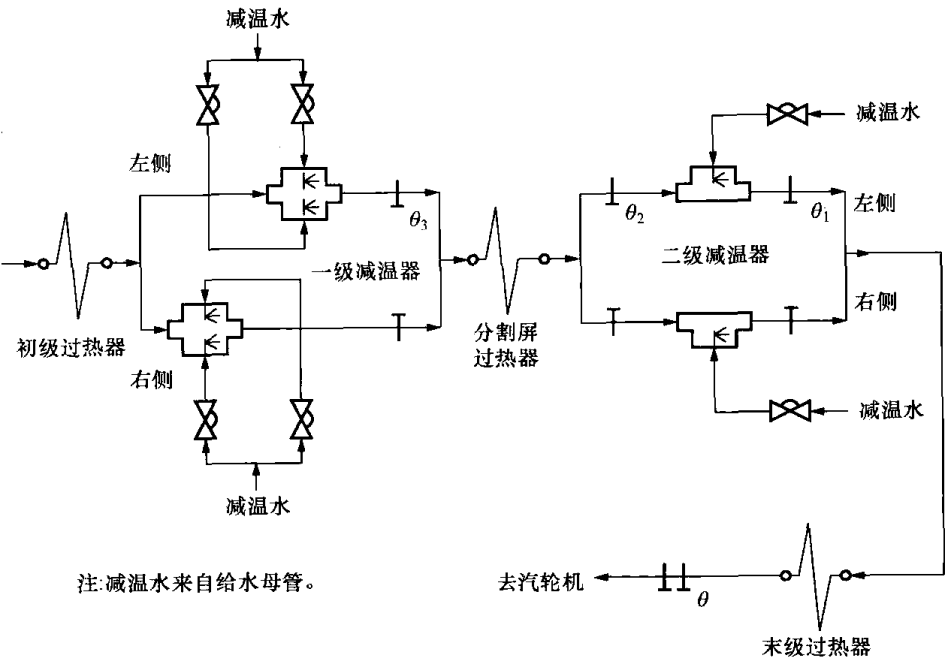


图 8-5 过热器喷水减温系统示意图

92 温的方式控制过热蒸汽的温度。一般采用直接喷水式控制，即通过改变减温水阀门开度来改变减温水量，控制蒸汽温度。为扩大调节阀的范围，提高控制质量，一级减温器的减温水调节阀采用两个同向动作的1号阀（A）、2号阀（B）并联构成的分程控制系统，其组合特性如图8-6所示。由前可知，A、B两个相同调节阀组合后，其可调范围是单只调节阀的2倍，即为 $2 \times 100\%$ 。

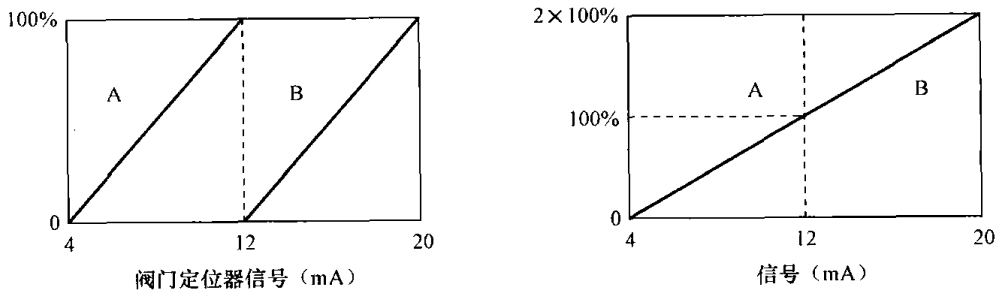


图 8-6 A、B 分程阀的组合特性图

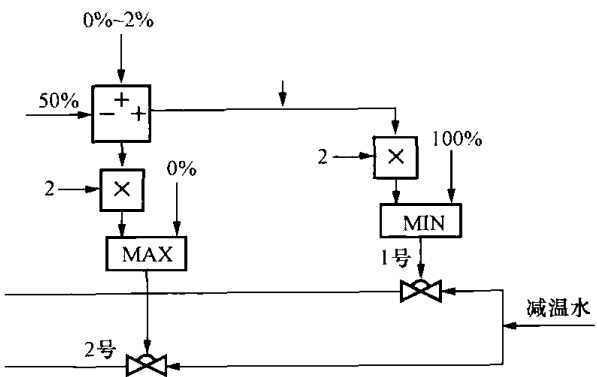


图 8-7 减温水阀分程控制系统

由图8-7所示可知，当控制器输出的控制指令与2相乘后，和100%通过小值器选择较小的来控制1号阀开度。同时此指令与50%相减后与2相乘，和0%通过大值器选择较大的来控制2号阀开度。当控制指令小于50%时，即2号阀处于全关，只通过1号阀开度的变化来进行控制；当控制指令大于50%时，1号阀已全开仍满足不了减温水量的需求，这时2号阀也开始打开，以补足1号阀全开时减温水供应量供应的不足。

三、分程控制系统的方案实施

(1) 分程区间的决定。

分程控制系统设计主要是多个调节阀之间的分程区间问题，设计原则为：

- 1) 先确定阀的开关作用形式（以安全生产为主）。
- 2) 再决定控制器的正反作用。
- 3) 最后决定各个阀的分程区间。

(2) 分程阀总流量特性的改善。

当调节阀采用分程控制，如果它们的流通能力不同，组合后的总流通特性，在信号交接处流量的变化并不是光滑的。例如选用 $C_{\max}=4$ 和 $C_{\min}=100$ 这两只调节阀构成分程控制，两阀特性及它们的组合总流量特性如图8-8所示。

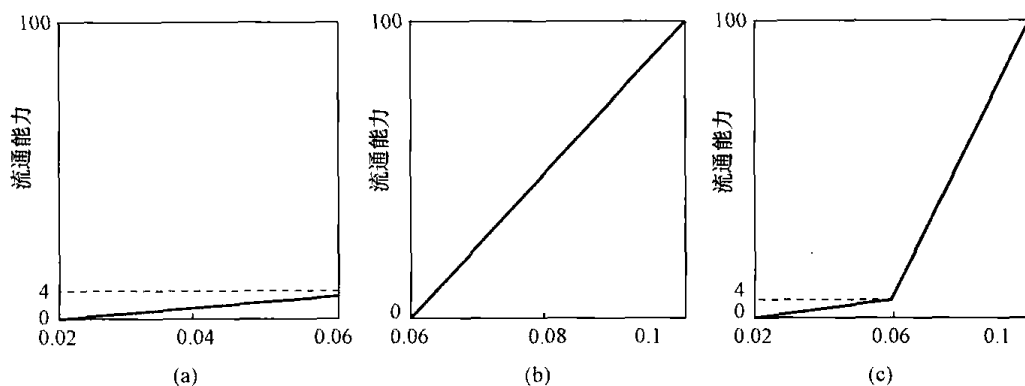


图 8-8 分程系统大、小阀连接组合特性图

(a) A 阀流量特性；(b) B 阀流量特性；(c) A、B 分程阀组合特性

由图 8-8 可以看出，原来线性特性很好的两只调节阀，当组合在一起构成分程控制时，其总流量特性已不再呈现线性关系，而变成非线性关系了。特别是在分程点，总流量特性出现了一个转折点。由于转折点的存在，导致了总流量特性的不平滑。这对系统的平稳运行是不利的，为了使总流量特性达到平滑过渡，解决在 0.06 处出现大的转折，呈严重的非线性方法如下所述。

- 1) 选用等百分比阀，此时可自然解决。
- 2) 线性阀则可通过添加非线性补偿调节的方法将等百分比特性校正为线性。

第二节 大迟延控制系统

在热工控制过程中，有不少被控对象特性具有较大的纯迟延。若纯迟延环节存在于控制通道或测量环节时，会降低系统的稳定性；若维持一定的稳定性，必须降低控制作用，从而增大了动态偏差，系统的控制质量下降。因此，对于具有纯迟延过程的控制是较难的，其难控程度随 τ 的增加而增加，并且 τ/T 之比越大越不易控制。

一、补偿纯迟延的常规控制

对于纯迟延过程的控制系统，当控制器采用 PID 控制规律时，经过参数整定，在控制要求不太苛刻的情况下，可满足生产过程要求。但是系统的静态和动态品质均下降，纯迟延越

大，其性能指标下降的越大。

除采用 PID 控制以外，也可在其基础上加以改动，图 8-9 所示是微分先行控制方案，即将微分作用串联在反馈回路上。

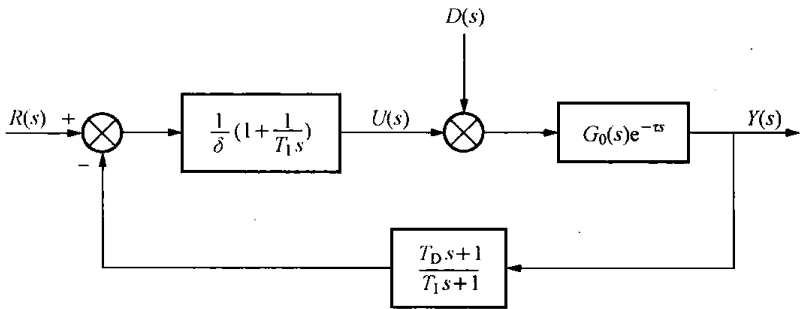


图 8-9 微分先行控制方案

在图 8-9 所示的微分先行控制方案中，微分环节的输出信号包括了被调量的大小及其变化速度，将它作为测量值输入比例积分控制器中，可加强微分作用，达到减小超调量的效果。

与微分先行控制方案的设想相类似，采用中间反馈控制方案，试图改善系统的控制质量。中间反馈控制方案如图 8-10 所示。

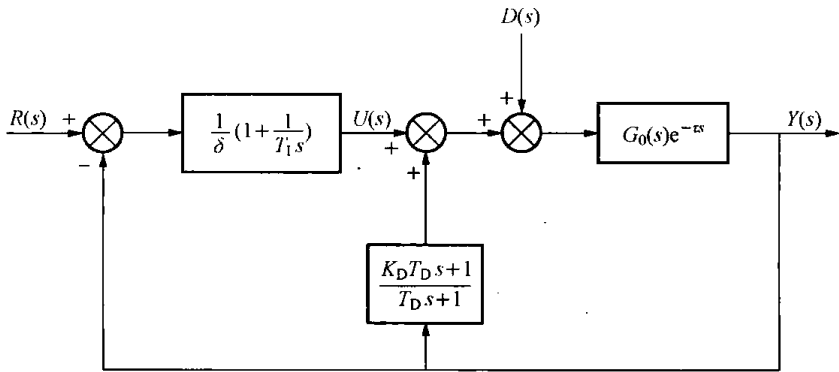


图 8-10 中间反馈控制方案

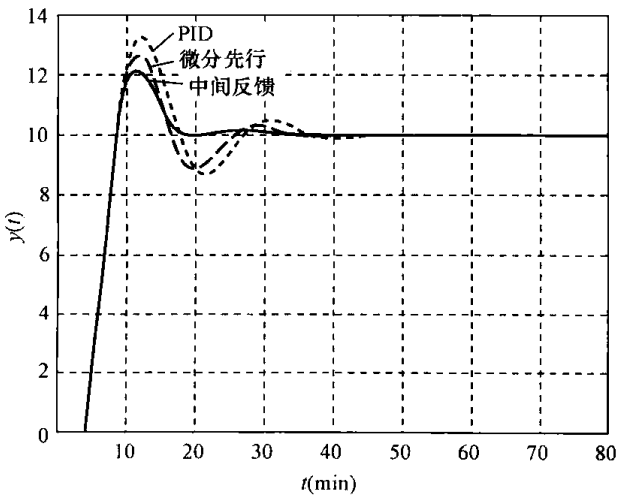


图 8-11 三种控制方案在定值扰动下的过渡过程

由图 8-10 所示可见，系统中的微分作用是独立的，能在被调量变化时及时根据其变化的速度大小起附加校正作用，微分校正作用与 PI 控制器的输出信号无关，只在动态时起作用，而在静态时或在被调量变化速度恒定时就失去作用。

下面以一个带纯迟延的一阶被控对象为例，其传递函数为

$$W_0(s) = \frac{2}{5s+1} e^{-4s}$$

分别用 PID、微分先行和中间反馈控制三种方法进行控制如图 8-11 所示。表 8-1 为

数字仿真结果。可知,微分先行和中间反馈控制都能有效克服超调现象,缩短调节时间,而且它无需特殊设备,有一定的使用价值。同时,不管哪种方案,被调量都存在较大超调,且响应速度很慢,如果在控制精度要求高的场合,则需要采取其他控制手段,例如补偿控制、采样控制等。

表 8-1 三种控制方案的仿真结果

方案	整定参数	超调量	调节时间 (min)
PID	$K_c=0.6, T_i=6, T_d=0$	0.297	54
微分先行	$K_c=0.6, T_i=6, T_D=1.4, T_1=1$	0.239	50
中间反馈	$K_c=0.6, T_i=6, K_D=1, T_D=0.55$	0.208	30

二、预估补偿控制

Smith 针对具有纯迟延的过程,提出在 PID 反馈控制的基础上,引入了一个预补偿环节。其特点是预先估计消除过程在基本扰动下的动态特性,然后由预估器进行补偿,使被延迟了 τ 的被调量超前反映到控制器,从而使控制器提前动作,可明显减小超调量和控制时间。

(1) Smith 预估补偿的原理。

如图 8-12 所示,在被控对象 $G_0(s)e^{-\tau s}$ 上并联一个补偿器 $G_s(s)$,则对控制器 $G_c(s)$ 来说,其等效被控对象 $G'(s)$ 为

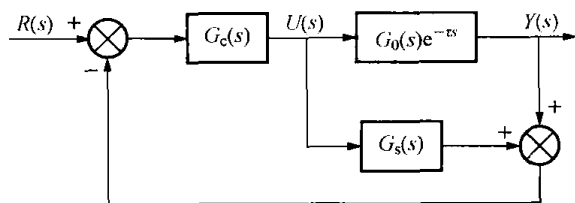


图 8-12 Smith 预估补偿控制原理图

$$G'(s) = G_0(s)e^{-\tau s} + G_s(s) \quad (8-3)$$

假若系统中无此补偿器,则由控制器输出 $U(s)$ 到被调量 $Y(s)$ 之间的传递函数为

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = G_0(s)e^{-\tau s} \quad (8-4)$$

此式表明,受到控制作用之后的被调量要经过迟延 τ 后才能返回到控制器。若系统采用预估补偿器,则控制器 $U(s)$ 与反馈到控制器的 $Y'(s)$ 之间的传递函数是两个并联通道之和。即

$$\frac{Y'(s)}{U(s)} = G_0(s)e^{-\tau s} + G_s(s) \quad (8-5)$$

为使控制器的输出信号与反馈信号 $Y'(s)$ 之间不致迟延 τ ,则要求上式为

$$\frac{Y'(s)}{U(s)} = G_0(s)e^{-\tau s} + G_s(s) = G_0(s) \quad (8-6)$$

从式 (8-6) 可得到预估补偿器的传递函数为

$$G_s(s) = G_0(s)(1 - e^{-\tau s}) \quad (8-7)$$

一般称式 (8-7) 表达的预估器为 Smith 预估器,其实施框图如图 8-13 所示。只要一个与对象除去纯迟延环节后的传递函数 $G_0(s)$ 相同的环节和一个迟延时间等于 τ 的纯迟延环节就可以组成 Smith 预估模型。

1) 给定值 r 扰动下的补偿特性。

在图 8-13 所示中,在给定值扰动下系统的闭环传递函数为

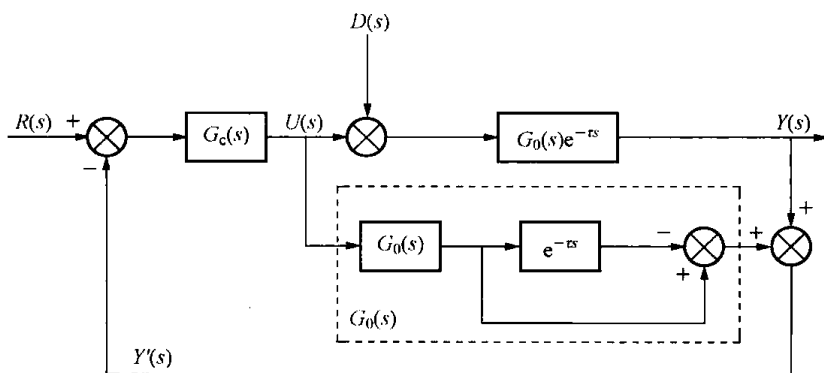


图 8-13 Smith 预估补偿系统方框图

$$\begin{aligned}
 \frac{Y(s)}{R(s)} &= \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1+G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}+G_c(s)G_0(s)(1-e^{-\tau s})} \\
 &= \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1+G_c(s)G_0(s)} \\
 &= G_B(s)e^{-\tau s}
 \end{aligned} \quad (8-8)$$

式中: $G_B(s) = \frac{G_c(s)G_0(s)}{1+G_c(s)G_0(s)}$ 为对象不含纯延迟时控制系统的闭环传递函数。

此时, 系统的特征方程中已不包含 $e^{-\tau s}$ 项。因此采用 Smith 预估补偿控制方法可以消除纯延迟环节对控制品质的影响。当然, 闭环传递函数分子上的纯延迟环节 $e^{-\tau s}$ 说明被调量的响应比给定值要滞后 τ 时间。

2) 外部扰动 D 作用下的补偿特性。

由图 8-13 所示可计算出在扰动 D 作用下系统的传递函数为

$$\begin{aligned}
 \frac{Y(s)}{D(s)} &= \frac{G_0(s)e^{-\tau s}[1+G_c(s)G_0(s)-G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}]}{1+G_c(s)G_0(s)} \\
 &= G_0(s)e^{-\tau s}\left[1-\frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1+G_c(s)G_0(s)}\right] \\
 &= G_0(s)e^{-\tau s}[1-G_B(s)e^{-\tau s}]
 \end{aligned} \quad (8-9)$$

由式 (8-9) 可知, 闭环传递函数由两项组成, 第一项是扰动对被调量的影响, 第二项是用来补偿扰动对被调量影响的控制作用。由于第二项有延迟 τ , 只有 $t > 2\tau$ 时才产生控制作用; 当 $t \leq 2\tau$ 时, 无控制作用。因此, 在外部扰动下, 其对滞后的补偿作用不如在给定值扰动下那样明显, 即 Smith 补偿方法用于随动控制比用于定值控制效果要好。

例 8-1 已知某纯延迟加一阶惯性环节的传递函数为

$$G(s) = \frac{2}{1+4s}e^{-4s}$$

对其进行单回路控制和加入 Smith 预估器进行控制的数字仿真。其中控制器采用 PI 控制规律, 且 $K_c=20$, $T_i=1$, 系统在给定值扰动 ($r=10$) 下的响应曲线如图 8-14 所示。图中实线是加入 Smith 预估器后的响应曲线, 超调量仅为 0.32, 调节时间为 8s, 与图中虚线所示的单回路 PID 控制相比, 效果十分显著。

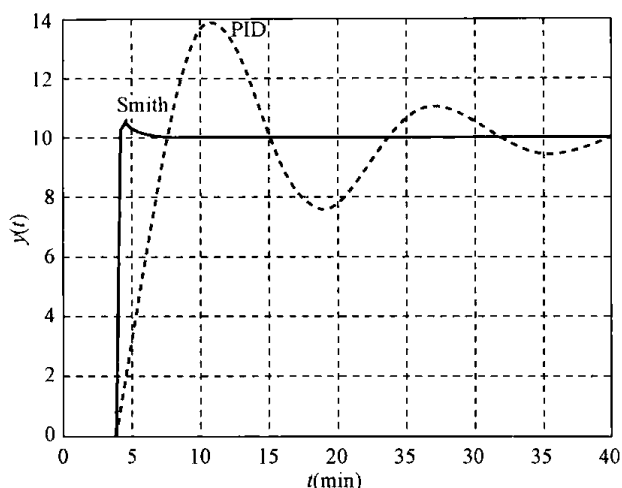


图 8-14 给定值扰动下的阶跃响应曲线

由于 Smith 预估补偿方案是建立在已经精确知道对象数学模型的基础上的, 因此, 无论是模型精度或者运行条件的变化都将影响控制效果。已有不少研究表明: 带有 Smith 预估补偿器的控制系统承受对象参数变化的能力弱于一般的 PID 控制系统。Smith 预估器对模型偏差十分敏感的特性限制了其在工业控制上的广泛应用。对于如何改进 Smith 预估器的性能, 虽已提出不少方案, 但尚无一个通用的行之有效的方法, 克服大迟延的控制策略仍是目前工业过程控制领域的主要研究课题之一。下面介绍几种改进方案。

(2) Smith 预估器的改进方案。

1) 完全抗干扰的 Smith 预估器。

如果在 Smith 补偿回路中增加一个反馈环节 $G_f(s)$, 如图 8-15 所示, 则系统可以达到完全抗干扰的目的。

由图可知被调量 $Y(s)$ 对干扰 $D(s)$ 的闭环传递函数为

$$\begin{aligned} \frac{Y(s)}{D(s)} &= \frac{G_0(s)e^{-\tau s}}{1 + \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1 + G_0(s)G_f(s) + G_c(s)G_0(s)(1 - e^{-\tau s})}} \\ &= \frac{G_0(s)e^{-\tau s}[1 + G_0(s)G_f(s) + G_c(s)G_0(s)(1 - e^{-\tau s})]}{1 + G_0(s)G_f(s) + G_c(s)G_0(s)} \end{aligned} \quad (8-10)$$

若要系统完全不受扰动 $D(s)$ 的影响, 则式 (8-10) 中分子为零, 即

$$1 + G_0(s)G_f(s) + G_c(s)G_0(s)(1 - e^{-\tau s}) = 0 \quad (8-11)$$

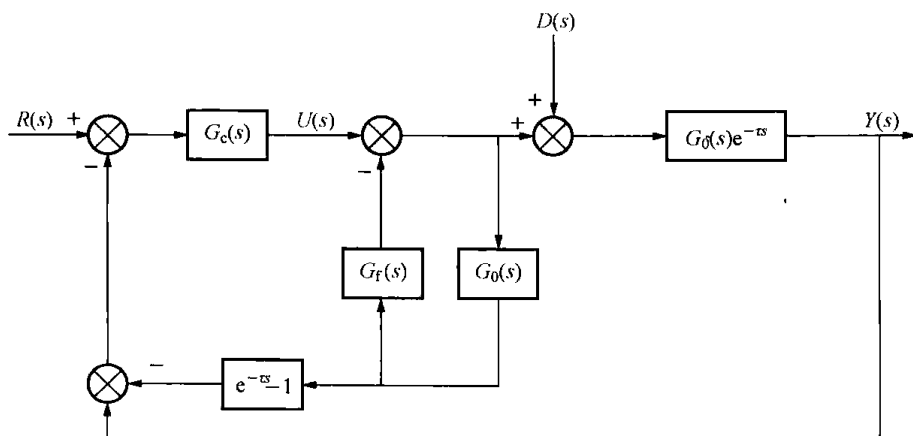


图 8-15 实现完全抗干扰的 Smith 补偿器

因此, 可得新增反馈环节 $G_f(s)$ 为

$$G_f(s) = -\frac{1 + G_c(s)G_0(s)(1 - e^{-\tau s})}{G_0(s)} \quad (8-12)$$

而上述系统中被调量 $Y(s)$ 对给定值 $R(s)$ 的闭环传递函数为

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1 + G_0(s)G_f(s) + G_c(s)G_0(s)} \quad (8-13)$$

将式 (8-12) 代入式 (8-13) 后, 可得

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}} = 1 \quad (8-14)$$

由此可知, 如果 $G_f(s)$ 完全满足式 (8-12) 后, 系统不仅可以完全跟踪给定值, 而且对于扰动 $D(s)$ 可以完全补偿。但是 $G_f(s)$ 的完全实现不容易, 尤其当对象是高阶微分方程描述时更是如此。尽管如此, 这个结论对于改善 Smith 预估器的抗干扰能力还是有指导意义的。

2) 增益自适应补偿方案。

1977 年贾尔斯 (R.F.Giles) 和巴特利 (T.M.Bartley) 在 Smith 方法的基础上提出了增益自适应的补偿方案, 其原理方框图如图 8-16 所示。由图可知, 它在 Smith 补偿方法的基础上增加了一个除法器、一个比例微分环节和一个乘法器。除法器实现被调量和模型输出的相除, 比例微分环节的微分时间等于模型的纯迟延时间, 用来将除法器的输出提前送入乘法器, 实现超前控制。乘法器将预估器的输出和比例微分环节的输出相乘, 然后送入控制器。这三个环节的作用是根据被调量和模型输出信号之间的比值来提供一个自动校正预估器增益的信号。

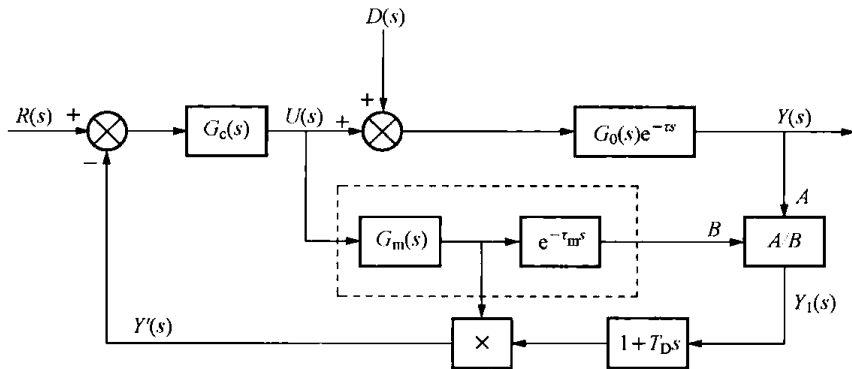


图 8-16 增益自适应补偿系统方框图

在图 8-16 中, 补偿器去掉纯迟延的传递函数为 $G_m(s)$, 纯迟延时间为 τ 。由图 8-16 可得

$$Y(s) = [R(s) - Y'(s)]G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s} \quad (8-15)$$

$$Y_1(s) = \frac{Y(s)}{U(s)G_m(s)e^{-\tau_m s}} \quad (8-16)$$

$$Y'(s) = U(s)G_m(s)(1 + \tau_m s)Y_1(s) = \frac{(1 + \tau_m s)}{e^{-\tau_m s}} Y(s) \quad (8-17)$$

将式 (8-17) 代入式 (8-15) 中, 可得

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1 + G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s} \frac{1 + T_D s}{e^{-\tau_m s}}} \quad (8-18)$$

若 $\tau = \tau_m$, 则有

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G_0(s)e^{-\tau s}}{1 + G_c(s)G_0(s)(1 + T_D s)} \quad (8-19)$$

可以看出增益自适应补偿系统与 Smith 预估补偿具有同样改善控制性能的效果, 即纯迟延环节被有效地排除在闭环回路以外, 但式 (8-18) 所示的闭环传递函数与预估器的传递函数 (去掉纯迟延部分) $G_m(s)$ 无关, 也与其增益无关, 不管其是否等于实际对象的增益, 式 (8-19) 总是成立的。

为了与 Smith 预估方案进行比较, 贾尔斯和巴特利对二阶纯迟延环节做了大量的数字仿真和模拟实验。实验结果表明: 在负载扰动下, 增益自适应方案优于 Smith 预估方案, 而在给定值变化时, Smith 预估方案优于增益自适应方案。

(3) 改进型 Smith 预估器。

Hang 等提出的改进型预估器, 它比原方案多了一个控制器, 其方框图如图 8-17 所示。

从图 8-17 所示中可以看到, 它与 Smith 补偿器方案的区别在于主反馈回路, 其反馈通道传递函数不是 1, 而是 $G_f(s)$ 。即

$$G_f(s) = \frac{G_{c2}(s)G_m(s)}{1 + G_{c2}(s)G_m(s)} \quad (8-20)$$

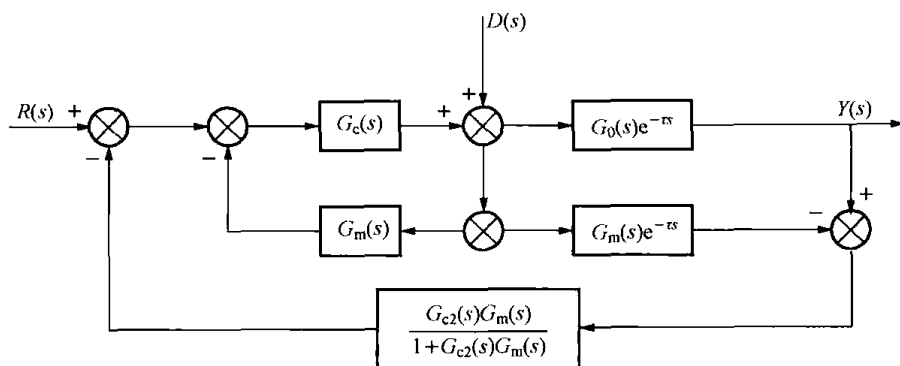


图 8-17 改进型 Smith 预估补偿系统方框图

理论分析可以证明改进型方案的稳定性优于原 Smith 补偿方案, 且其对模型精度的要求明显降低, 有利于改善系统的控制性能。

在改进型 Smith 预估器方案中, 为了保证系统输出响应无余差, 要求两个控制器均为 PI 控制规律。主控制器 $G_{c1}(s)$ 只需按模型完全准确的情况进行整定, 辅助控制器 $G_{c2}(s)$ 在反馈通道上, 与模型传递函数 $G_m(s)$ 一起构成了 $G_f(s)$ 。如果假设 $G_m(s)$ 是一阶环节, 且 $T_{i2} = T_m$, 即控制器的积分时间等于模型的时间常数, 则 $G_f(s)$ 简化为

$$G_f(s) = \frac{1}{\frac{T_m}{K_{c2}K_m} + 1} = \frac{1}{T_f s + 1} \quad (8-21)$$

这样反馈回路上出现一个一阶滤波器, 只有一个整定参数 T_f , 实质上只有 $G_{c2}(s)$ 中的比例增益 K_{c2} 需要整定, 易于在线整定。

第九章 多变量控制系统

第一节 概 述

第二章研究热工对象的动态特性时,提及热工对象可分为多输入/单输出、多输入/多输出等几种,本章重点讨论多输入/多输出控制系统,即多变量控制系统的概念、耦合程度的描述及解耦方法的设计。

对于有些热工对象通常是一个多输入/多输出的对象,则被控对象输入/输出为

$$Y(s)=G(s)U(s) \quad (9-1)$$

其中: $u=\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix}$, $y=\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}$, 均为 n 维向量; $G(s)=\begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) & \cdots & G_{1n}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) & \cdots & G_{2n}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{n1}(s) & G_{n2}(s) & \cdots & G_{nn}(s) \end{bmatrix}$ 为 $n \times n$ 矩阵。

当 $G(s)$ 是对角矩阵 (即除对角元素 $G_{11}(s)$, $G_{22}(s)$, $G_{nn}(s)$ 外, 其他元素均为零) 时,

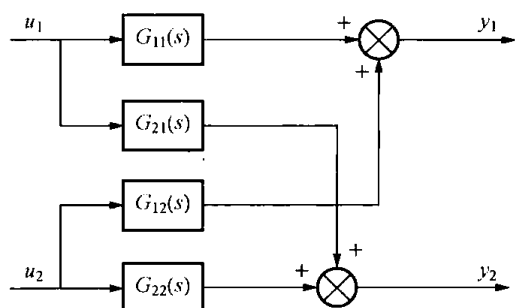


图 9-1 双输入/双输出系统

$u_i (i=1,2,\dots,n)$ 只影响对应的 y_i , 而不影响其他输出, 被控对象可划分若干个单输入单输出的独立被控区域, 因此可按具有一个被调量被控对象来处理。当 $G(s)$ 不是对角矩阵时, 称之为非独立控制, 即每一个控制作用除了影响“自己的”被调量外, 还影响其他被调量。这种被调量之间的相互耦合和相互影响需用解耦控制或协调控制的方法来解决。

以一个双输入/双输出系统为例, 如图 9-1 所示。对象的输入/输出特性为

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (9-2)$$

式中: $G_{11}(s)$ 、 $G_{22}(s)$ 是主通道的传递函数; $G_{21}(s)$ 、 $G_{12}(s)$ 是耦合通道的传递函数。

考虑回路 1 的控制通道 u_1 到 y_1 之间的特性。当回路 2 为开环状态时, u_1 到 y_1 之间的传递函数即为 $G_{11}(s)$ 。而当回路 2 闭环后, u_1 在作用于 y_1 的同时, 通过耦合通道 $G_{21}(s)$ 作用于 y_2 , 而 y_2 的变化引起的控制作用 u_2 又通过 $G_{12}(s)$ 作用于 y_1 。设回路 2 的调节过程为理想状态, 即 y_2 基本不变, 则系统的特性可表示为

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (9-3)$$

当回路 2 闭环后, u_1 到 y_1 之间的关系为

$$y_1 = \left[G_{11}(s) - \frac{G_{12}(s)G_{21}(s)}{G_{22}(s)} \right] u_1 \quad (9-4)$$

显然回路 2 闭环后, 由于耦合通道的存在所产生的耦合作用, 改变了 u_1 至 y_1 之间的特性。因此, 多变量被控对象中各变量相互关联, 必须从整体上加以综合分析, 分析系统的耦合程度及解耦方法。

第二节 耦合程度描述

Bristol 方法可以分析多变量系统的耦合性质, 这种方法定义了一个概念——相对增益, 通过计算相对增益, 确定系统的耦合程度。

一、相对增益

对于 $n \times n$ 多变量系统, 在所有其他回路均为开环时, 即所有其他调节量都保持不变的情况下, 可得系统的开环增益矩阵 P , 记作

$$Y = PU \quad (9-5)$$

其中: Y 是所有被调量 y_i ($i=1, \dots, n$) 的列向量, U 是所有调节量 u_j ($j=1, \dots, n$) 的列向量, 开环增益矩阵 P 中的元素 p_{ij} 的静态值称为 u_j 到 y_i 通道的第一放大系数。即

$$p_{ij} = \left. \frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right|_{u_r} \quad (9-6)$$

式中: u_r 表示除 u_j 外, 其余调节量都保持不变。

在所有回路均闭合, 即保持其他被调量不变的情况下, 可得各通道的开环增益矩阵 Q , 其元素 q_{ij} 的静态值称为 u_j 到 y_i 通道的第二放大系数。即

$$q_{ij} = \left. \frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right|_{y_r} \quad (9-7)$$

式中: y_r 表示除 y_i 外, 其余被调量都保持不变。

对于 u_j 到 y_i 通道, 第一放大系数 p_{ij} 与第二放大系数 q_{ij} 的比值称为 u_j 到 y_i 通道的相对增益, 记作 λ_{ij} 。即

$$\lambda_{ij} = \frac{p_{ij}}{q_{ij}} = \frac{\left. \frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right|_{u_r}}{\left. \frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right|_{y_r}} \quad (9-8)$$

将各通道的相对增益写成矩阵形式为

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \lambda_{11} & \lambda_{12} & \cdots & \lambda_{1n} \\ \lambda_{21} & \lambda_{22} & \cdots & \lambda_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda_{n1} & \lambda_{n2} & \cdots & \lambda_{nn} \end{bmatrix} \quad (9-9)$$

矩阵 Λ 为相对增益矩阵, 也称为 Bristol 矩阵。

从上述定义可知, p_{ij} 表示当其他调节量都不变时, u_j 到 y_i 通道的开环增益; 而 q_{ij} 表示

其他调节量变化时, u_j 到 y_i 通道的开环增益。显然, 如果 p_{ij} 和 q_{ij} 相等, 则说明其他通道对 u_j 到 y_i 通道没有影响, 即不存在耦合, 此时 $\lambda_{ij}=1$ 。否则, $\lambda_{ij} \neq 1$, 说明耦合存在, λ_{ij} 偏离 1 越多, 耦合越严重。因此, 用 λ_{ij} 构成一个相对增益矩阵 Λ , 可用来衡量系统各通道间彼此耦合的程度。

相对增益可分为静态相对增益和动态相对增益, 所谓静态相对增益是指 p_{ij} 和 q_{ij} 均为静态放大系数时的情况, 而动态相对增益则指 p_{ij} 和 q_{ij} 均为动态放大系数时的情况。在大多数情况下, 静态增益具有容易求取和处理的特殊性而使用广泛, 因此, 下面重点分析静态相对增益。

二、静态相对增益的求取及性质

对于 $n \times n$ 系统, 其对象各变量的静态关系可由矩阵方程表示为

$$\begin{bmatrix} \bar{y}_1 \\ \bar{y}_2 \\ \vdots \\ \bar{y}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \\ \vdots \\ \bar{u}_n \end{bmatrix} \quad (9-10)$$

式中: $\bar{y}_i$ 为被调量 y_i 的稳态值; $\bar{u}_i$ 为调节量 u_i 的稳态值; k_{ij} 为被调量 y_i 对于调节量 u_i 的静态放大系数。

若 $n \times n$ 系统的各变量以增量形式表示, 且设 $\Delta \bar{y}_i = d\bar{y}_i$, $\Delta \bar{u}_j = d\bar{u}_j$, 则输入/输出关系表示为

$$\begin{aligned} d\bar{y}_i &= \left(\frac{\partial \bar{y}_i}{\partial \bar{u}_1} \right)_{u_r} d\bar{u}_1 + \left(\frac{\partial \bar{y}_i}{\partial \bar{u}_2} \right)_{u_r} d\bar{u}_2 + \cdots + \left(\frac{\partial \bar{y}_i}{\partial \bar{u}_n} \right)_{u_r} d\bar{u}_n \\ &= p_{i1} d\bar{u}_1 + p_{i2} d\bar{u}_2 + \cdots + p_{in} d\bar{u}_n \end{aligned} \quad (9-11)$$

显然式中第一放大系数 p_{ij} 等于静态增益 k_{ij} 。即

$$p_{ij} = k_{ij} \quad (9-12)$$

代入式 (9-11), 则系统的输入—输出关系表达为

$$d\bar{Y} = K d\bar{U} \quad (9-13)$$

若 K 存在逆阵 $K^{-1} = C$, 即 $CK = KC = I$, I 为单位阵, 代入式 (9-13), 得

$$d\bar{U} = C d\bar{Y} \quad (9-14)$$

或

$$d\bar{u}_i = \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{y}_1} \right)_{u_r} d\bar{y}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{y}_2} \right)_{u_r} d\bar{y}_2 + \cdots + \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{y}_n} \right)_{u_r} d\bar{y}_n \quad (9-15)$$

显然, 由求逆可知

$$C_{ij} = \frac{K_{ji}}{|K|} = \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{y}_j} \right)_{u_r} = \frac{1}{q_{ij}} \quad (9-16)$$

式中: K_{ji} 为 K 中元素 k_{ji} 的代数余子式; $|K|$ 为静态增益矩阵 K 的行列式。

由式 (9-12) 和式 (9-16) 得

$$\lambda_{ij} = \frac{p_{ij}}{q_{ij}} = \left(\frac{\partial \bar{y}_i}{\partial u_j} \right)_{u_r} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial y_j} \right)_{y_r} = k_{ij} C_{ij} = k_{ij} \frac{K_{ji}}{|K|} \quad (9-17)$$

由式 (9-17) 可直接从系统的静态增益矩阵求相对增益矩阵。

考虑图 9-1 所示的双输入双输出对象, 设图中 $G_{11}(s)$ 、 $G_{12}(s)$ 、 $G_{21}(s)$ 、 $G_{22}(s)$ 的静态放大系数分别为 K_{11} 、 K_{12} 、 K_{21} 、 K_{22} , 由式 (9-17) 可得: $|K| = K_{11}K_{22} - K_{12}K_{21}$, $K_{11} = k_{22}$, 则

$$\lambda_{11} = \frac{K_{11}K_{22}}{K_{11}K_{22} - K_{12}K_{21}} \quad (9-18)$$

类似, 可以求得

$$\lambda_{12} = \frac{-K_{12}K_{21}}{K_{11}K_{22} - K_{12}K_{21}} \quad (9-19)$$

$$\lambda_{21} = \frac{-K_{12}K_{21}}{K_{11}K_{22} - K_{12}K_{21}} \quad (9-20)$$

$$\lambda_{22} = \frac{K_{11}K_{22}}{K_{11}K_{22} - K_{12}K_{21}} \quad (9-21)$$

由式 (9-18) ~ 式 (9-21) 可以发现如下重要关系

$$\begin{cases} \lambda_{11} + \lambda_{12} = 1 \\ \lambda_{11} + \lambda_{21} = 1 \\ \lambda_{12} + \lambda_{22} = 1 \\ \lambda_{21} + \lambda_{22} = 1 \end{cases} \quad (9-22)$$

即在一个双输入/双输出系统中, 它的相对增益矩阵内同一行全部元素之和为 1, 同一列全部元素之和也为 1。可以证明, 这个结论同样适用于多输入/多输出系统。

对于 $n \times n$ 系统, 根据式 (9-17), 可得

$$\sum_{k=1}^n \lambda_{ik} = \sum_{k=1}^n k_{ik} \frac{K_{ik}}{|K|} = \frac{1}{|K|} \sum_{k=1}^n k_{ik} K_{ik} = \frac{1}{|K|} |K| = 1 \quad (9-23)$$

同理

$$\sum_{k=1}^n \lambda_{kj} = \sum_{k=1}^n k_{kj} \frac{K_{kj}}{|K|} = \frac{1}{|K|} \sum_{k=1}^n k_{kj} K_{kj} = \frac{1}{|K|} |K| = 1 \quad (9-24)$$

Bristol 矩阵系数和定理为: 相对增益矩阵中每一行元素之和为 1, 每一列元素之和为 1。

三、耦合与相对增益的关系

由式 (9-17) 所给出的相对增益和静态增益之间的关系, 可以通过 λ 的不同取值, 分析系统的耦合程度。

$$\lambda_{ij} = \frac{p_{ij}}{q_{ij}} = k_{ij} \frac{K_{ji}}{|K|} \quad (9-25)$$

$$p_{ij} = k_{ij} \quad (9-26)$$

$$\begin{aligned}
 q_{ij} &= \frac{|K|}{K_{ji}} = \frac{1}{K_{ij}} \sum_{k=1}^n k_{ik} K_{ik} = \frac{1}{K_{ij}} \left[k_{ij} K_{ij} + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^n k_{ik} K_{ik} \right] \\
 &= k_{ij} + \frac{1}{K_{ij}} \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^n k_{ik} K_{ik} = k_{ij} + \overline{K_{ij}}
 \end{aligned} \tag{9-27}$$

式(9-27)表明,在耦合作用下, u_j 至 y_j 之间的增益由两部分组成,其中 k_{ij} 为通道本身的固有增益,代表 u_j 对 y_i 的控制作用成分;另一部分由 $\overline{K_{ij}}$ 组成,其中不包含 k_{ij} ,由其他通道的增益组成,代表耦合作用对 y_i 的影响。将式(9-7)代入式(9-25),可得

$$\lambda_{ij} = \frac{k_{ij}}{k_{ij} + \overline{K_{ij}}} \tag{9-28}$$

讨论如下:

(1) $\lambda_{ij}=1$, 表明 $\overline{K_{ij}}=0$, $p_{ij}=q_{ij}$, 因此 u_j 至 y_j 通道不受耦合作用的影响。

(2) $0 < \lambda_{ij} < 1$, 表明 $\overline{K_{ij}}$ 与 k_{ij} 同号, 即 u_j 对 y_i 的控制作用与耦合作用方向相同, 耦合作用增大了 u_j 至 y_j 之间的增益, $q_{ij} > p_{ij}$, 使系统的稳定性下降。

(3) $\lambda_{ij} > 1$, 表明 $\overline{K_{ij}}$ 与 k_{ij} 异号, 即 u_j 对 y_i 的控制作用与耦合作用方向相反, 耦合作用减弱了 u_j 至 y_j 之间的控制作用。若 $|\overline{K_{ij}}| = |k_{ij}|$, 则 $q_{ij} = 0$, 即耦合作用与控制作用相互抵消, u_j 失去对 y_i 的控制作用。

(4) $\lambda_{ij} < 0$, 表明 $\overline{K_{ij}}$ 与 k_{ij} 异号, 而且 $|\overline{K_{ij}}| > |k_{ij}|$, 即耦合作用已大于控制作用, p_{ij} 与 q_{ij} 异号, 即耦合作用改变了 u_j 对 y_i 的作用方向。

一般来说,在工程应用上,可对相对增益所反映的系统间各通道的关联特性作如下总结。

(1) 当通道的相对增益接近 1, 例如 $0.8 < \lambda < 1.2$ 时, 在表明其他通道对该通道的耦合作用很小, 不必采取特别的解耦措施。

(2) 当通道的相对增益在 0.3 到 0.7 之间或者大于 1.5 时, 则表明其他通道对该通道的耦合严重, 需要采取解耦措施。

(3) 当通道的相对增益接近或小于零时, 表明本通道的调节量难以对相应的被调量进行有效的控制, 即该通道的变量匹配不恰当, 需要另外选取调节量。

第三节 解耦控制系统设计

对于多变量控制系统,通过变量的匹配和调节参数的整定,可以降低各回路之间的耦合。然而当通道之间的关联非常严重,即使采用回路匹配也得不到满意的控制效果。这样的系统就必须进行解耦。解耦的本质在于设计一个补偿网络,用它去抵消过程中的关联,以保证各个单回路控制系统能独立工作。

一、变量之间的匹配

在上一节分析了耦合和相对增益的关系,为变量的配对选择提供了依据,尽可能选择相对增益 λ_{ij} 等于或接近 1 的调节量与被调量作为配对,若各调节通道的 λ 值越接近 1,则系

统间耦合越小。若配对结果使各条件通道的相对增益均为 1, 在系统为无耦合或半耦合的, 无须解耦。

考虑一个 2×2 系统, 其相对增益矩阵为

$$A = \begin{bmatrix} 0.2 & 0.8 \\ 0.8 & 0.2 \end{bmatrix} \quad (9-29)$$

由式 (9-29) 可知, u_1 至 y_1 和 u_2 至 y_2 两个通道的相对增益距 1 较远, 如果将它们配对, 构成控制系统, 那么将造成耦合过大, 可控性差。然而 u_1 至 y_2 和 u_2 至 y_1 两通道的相对增益接近于 1, 如果用 u_1 控制 y_2 , u_2 控制 y_1 , 则系统耦合小, 可控性好。

二、控制器参数整定

重新整定控制器是一种简单易行的解耦方法。可以将主要的被控参数控制强度保持, 非重要的被控参数控制强度适当减弱。从动态来看, 把各自回路的控制频率拉开, 可在一定程度上缓解系统的动态耦合。

如图 9-2 所示的压力和流量控制系统, 用两个串联的阀门 1、2 来控制压力和流量。如果把压力作为主要的被控参数, 使压力控制系统象通常一样整定; 而把流量作为次要的被控制, 让流量控制系统的工作频率低一些, 即比例带大一些, 积分时间长一些。这样, 对压力控制系统来说, 控制器的输出 u_1 对被控制压力变量的作用是显著的, 而 u_1 引起的流量变化经另一控制器输出 u_2 对压力的效应将是相当微弱的, 这样就减小了关联作用。采用这种方法时, 次要被控参数的控制品质往往较差。因此, 在要求较高的场合一般不采用。

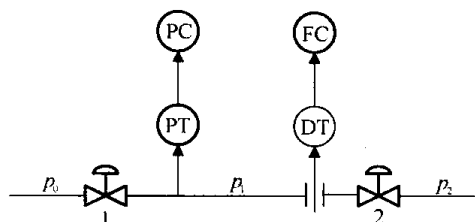


图 9-2 关联的压力和流量控制系统

三、串联补偿法

采用串联补偿法解耦的多变量控制系统如图 9-3 所示。 $G = \{G_{ij}\}$ 为被控对象的传递矩阵; $D = \{D_{ij}\}$ 为解耦网络的传递矩阵; G_c 为控制器。等效对象开环矩阵 $G_g = DG$ 。

$$D = G^{-1}G_g \quad (9-30)$$

对于 D 的设计原则, 要求使其解耦后系统的等效对象的传递矩阵为 G_g , 它可以有以下几种情况。

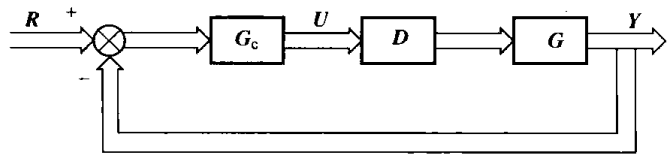


图 9-3 串联补偿法解耦控制系统

$$(1) \text{ 对角矩阵 } G_g = \begin{bmatrix} G_{11} & & \\ & \ddots & \\ & & G_{nn} \end{bmatrix}。$$

$$(2) \text{ 单位矩阵 } G_g = \begin{bmatrix} 1 & & \\ & \ddots & \\ & & 1 \end{bmatrix}。$$

1) 对角矩阵。

以一个双输入/双输出系统为例, 如图 9-4 所示。其中: $D(s) = \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix}$ 为解耦装置矩阵; $u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$ 是控制器输出的调节量; $y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix}$ 是被调量; $G(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix}$ 是

被控对象； $G_{c1}(s)$ 、 $G_{c2}(s)$ 分别为两个回路的控制器。解耦装置矩阵和被控对象是串联的方式连接。

为计算解耦装置的数学模型，写出被调量 y 和调节量 u 之间的传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix} \quad (9-31)$$

为使系统解耦，需使系统传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix} \quad (9-32)$$

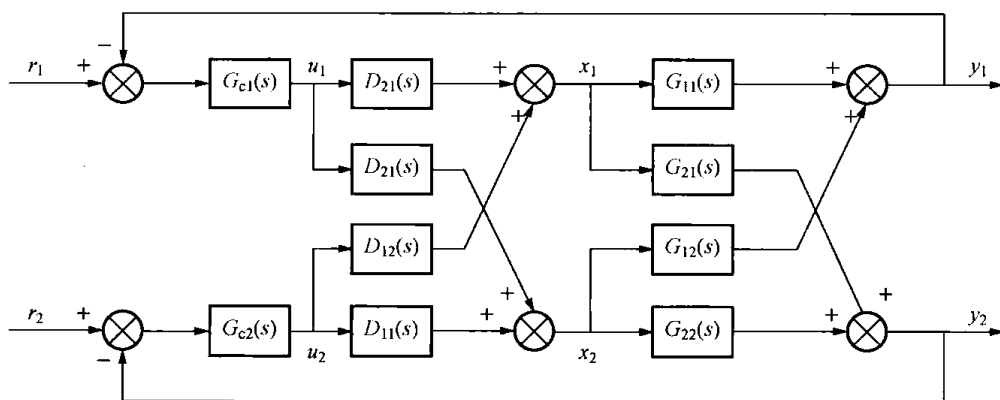


图 9-4 对角矩阵法解耦控制系统

比较式 (9-31) 和式 (9-32) 可知，要使传递矩阵成为对角矩阵，则

$$\begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (9-33)$$

求解式 (9-33)，可得解耦装置的数学模型为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} G_{11}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{G_{11}(s)G_{22}(s) - G_{12}(s)G_{21}(s)} \begin{bmatrix} G_{11}(s) & -G_{12}(s) \\ -G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{11}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{G_{11}(s)G_{22}(s) - G_{12}(s)G_{21}(s)} \begin{bmatrix} G_{22}(s)G_{11}(s) & -G_{12}(s)G_{22}(s) \\ -G_{21}(s)G_{11}(s) & G_{22}(s)G_{11}(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9-34)$$

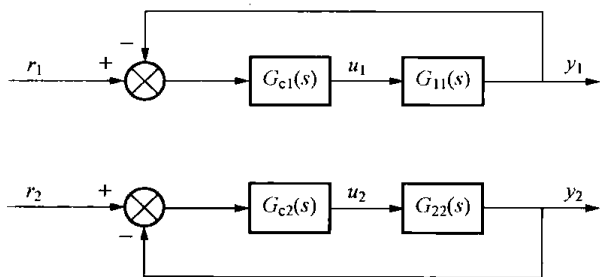


图 9-5 对角矩阵法解耦后的控制系统

解耦后，图 9-5 所示的系统相当于图 9-3 所示的两个彼此独立的系统。

对角矩阵法解耦后，两个独立的单回路系统的通道特性保持了原来解耦前的控制通道特性，即为 $G_{11}(s)$ 和 $G_{22}(s)$ 。对于两个变量以上的多变量系统，经过矩阵运算都可以方便地求得解耦装置的数学模型，但是解耦装置会越来越复杂，如果不进行简化，难以实现解耦装置

的可靠使用。

2) 单位矩阵。

仍以双输入/双输出系统为例,应用单位矩阵法来求取解耦装置的数学模型将使系统传递矩阵式变为

$$\begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix} \quad (9-35)$$

即

$$\begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9-36)$$

根据式 (9-30), 可得解耦装置的数学模型为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{G_{11}(s)G_{22}(s)-G_{12}(s)G_{21}(s)} \begin{bmatrix} G_{11}(s) & -G_{12}(s) \\ -G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{G_{11}(s)G_{22}(s)-G_{12}(s)G_{21}(s)} \begin{bmatrix} G_{22}(s) & -G_{12}(s) \\ -G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9-37)$$

利用单位矩阵法解耦后, 图 9-6 所示的系统相当于如图 9-5 所示的两个彼此独立的系统。

相对于对角矩阵法解耦, 单位矩阵法解耦要求等效对象的传递函数为 1, 这样可改善控制系统的动态性能。因为利用控制器控制一个传递函数为 1 的对象十分容易, 在保证系统稳定性的前提下, 其动态偏差可以很小, 调节时间可以很短。但是其解耦装置不易实现, 比较式 (9-34) 和式 (9-37) 可知, 无论具有自平衡能力的对象还是无自平衡能力的对象, 利用对角矩阵法得到的各解耦装置的传递函数分子分母同阶, 而利用单位矩阵法得到的各解耦装置的传递函数其分子阶次将高于分母阶次。

实际上, 单从解耦的要求考虑, 由式 (9-32) 可知, 四个解耦装置 $D_{11}(s)$ 、 $D_{12}(s)$ 、 $D_{21}(s)$ 、 $D_{22}(s)$ 只要满足下面两个式子即可。

$$G_{11}(s)D_{12}(s)+G_{12}(s)D_{22}(s)=0 \quad (9-38)$$

$$G_{21}(s)D_{11}(s)+G_{22}(s)D_{21}(s)=0 \quad (9-39)$$

因此, 四个解耦装置中的两个可以取任意的形式, 从而可简化解耦装置, 一般取

$$\begin{cases} D_{11}(s)=0 \\ D_{22}(s)=0 \end{cases} \quad (9-40)$$

将式 (9-40) 代入式 (9-38) 和式 (9-39), 可得到其余两个解耦装置的传递函数为

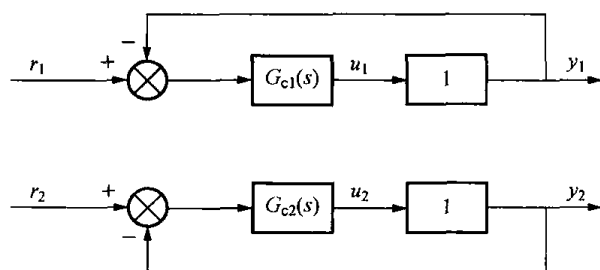


图 9-6 单位矩阵法解耦后的控制系统

$$\begin{cases} D_{21}(s) = -\frac{G_{21}(s)}{G_{22}(s)} \\ D_{12}(s) = -\frac{G_{12}(s)}{G_{11}(s)} \end{cases} \quad (9-41)$$

则简化后的解耦控制系统如图 9-7 所示。

解耦后，图 9-8 所示的系统相当于图 9-7 所示的两个彼此独立的系统。其中，每个单回路中控制通道的传递函数可求得如下

$$\begin{cases} G_{11}^*(s) = G_{11}(s) - \frac{G_{21}(s)G_{12}(s)}{G_{22}(s)} \\ G_{22}^*(s) = G_{22}(s) - \frac{G_{21}(s)G_{12}(s)}{G_{11}(s)} \end{cases} \quad (9-42)$$

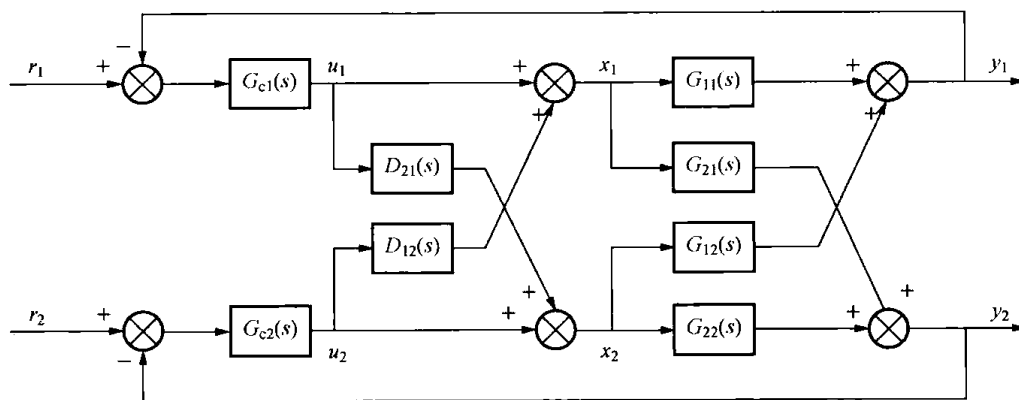


图 9-7 简化的解耦控制系统

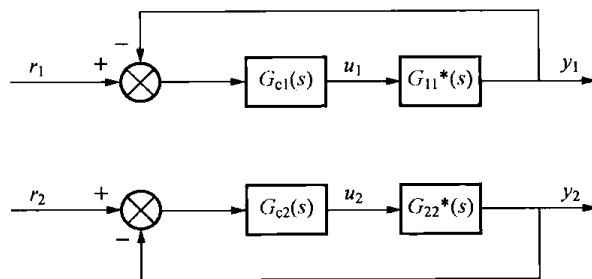


图 9-8 简化解耦后的控制系统

四、反馈补偿法

采用反馈补偿法的解耦控制系统如图 9-9 所示。由解耦网络 D 组成反馈解耦回路，解耦网络 D 可等效成串联解耦网络，可利用串联解耦网络的计算求出，等效后的系统框图如图 9-10 所示，由图可知：

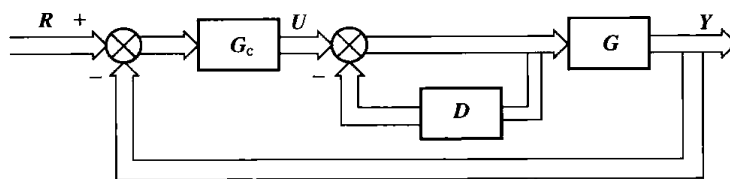


图 9-9 反馈补偿法解耦控制系统

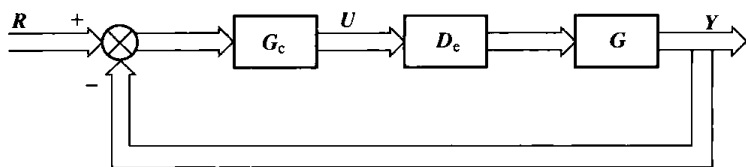


图 9-10 反馈补偿法解耦系统的等效框图

$$D_e = (I + D)^{-1} \quad (9-43)$$

由于

$$GD_e = G_g \quad (9-44)$$

则

$$\begin{cases} D_e = G^{-1}G_g \\ D = D_e^{-1} - I \end{cases} \quad (9-45)$$

五、前馈补偿法

前馈补偿不仅可以克服干扰，也适用于解耦控制系统。图 9-11 所示是应用前馈补偿来解除系统间耦合的方法。

对于 r_1 至 y_1 控制通道，可把 x_2 视为外部扰动，此扰动可用前馈补偿器来补偿。同样，对于 r_2 至 y_2 控制通道，把 x_1 视为外部扰动，用前馈补偿器来补偿。在图 9-11 所示中， $D_{21}(s)$ 是通过 x_1 至 u_1 通路中的补偿器， $D_{12}(s)$ 是通过 x_2 至 u_1 通路中的补偿器。利用补偿原理可得

$$\begin{cases} D_{12}(s)G_{11}(s) + G_{12}(s) = 0 \\ D_{21}(s)G_{22}(s) + G_{21}(s) = 0 \end{cases} \quad (9-46)$$

解之得到解耦装置的数学模型为

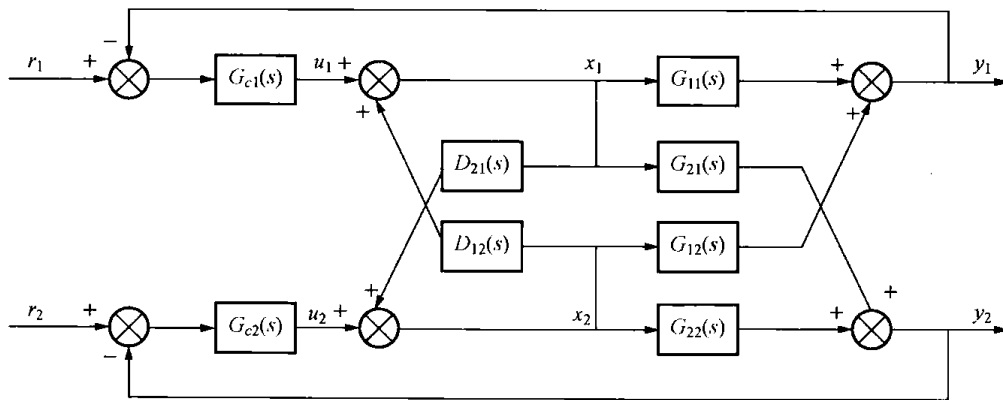


图 9-11 前馈补偿法解耦控制系统

$$\begin{cases} D_{12}(s) = -\frac{G_{12}(s)}{G_{11}(s)} \\ D_{21}(s) = -\frac{G_{21}(s)}{G_{22}(s)} \end{cases} \quad (9-47)$$

六、解耦控制系统的实现问题

在多变量系统的解耦设计过程中，还要考虑解耦系统的实现问题。求出解耦装置的数学模型并不等于实现了解耦。解耦系统的实现问题主要包括：解耦系统的稳定性、部分解耦及解耦系统的简化等。

(1) 解耦系统的稳定性。

稳定性是一个系统能正常工作的前提条件。有的解耦装置虽然达到了解耦的目的,但有可能影响系统的稳定性。当被控对象是非线性和时变对象时,这时的解耦增益不应是常数。这样一来,实际生产运用就变得困难,解耦误差会引起被控对象的不稳定情况。

(2) 部分解耦。

前面串联补偿法中的对角矩阵和单元矩阵解耦,消除了所有交叉通道的关联,称之为全解耦。但这类解耦网络实现起来较麻烦,系统结构也相当复杂。部分解耦是指在存在耦合的被控过程中,只对其中的某些耦合采取解耦措施,而对其他耦合不进行解耦。部分解耦的补偿器比全解耦简单。

在实际生产过程中,主要扰动常来自某一方面,如单元机组的协调控制系统,对于这类生产过程被控对象,若采用部分解耦,则可简化系统结构,易于设计,同时可避免解耦误差引起的不稳定。

(3) 解耦系统的简化。

解耦的前提是要有数学模型,解耦装置的复杂程度与被控对象的数学模型密切相关。被控对象传递函数越复杂,利用它们设计的解耦装置往往也很复杂,且难以实现。而影响被控对象数学模型的因素很多,甚至有时难以获取其数学模型。因此在工程上,必须简化被控对象模型,其原则如下:

1) 在被控对象的数学模型中,如果存在小的时间常数,它与最大的时间常数相差很多,则以主要时间常数为主,忽略小的时间常数。

2) 如果几个时间常数不相等,但相差不大时,可以相等来处理。

有时尽管对被控对象数学模型作了简化,解耦装置还是十分复杂,则需要对解耦装置的数学模型进行简化。简化常采用静态解耦的方法,令解耦装置的传递函数阵为线性常数矩阵,实验证明,其解耦效果仍能满足工程上的要求。

■ 第二篇

火电厂热工控制系统

II-1 单元机组的生产过程

在火力发电厂中有母管制和单元制两种不同的热力系统。在母管制系统中, 数台锅炉产生的蒸汽均送到主蒸汽母管中, 汽轮机则从主蒸汽母管取得蒸汽, 由于汽轮机所需要的蒸汽是由一组锅炉产生的, 因此锅炉与汽轮机之间没有一一对应的关系, 每台锅炉只承担总耗汽量的一部分。

目前大型火力发电厂广泛采用的是由一台汽轮机发电机组和一台锅炉所组成的单元制系统, 对于中间再热机组, 由于存在中间再热系统, 只能采用单元制运行方式, 也即每台锅炉直接向所属的汽轮机供汽, 汽轮机驱动发电机, 发电机发出的电功率直接经一台升压变压器送往电力系统, 组成了炉—机—电纵向联系的独立单元。

如图 II-1 为单元机组生产流程示意图: 燃料 B 由燃料调节机构 21 经燃烧器 22 送入炉膛 20; 助燃的空气 A 由送风机 23 压入空气预热器 24, 预热后经调风门 25 按一定比例送入炉膛与燃料混合燃烧。燃烧产生的热量传给布置在炉膛四周的水冷壁 19 中的工质水, 工质水吸收一定热量后变为饱和态, 再进一步吸收更多的热量后, 部分饱和水变为饱和蒸汽。由于汽水混合物的密度低于下降管 18 中的水的密度, 因此可以维持水自然循环, 水冷壁中的汽水混合物上升到汽包 1 中并完成汽水分离, 水蒸气上升到汽包上半部的水蒸气空间。燃烧产生的高温烟气则沿烟道 28 依次流经过热器 2、再热器 6、省煤器 17 和空气预热器 24 等受热面并被降温, 最后由引风机 27 吸出, 经烟囱排入大气。

从汽包顶部出来的饱和水蒸气流经过热器, 被进一步加热成过热蒸汽 D, 然后送到汽轮机高压缸 5 推动转子做功, 带动发电机 29 的转子转动而产生电能。做功后的水蒸气温度、压力都有所降低。为了提高机组热效率, 把从汽轮机高压缸排出的水蒸气再送回锅炉, 在再热器中再次加热成再热蒸汽, 然后送到汽轮机中、低压缸 9 做功, 最后成为乏汽从低压缸尾部排出, 经冷凝器 10 冷凝成凝结水。凝结水与补充水 11 一起由凝结水泵 12 打入低压加热器 13, 然后进入除氧器 14, 除氧后由给水泵 15 打入高压加热器 16, 再经过省煤器 17 回收一部分烟气中的余热后进入汽包。如此完成了一次汽水循环。

由于对进入汽轮机高压缸和中、低压缸蒸汽的温度有较高要求, 故用过热器喷水减温器 3 和再热器喷水减温器 7 分别控制过热汽温和再热汽温。此外, 再热汽温还通过改变烟气侧传热量等手段进行调节。

高压加热器 16 和低压加热器 13 的作用是利用汽轮机的中间抽汽来加热给水和冷凝水, 以提高单元机组的热效率。

高压旁路阀 30 和低压旁路阀 31 构成了机组二级串联旁路系统, 以解决机组起动过程中的机、炉之间不协调问题, 同时也是为了改善机组起动性能、适应机组的各种起动方式和保护再热器。

II-2 单元机组自动控制系统

随着机组容量的增大、参数的提高,对于机组安全、稳定和经济运行的要求也在不断提高,因此,火电厂的自动化生产水平也在不断提高,自动控制系统在其中起着越来越重要的作用。

由于单元制机组中的锅炉和汽轮机为一个联系密切、相互关联的发电整体,因此,单元制机组在机组负荷控制方面与母管制机组有本质上的不同。

在母管制热力系统中,锅炉和汽轮机的控制系统各自独立,汽轮机负荷控制系统根据电网负荷要求改变进汽量,锅炉控制系统则根据主蒸汽压力改变燃烧率。

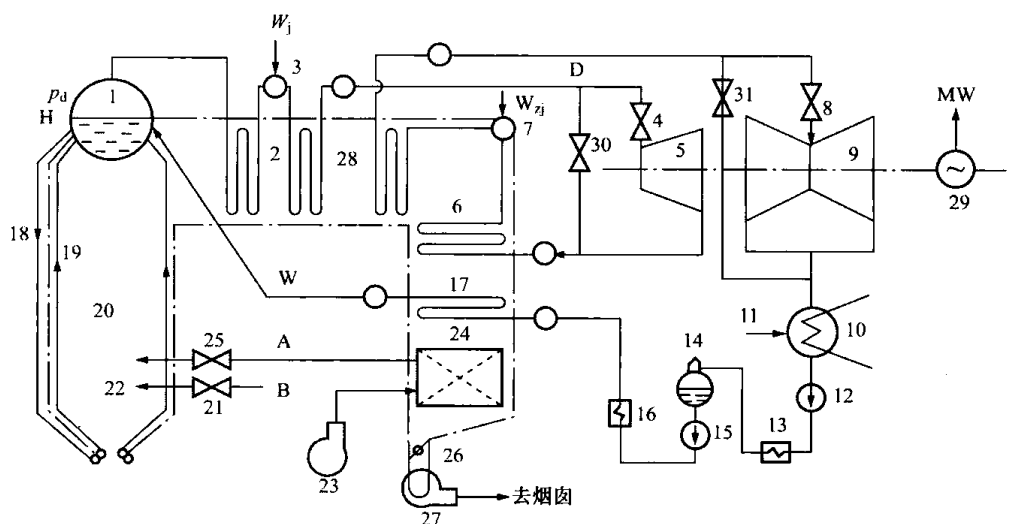


图 II-1 典型单元机组生产流程示意图 (汽包锅炉)

1—汽包; 2—过热器; 3—过热器喷水减温器; 4—汽轮机高压缸进口调门; 5—汽轮机高压缸; 6—再热器; 7—再热器喷水减温器; 8—汽轮机中、低压缸进口调门; 9—汽轮机中、低压缸; 10—冷凝器; 11—补充水箱; 12—凝结水泵; 13—低压加热器; 14—除氧器; 15—给水泵; 16—高压加热器; 17—省煤器; 18—下降管; 19—水冷壁; 20—炉膛; 21—燃料调节机构; 22—燃烧器; 23—送风机; 24—空气预热器; 25—调风门; 26—烟气挡板; 27—引风机; 28—烟道; 29—发电机; 30—高压旁路阀; 31—低压旁路阀

单元机组负荷控制系统是将锅炉和汽轮机作为一个整体进行控制的系统,由于机组出力是由锅炉和汽轮机共同完成,但两者在适应负荷变化的能力上却存在着很大差异。对于汽轮机来说,从蒸汽进入汽轮机到发电机产生电能是一个快速过程。与此相比,锅炉的惯性要大得多,因为从给水到形成过热蒸汽,具有较大的时间滞后。负荷控制的目标就是控制锅炉和汽轮机各自的出力,以快速满足外界负荷的要求,同时要保持机组内部参数运行的稳定性。由于主蒸汽压力是标志锅炉与汽轮机之间内部能量平衡的一个重要参数,因此负荷控制系统既要保证机组快速出力,又要使主蒸汽压力波动不要太大。由于在负荷控制中,要考虑锅炉和汽轮机的动态特性,协调它们之间的出力,因此负荷控制系统有时又称为协调控制系统 (Coordinated Control System, CCS),单元机组负荷控制系统总体结构如图 II-2 所示。由图可见,单元机组负荷控制系统是一个具有二级结构的递阶控制系统,上一级为协调控制级,下一级为基础控制级。

单元机组负荷控制系统在锅炉和汽轮机各自基础控制系统之上设置协调控制级,来实施锅炉和汽轮机在响应负荷要求时的协调和配合。协调级接受电网负荷指令或本地负荷指令,并根据机组运行情况,产生锅炉指令和汽轮机指令两个控制指令,分别送往锅炉和汽轮机的有关基础控制系统中去。

锅炉和汽轮机的基础控制级分别接受协调控制级发来的锅炉指令和汽轮机指令，完成指定的控制任务。

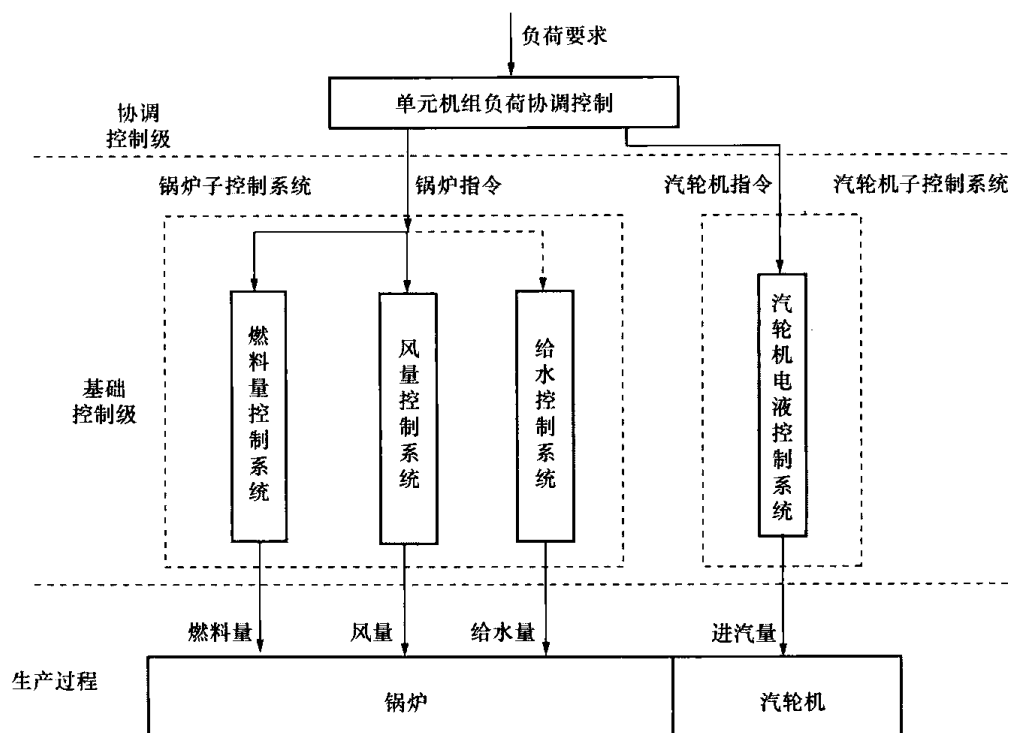


图 II-2 单元机组负荷控制系统总体结构

在汽轮机的基础控制级中，参加机组负荷控制的主要是汽轮机数字电液控制系统(Digital Electro-Hydraulic Control System, DEH)，该控制系统主要是对汽轮机的转速和负荷的全面控制，同时还能实现机组的启停过程及故障情况下的控制与保护。

在锅炉的基础控制级中，对于汽包锅炉，直接参加机组负荷控制的是锅炉燃烧控制系统，该系统通过控制燃料率来满足外界负荷对锅炉侧能量需求。燃烧控制系统除保证锅炉的出力外，同时还使燃烧过程在经济、安全的状况下进行，因此燃烧控制系统中最主要的是燃料量控制系统和风量控制系统。对汽包锅炉来说，给水控制系统仅是维持汽包水位稳定，但负荷的改变最终需要锅炉侧既要保持能量平衡，又要保持物质平衡，因此给水控制系统使用改变给水量手段来平衡蒸汽负荷变化，消除蒸汽负荷变化对汽包水位的影响，但不直接参与机组负荷控制。对于直流锅炉，由于给水量变化对汽温、汽压、蒸汽流量和输出功率都有明显的变化，因此，在直流锅炉中，参加机组负荷控制的有燃烧控制系统和给水控制系统。

在锅炉的基础控制级中，除了燃烧控制系统和给水控制系统外，还有汽温控制系统、旁路控制系统和锅炉辅助控制系统。

汽温控制系统主要使锅炉出口的过热汽温和再热汽温达到相应要求。旁路控制系统的作用是在机组启动或事故状态下通过控制将锅炉产生的蒸汽不经过汽机而直接引入再热器或凝汽器。锅炉辅助控制系统主要有：除氧器压力、水位控制系统；空气预热器冷端温度控制系统；凝汽器水位控制系统；辅助蒸汽控制系统；汽机润滑油温度控制系统；高压加热器、低压加热器水位控制系统。此外还有氢侧、空侧密封油温度控制系统；凝结水补充水箱水位控制系统；电动给水泵液力耦合油温度控制系统；电泵、汽泵润滑油温度控制系统；发电机氢温度控制系统等。

限于篇幅,本篇仅讨论单元机组的过热蒸汽温度控制系统、给水控制系统、燃烧控制系统、负荷控制系统和旁路控制系统,它们也是单元机组控制系统中最重要、最复杂的部分。此外,考虑到直流锅炉和流化床锅炉在一些控制上的特殊性,因此安排了相应章节对它们的控制分别进行了专门介绍。

第十章 汽包锅炉蒸汽温度控制系统

蒸汽温度(过热蒸汽温度、再热蒸汽温度)是火力发电厂热力系统中的重要参数,蒸汽温度控制品质的优劣直接影响到整个机组的安全和经济运行,蒸汽温度控制系统是机组的重要控制系统之一。目前,火力发电机组是电网调峰的主要力量,因此不仅对锅炉、汽轮机及辅助设备要求有较大的适应负荷变化能力,对蒸汽温度控制系统也提出了较高的要求。

由于大型机组广泛采用中间再热运行方式,所以蒸汽温度控制系统也包括过热蒸汽温度控制和再热蒸汽温度控制系统。由于锅炉的构造、静态特性和动态特性的不同,所以就有不同的蒸汽温度自动控制方案,以满足蒸汽温度控制的需要。在此主要介绍汽包锅炉的蒸汽温度控制原理和控制系统。

第一节 过热蒸汽温度系统概述

一、过热蒸汽温度控制的任務

如图 10-1 所示为过热蒸汽生产流程简图,过热蒸汽温度自动控制的任务是维持高温过热器出口蒸汽温度(主蒸汽温度)在允许范围内,并保护过热器使其管壁温度不超过允许的工作温度,以确保机组运行的安全性和经济性。

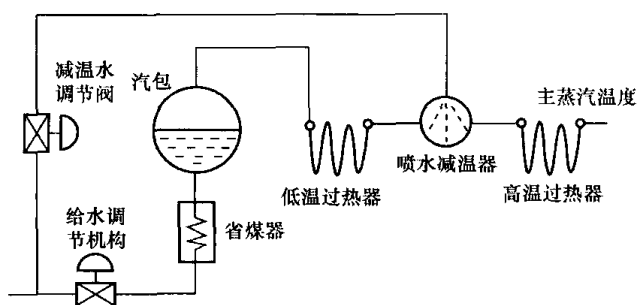


图 10-1 过热蒸汽生产流程简图

由于火力发电厂锅炉过热器是在接近过热器金属极限温度条件下运行的,过热蒸汽温度过高会降低金属管强度,减少使用寿命,长期处于在超温 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 下运行,其寿命会缩短一半,长期超温会导致过热器爆管,影响设备安全;过热蒸汽温度过低,会降低机组的循环热效率,一般蒸汽温度每降低 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$,效率约降低 1%。

对汽轮机来说,过热蒸汽温度过高会导致汽轮机的汽缸、汽阀、前几级喷嘴和叶片、高压缸前轴承等部件的寿命缩短,甚至损坏;过热蒸汽温度过低会使通过汽轮机最后几级的叶片蒸汽湿度增加,引起叶片磨损。

此外,温度波动将导致锅炉和汽轮机金属管材及部件产生金属疲劳,还将引起汽轮机汽缸和转子的胀差变化,甚至产生剧烈振动,危及机组的安全运行。

因此,以 600MW 机组国产汽包锅炉为例,其过热蒸汽温度额定值为 541°C (主汽压力为 17.3MPa),在负荷为额定值的 $60\%\sim 100\%$ 范围变化时,过热蒸汽温度不超过额定值的

$-10\sim+5^{\circ}\text{C}$ ，长期偏差不允许超过 $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 。为了防止过快的蒸汽温度变化速率造成某些高温工作部件产生较大热应力，还对温度变化的速率进行限制，一般限制在 $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 内。

二、过热蒸汽温度对象特性

过热蒸汽温度系统是一个多输入单输出对象，过热蒸汽温度是系统输出，而输入有很多，也就是说，影响过热蒸汽温度的因素很多，如负荷变化、燃烧器运行方式变化、燃料量变化、燃料种类或成分变化、风量变化、汽压变化、减温水温度和流量变化、给水温度变化和受热面清洁程度变化等。但归结起来，影响过热蒸汽温度主要扰动有三种：蒸汽流量（负荷）扰动；烟气热量扰动（燃烧器运行方式变化、燃料量变化、燃料种类或成分变化、风量变化等这些变化最终均反映在烟气热量的变化）；减温水流量扰动。

由于目前锅炉过热蒸汽温度控制广泛采用喷水减温调节方法，因此由减温水流量到过热蒸汽温度特性是过热蒸汽温度控制系统的控制通道特性，而烟气热量和蒸汽流量对过热蒸汽温度影响是过热蒸汽温度控制系统的干扰通道特性，下面分别介绍。

1. 蒸汽流量（负荷）扰动下的蒸汽温度特性

(1) 静态特性。按照受热面的传热方式分类，过热器可分为对流式过热器、辐射式过热器和半辐射式过热器三种。对流式过热器一般布置在锅炉的对流烟道内，主要以对流传热方式吸收烟气的热量；辐射式过热器布置在炉膛内部，主要吸收炉膛内火焰的辐射热量；半辐射式过热器一般放在炉膛上部出口附近，它既吸收炉内的直接辐射热量，又以对流方式吸收烟气的热量。

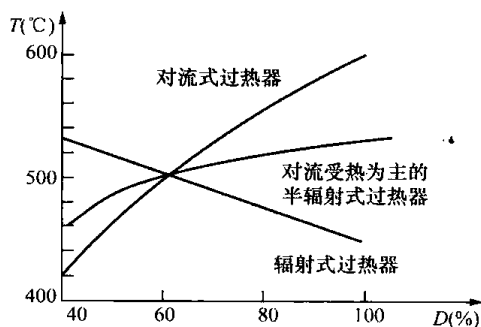


图 10-2 蒸汽流量对过热器出口温度影响

图 10-2 为不同过热器，其蒸汽流量对蒸汽温度影响特性。对于对流式过热器，当要求锅炉蒸汽流量增加时，控制系统使燃料量和送风量增加，这样通过对流式过热器的烟气温度和流速都增加，这两个因素都促使对流过热器蒸汽温度升高，所以对流式过热器的出口蒸汽温度随蒸汽流量增加而升高。对于辐射式过热器，由于蒸汽流量增加，这时燃料也增加，但炉膛内的辐射能并不按比例增加，即辐射能增加小于辐射式过热器蒸汽流量增大所需要的吸热量，因此，当蒸汽流量增加时，辐射式过热器出口蒸汽温度是随蒸汽流量增加而下降的。对于半辐射式过热器。当

以对流吸热为主时，其蒸汽温度特性与对流式过热器的特性相似，但变化稍微平缓些。

蒸汽流量对过热蒸汽温度是一种扰动，因此这里的静态特性就是干扰通道的静态系数 K_D 。

(2) 动态特性。以对流式过热器为例，当锅炉负荷扰动时，蒸汽流量的变化使沿整个过热器管路长度上各点的蒸汽流速几乎同时改变，从而改变过热器的对流换热系数，使过热器各点的蒸汽温度几乎同时改变，因而蒸汽温度反应较快。过热器出口蒸汽温度的阶跃响应曲线如图 10-3 所示，其特点是：迟延、惯性和有自平衡能力，且 τ_D 和 T_D 较小。

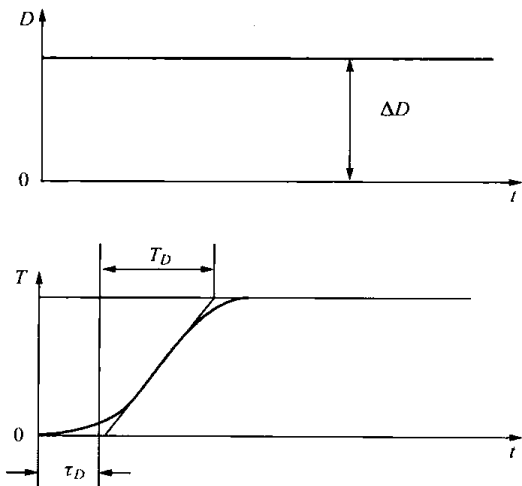


图 10-3 蒸汽流量扰动下过热蒸汽温度响应曲线

由图 10-3 所示可见, 蒸汽流量变化对过热蒸汽温度影响的动态特性的计算式为

$$G_{TD}(s) = \frac{T(s)}{D(s)} = \frac{K_D}{1+T_D s} e^{-\tau_D s} \quad (10-1)$$

2. 烟气热量扰动下蒸汽温度特性

如图 10-4 所示是烟气热量 Q_y 阶跃变化时过热蒸汽温度响应曲线, 其特点是: 迟延、惯性和有自平衡能力。烟气热量扰动(烟气温度和流速产生变化)时, 由于烟气流速和温度的变化也是沿整个过热器同时改变的, 因而沿过热器整个长度使烟气传递热量也同时变化, 所以蒸汽温度反应较快, 时间常数小于 100s, 迟延时间约 10~20s。其动态特性表示形式与式(10-1)相同, 为

$$G_{TQ}(s) = \frac{T(s)}{Q(s)} = \frac{K_Q}{1+T_Q s} e^{-\tau_Q s} \quad (10-2)$$

3. 减温水量扰动下的过热蒸汽温度特性

改变减温水流量从而改变过热器的入口蒸汽温度, 进而影响了过热器出口蒸汽温度, 其阶跃响应曲线如图 10-5 所示。可见, 其特点是: 迟延、惯性和有自平衡能力。过热器出口蒸汽温度的动态特性和减温器的位置有关, 减温器离过热器出口处越远, 或者过热器管道越长, 过热器出口蒸汽温度变化的滞后也就越大。对于一般高、中压锅炉, 当减温水流量扰动时, 蒸汽温度的迟延时间 30~60s, 时间常数 T_c 约 100s 以上。

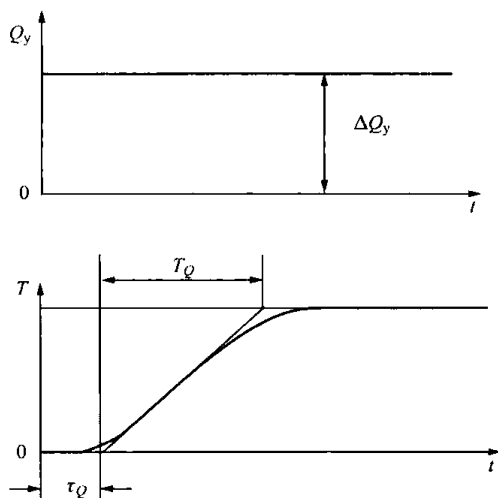


图 10-4 烟气热量扰动下过热蒸汽温度响应曲线

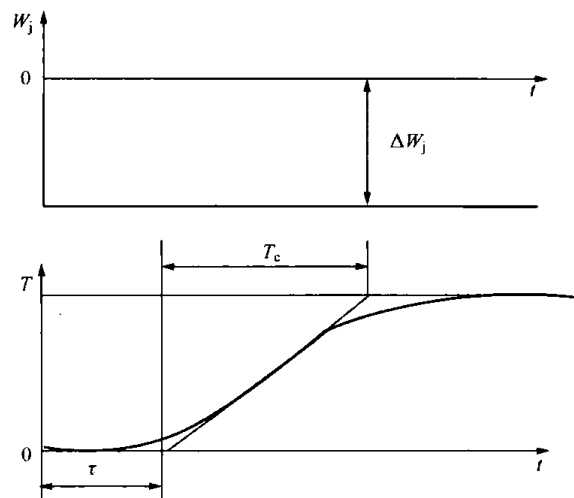


图 10-5 减温水扰动下过热蒸汽温度响应曲线

减温水量 W_j 扰动下的过热蒸汽温度动态特性可用以下传递函数表示为

$$G_{TW_j}(s) = \frac{T(s)}{W_j(s)} = \frac{K}{1+T_c s} e^{-\tau s} \quad (10-3)$$

由于过热蒸汽温度控制系统一般采用喷水减温调节手段控制蒸汽温度, 因此 $G_{TW_j}(s)$ 为过热蒸汽温度控制系统的控制通道传递函数。工程上为了方便, 还经常使用下式来描述过热蒸汽温度被控对象的控制通道特性为

$$G_{TW_j}(s) = \frac{T(s)}{W_j(s)} = \frac{K}{(1+Ts)^n} \quad (10-4)$$

式中: K 为蒸汽温度控制对象的放大系数, $K < 0$; T 、 n 分别为蒸汽温度控制对象的等效时间常数和阶数。

第二节 过热蒸汽温度控制方案

一、过热蒸汽温度调节手段

从过热蒸汽温度对象动态特性来看, 蒸汽流量或烟气热量变化时, 蒸汽温度动态反应较快; 而减温水量变化时, 蒸汽温度动态反应较慢。由于蒸汽流量由机组负荷决定, 不能作为调节量, 因而改变烟气热量 (改变烟温或烟汽流量) 是比较理想的蒸汽温度调节手段, 但目前改变烟气热量是控制再热蒸汽温度的重要手段。因此, 尽管喷水减温的控制特性不够理想, 但由于其结构简单、调温能力强和易于实现自动化, 还是被广泛采用作为过热蒸汽温度调节手段。

如图 10-6 所示, 减温器一般安装在过热器的中间部位, 这样既能保证控温灵敏性, 又能保护高温过热器。喷水减温是将水直接喷进蒸汽, 利用水吸收蒸汽的汽化潜热, 从而改变过热蒸汽温度 T_2 。喷水减温器前后的温度改变值 ΔT 喷水量关系为

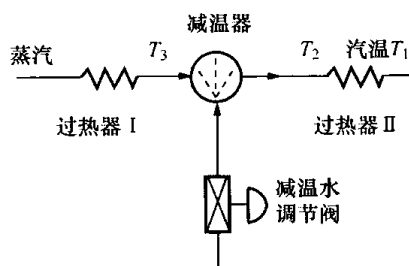


图 10-6 喷水减温控制蒸汽温度图

$$\Delta T = T_3 - T_2 = \frac{h''}{c_p} \times \frac{(1-\phi)\phi}{1+\phi} \quad (10-5)$$

$$\phi = \frac{W_j}{D_q}$$

$$\phi = \frac{h_{gs}}{h''}$$

式中: ϕ 为喷水率; W_j 为减温水流量, t/h; D_q 为减温器进口蒸汽流量, t/h; ϕ 为减温水焓与蒸汽焓之比; h_{gs} 为给水焓, kJ/kg; h'' 为减温器进口蒸汽焓, kJ/kg; c_p 为蒸汽比定压热容, kJ/(kg · °C)。

改变喷入的减温水量, 从而改变蒸汽温度 T_2 , 最终达到控制出口蒸汽温度 T_1 的目的。

此外锅炉能够保持额定蒸汽温度的负荷范围称调温范围, 减温水量减为零时的负荷, 称蒸汽温度控制点。大型锅炉的蒸汽温度控制点, 在定压运行时一般为 (60% ~ 70%) (Maximum Continuous Rating, MCR), 在变压运行时则可延伸到 30% MCR。用减温器作为过热蒸汽温度的调节手段时, 要求有足够的控制余量, 一般在减温水门全关的情况下, 减温器入口蒸汽温度要高于设定值约 30~40°C。

二、过热蒸汽温度串级控制系统

采用喷水减温控制过热器出口蒸汽温度 T_1 时, 由于对象控制通道有较大的迟延和惯性以及运行中要求较小的蒸汽温度控制偏差, 所以采用单回路控制系统往往不能获得较好的控制品质。针对过热蒸汽温度控制通道惯性迟延大、被调量反应慢的特点, 应该从对象的控制通道中找出一个比被调量反应快的中间物理参数作为过热蒸汽温度串级控制系统的副参数, 用串级控制系统来提高过热蒸汽温度控制质量。

图 10-7 所示是减温水对蒸汽温度 T_1 和蒸汽温度 T_2 影响的动态特性曲线图, 由图中可看出: 蒸汽温度 T_2 和 T_1 的变化趋势是一致的, 蒸汽温度 T_2 的响应速度快于出口蒸汽温度 T_1 , 因此蒸汽温度 T_2 叫做导前蒸汽温度。由此对象控制通道的动态特性 $G(s)$ 可以看成为有两部

分构成:

(1) 以减温水量 W_j 为对象输入, 导前蒸汽温度 T_2 为输出的通道, 这部分控制通道称为导前区, 其传递函数为 $G_2(s)$ 。

(2) 以导前蒸汽温度 T_2 为输入, 过热器出口蒸汽温度 T_1 为输出的通道, 这部分控制通道称为惰性区, 其传递函数为 $G_1(s)$, 整个被控对象控制通道可用如图 10-8 所示的方框来表示。

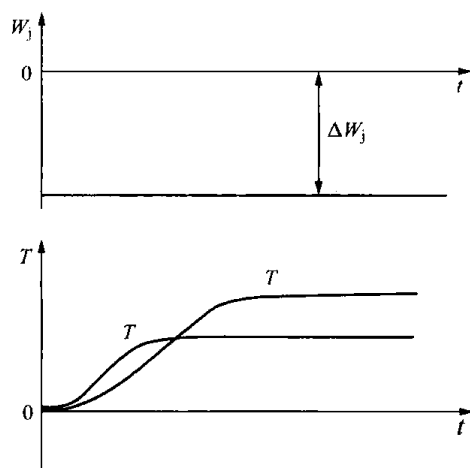


图 10-7 减温水对蒸汽温度 T_1 和蒸汽温度 T_2 的影响

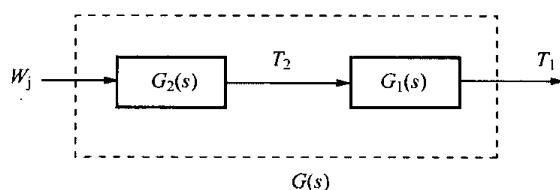


图 10-8 过热蒸汽温度控制对象方框图

在工程上, 导前区的传递函数形式为

$$G_2(s) = \frac{T_2(s)}{W_j(s)} = \frac{K_2}{(1 + T_2 s)^{n_2}} \quad (10-6)$$

一般 $n_2 = 1 \sim 2$ 。

惰性区的传递函数形式为

$$G_1(s) = \frac{T_1(s)}{T_2(s)} = \frac{K_1}{(1 + T_1 s)^{n_1}} \quad (10-7)$$

在现场往往是改变减温水流量来获取蒸汽温度 T_1 和蒸汽温度 T_2 响应曲线, 由响应曲线利用切线法或两点法可获得导前区的传递函数 $G_2(s)$ 以及减温水到过热器出口蒸汽温度 T_1 的传递函数为

$$G_{TW_j}(s) = \frac{T_1(s)}{W_j(s)} = \frac{K}{(1 + Ts)^n} \quad (10-8)$$

由 $G_2(s)$ 和 $G_{TW_j}(s)$ 中的参数按下式获得惰性区的传递函数 $G_1(s)$ 的参数为

$$K_1 = \frac{K}{K_2} \quad (10-9)$$

$$T_1 = \frac{nT^2 - n_2T_2^2}{nT - n_2T_2} \quad (10-10)$$

$$n_1 = \frac{(nT - n_2T_2)^2}{nT^2 - n_2T_2^2} \quad (10-11)$$

由于被控对象控制通道可分成两个部分, 因此可构成以导前蒸汽温度 T_2 为副参数、过热蒸汽温度 T_1 为主参数的串级控制系统, 系统结构如图 10-9 所示。系统中有主、副两个调节器。主调节器 PI1 用于维持过热蒸汽温度 T_1 , 使其等于设定值。副调节器 PI2 接受主调节器的输出信号和减温器出口温度信号, 副调节器的输出控制执行机构 K_z 的位移, 从而控制减温水调节阀的开度, 改变减温水量。

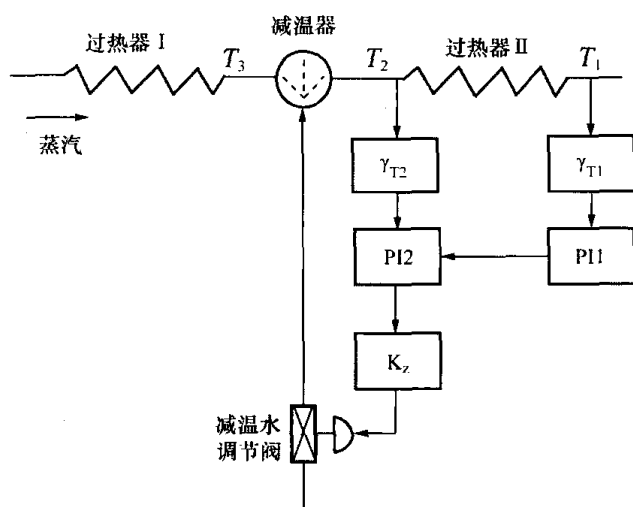


图 10-9 串级过热蒸汽温度控制系统

为了便于分析, 绘出了过热蒸汽温度串级控制系统原理框图如图 10-10 所示。它的副回路是由对象的导前区 G_2 , 导前蒸汽温度变送器 γ_{T2} , 副调节器 G_{c2} , 执行器 K_z 和减温水调节阀 K_μ 组成; 主回路由对象的惯性区 G_1 , 主蒸汽温度变送器 γ_{T1} , 主调节器 G_{c1} , 以及副回路组成。

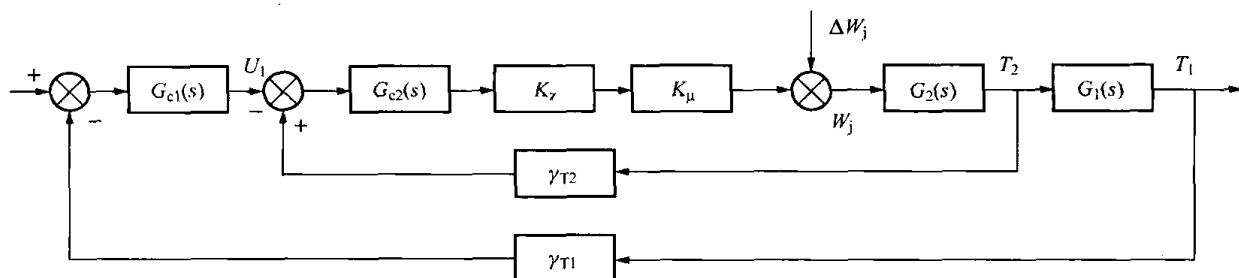


图 10-10 过热汽温串级控制系统原理框图

$G_{c1}(s)$ —主调节器传递函数; $G_{c2}(s)$ —副调节器传递函数; K_z —执行机构系数; K_μ —减温水调节阀系数;
 γ_{T1} —主蒸汽温度变送器斜率; γ_{T2} —主蒸汽温度变送器斜率; $G_2(s)$ —导前区对象传递函数;
 $G_1(s)$ —惯性区对象传递函数; ΔW_j —减温水扰动量; W_j —总减温水量

串级控制系统改善控制品质, 主要是由于有一个能快速动作的副回路存在, 它能对进入副回路的二次干扰具有很强的克服能力。由图 10-7 可以看出, 导前蒸汽温度 T_2 信号能快速反应扰动, 如当减温水量或减温水温度发生扰动时, 只要 T_2 变化, 副回路就立即动作, 用副调节器 G_{c2} 的输出去控制减温水量, 使 T_2 维持在一定范围内, 从而使过热蒸汽温度 T_1 基本不变。此外, 烟气热量和蒸汽流量 (负荷) 扰动会通过影响减温器前温度 T_3 而影响导前蒸汽温度 T_2 , 这时由副回路控制来减少干扰对 T_2 影响。副回路的任务是尽快消除减温水的自发扰动和其他进入副回路的各种扰动, 对过热蒸汽温度的稳定起粗调作用, 副调节器一般可采用 P 或 PI 控制规律。

根据式 (10-5) 可知, 减温水 W_j 到温度 T_2 的控制通道静态系数 $K_2 = \Delta T_2 / \Delta W_j$ 是随锅炉负荷、工作压力而变化。在定压运行时, 随负荷增加而 K_2 的绝对值减小, 即同样的喷水量, 低负荷时的蒸汽温度变化要大于高负荷时的蒸汽温度变化; 压力低时的蒸汽温度变化要大于压力高时的蒸汽温度变化。但由于 K_2 在系统的副回路中, 可利用串级控制系统副回路对负荷变化的自适应能力, 通过选择副调节器中的比例系数消除 K_2 对主回路控制的影响。

烟气热量和蒸汽流量 (负荷) 扰动不仅会影响导前蒸汽温度 T_2 , 还会影响过热蒸汽温度

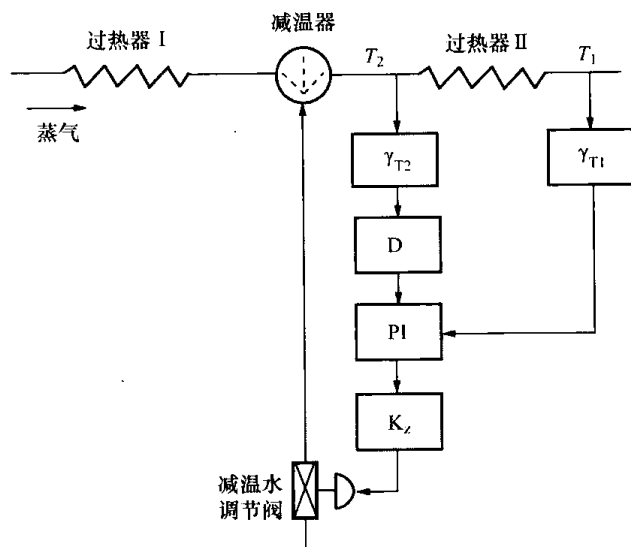


图 10-11 采用导前蒸汽温度微分的双回路过热蒸汽温度控制系统

T_1 。当蒸汽温度 T_1 偏离设定值时，则由主调节器 G_{C1} 发出调节信号 U_1 ，通过副调节器及执行器改变减温水量，使蒸汽温度 T_1 最终恢复到设定值。主回路的任务是保持过热蒸汽温度等于设定值，所以主调节器可采用 PI 或 PID 控制规律。

三、采用导前蒸汽温度微分的双回路过热蒸汽温度控制系统

采用导前蒸汽温度微分信号的过热蒸汽温度控制系统如图 10-11 所示。这个系统中引入了导前蒸汽温度 T_2 的微分信号作为调节器的补充信号，以改善控制质量。

由蒸汽温度被控对象的动态特性可知： T_2 和主蒸汽温度 T_1 的变化趋势是一致的，且 T_2 比 T_1 反应得快，它提前反映扰动对 T_1 的影响。在动态时，调节器将根据 T_2 微分信号和 T_1 与 T_1 的设定值之间的偏差而动作；但在静态时， T_2 的微分信号消失，过热蒸汽温度 T_1 必然等于设定值。因此引入 T_2 的微分信号后，将有助于调节器的动作快速性，改善系统的控制品质。

双回路蒸汽温度调节系统有两个闭环控制回路：

- (1) 由被调对象的导前区、导前蒸汽温度变送器、微分模块、调节器、执行器和减温水调节阀组成副回路（或称导前补偿回路）。
- (2) 由被调对象的惰性区、主蒸汽温度变送器和副回路组成主回路。

由于导前蒸汽温度微分的双回路过热蒸汽温度控制系统在快速跟踪和消除干扰的性能方面不如串级控制系统，且在双回路参数整定时，参数相互影响，不易掌握，因此现在已很少采用该类控制系统，故不详细介绍。

四、过热蒸汽温度分段控制系统

大型机组的锅炉过热器管道较长，结构也很复杂，为了进一步改善控制品质，常采用分段蒸汽温度控制系统，即将整个过热器分为若干段，每段设置一个减温器，分别控制各段的蒸汽温度，以维持主蒸汽温度为设定值。对于分段控制系统，由于过热器受热面传递形式和结构的不同，可以采用不同的控制方法。下面简要介绍一下过热蒸汽温度分段控制的各种控制方案。

1. 过热蒸汽温度分段控制系统

图 10-12 所示为二级喷水减温的过热蒸汽温度控制系统。当整个过热器的传热形式属于纯对流方式时，我们可采用图 10-12 所示的分段控制方案，它为两段控制系统，每一段都是一个独立的串级控制系统。在第一段控制系统中 PI_3 是主调节器，副调节器是 PI_4 ，以一级喷水减温器后的蒸汽温度 T_4 为导前蒸汽温度信号，通过调节一级喷水量 W_{j1} ；以维持屏式过热器出口蒸汽温度 T_3 不变。第一级喷水为第二级喷水控制打下基础。在第二段控制系统中，通过调节二级喷水量 W_{j2} 以保持末级过热器出口蒸汽温度（主蒸汽温度） T_1 为设定值，它也是采用串级控制。由于过热蒸汽温度采用分段控制，各段被控对象的迟延和惯性都小于只采用 1 段喷水的控制方案，因而大大改善了控制质量。

图 10-12 所示给出的只是一个基本的原则性控制方案，在实际应用中还需要考虑快速消

除干扰的问题，这就必须引入前馈控制，以减少干扰对蒸汽温度控制的影响。

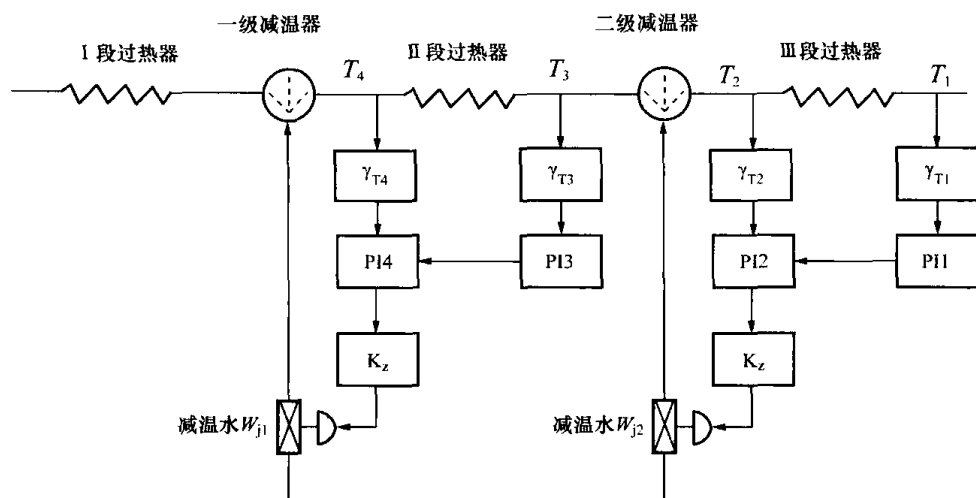


图 10-12 过热蒸汽温度分段控制系统

$\gamma_{T1} \sim \gamma_{T4}$ —温度变送器；PI1~PI4—调节器； K_z —执行器

2. 按温差控制的分段控制系统

该系统的结构示意图如图 10-13 所示，II 段过热器为辐射式吸热的屏式过热器，III 段过热器为高温对流过热器。当机组负荷大范围变化时，由于过热器吸热方式不同，这两种过热器的吸热比例随负荷而发生变化，如仍采用第一种分段控制各点温度，则会造成一级减温器和二级减温器的喷水量随负荷变化且相差很大。因为负荷增加时，屏式过热器出口蒸汽温度 T_3 将降低，为了保持 T_3 不变，则必须减少一级减温器喷水量。而末级过热器为对流传热，负荷增加时，出口蒸汽温度将增加，为了保持 T_1 为设定值，二级减温器必须加大喷水量，这样两个减温器喷水量是一个减少而另一个增加，造成负荷变化时两级减温器喷水量相差很大，使整个过热器喷水不均匀，恶化二级喷水减温调控能力，可能导致末级过热器出口温度超温。因此采用按温差控制喷水的控制方案，使二级减温喷水量均匀合理。

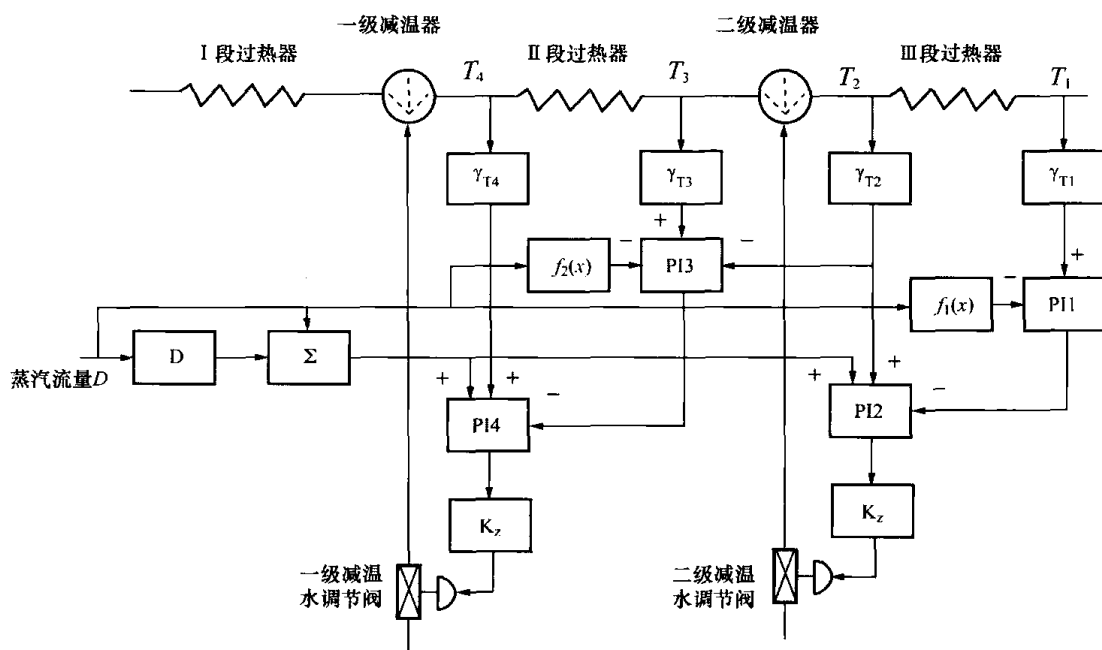


图 10-13 按温差控制的过热蒸汽温度分段控制系统

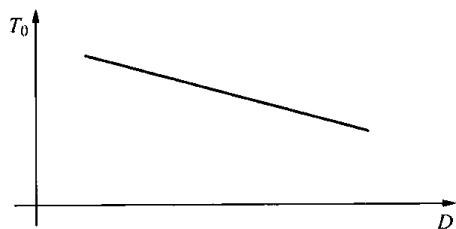


图 10-14 定值信号与负荷关系

按温差控制的分段控制系统原理如下：两段均采用串级控制方案，与第一种方案的差别在于：这里以二级减温器前后的温差 $(T_3 - T_2)$ 作为第一段控制系统的被调量信号送入主调节器 PI3。设定值信号 T_0 是由函数模块 $f_2(x)$ 产生的，其值随负荷 D 的变化而变化。设定值信号与蒸汽负荷间的关系如图 10-14 所示。当负荷增大时，主调节器 PI3 的设定值随之减小，这样有 $(T_3 - T_2) > T_0$ ，PI3 入口偏差增大，这就意味着必须增大一级喷水量才能使 T_3 下降，从而使温差 $(T_3 - T_2)$ 减小。这样就可以防止负荷增加时一级喷水量减少，达到一级喷水量和二级喷水量相差不大的目的。同时，一级的多喷水量对 III 段过热器出口蒸汽温度来说有超前控制的作用，因为负荷增加时，III 段过热器出口蒸汽温度 T_1 肯定是升高的。这样各段过热器喷水量接近均匀，保证了过热器的安全运行。

第 II 段控制系统和一般串级蒸汽温度控制系统一样，主调节器 PI1 主要维持主蒸汽温度 T_1 ；主蒸汽温度设定值由函数模块 $f_1(x)$ 产生，同样是锅炉负荷的函数。PI2 为副调节器，接受 PI1 的输出信号和一级减温器后的蒸汽温度 T_2 ，PI2 的输出去调节二级喷水量。

在该方案中还将蒸汽负荷信号作为前馈信号分别送到两个串级控制系统的副回路中，以减少锅炉负荷扰动对蒸汽温度的影响。

第三节 过热蒸汽温度控制系统实例

一、过热蒸汽流程

图 10-15 所示为 600MW 发电机组采用 2045t/h 汽包锅炉的过热蒸汽流程图，初级过热器由顶棚（辐射式过热器）、包覆管过热器（对流式过热器）和布置在尾部烟道的低温过热器（对流式过热器）组成，分隔屏过热器（辐射式过热器）布置在炉膛上方，后屏过热器（半辐射式过热器）布置在炉膛出口处，末级过热器是布置在高温烟道的对流过热器。分隔屏过热器、后屏过热器和末级过热器均在左（A）、右（B）两侧对称布置。

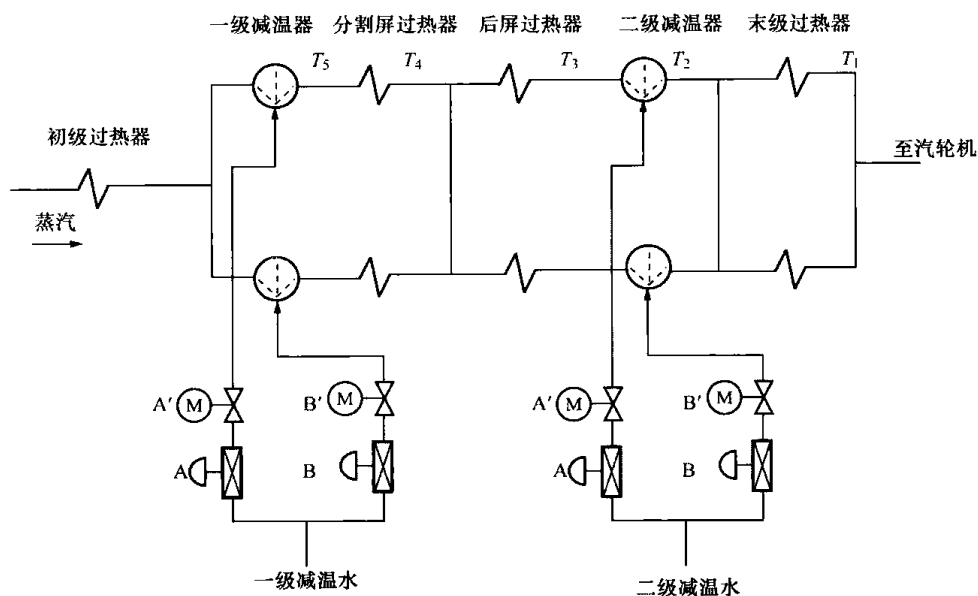


图 10-15 过热蒸汽流程图

A、B—减温水调节阀；A'、B'—减温水截止阀

阀控制锅炉出口过热蒸汽温度。

二、过热蒸汽温度控制系统方案

通过二级蒸汽温度控制系统合理调节一级、二级减温水量,使锅炉出口过热蒸汽温度稳定在

1. 一级减温控制系统

级温度控制系统的控制目的是维持浴槽温度输出与设定温度一致, 在设定温度, 采用前馈-串级控制方案进行控制。图 10-16 中 PID1 和 PID2 分别为系统的主调节器和副调节器。

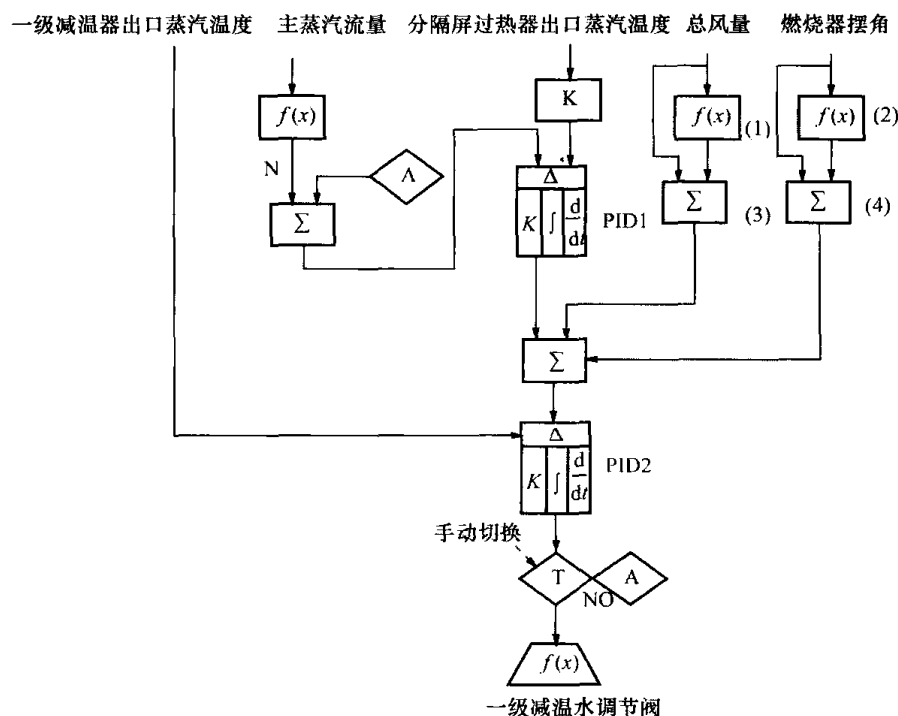


图 10-16 一级减温控制系统简图

经函数发生器 $f(x)$ 后给出其本设定值。第二部份是运行人员可根据机组的实际运行工况在上

级减温水调节阀的开度,通过调节一级减温水流量来达到控制蒸汽温度 T_3 的目的。

虽然大型锅炉通过采用辐射式和对流式组合方式来布置过热器,以获得较平缓的蒸汽流量扰动下的蒸汽温度特性,减少机组负荷(蒸汽流量)变化对锅炉出口蒸汽温度的影响。但是蒸汽流量对各段过热器出口蒸汽温度影响还是存在的,由于各段过热器吸热方式不同,所以导致蒸汽流量对各段过热器出口蒸汽温度影响也不同。因此,需要根据各段过热器的蒸汽流量扰动下的蒸汽温度特性以及整个锅炉运行特性来设计相应的控制方案,这样当锅炉负荷变化时,既合理分配了各级减温水流量,又保证锅炉出口蒸汽温度稳定。

本系统采用的控制策略是:后屏过热器出口蒸汽温度设定值是随负荷而变化的,其设定值的理想形式与末级过热器的蒸汽流量扰动下的蒸汽温度特性相反,即蒸汽流量增加温度设定值下降。这样既可避免一级减温水流量在锅炉高负荷时大幅度减少,合理分配一、二级减温水流量;又因为蒸汽温度 T_3 随蒸汽流量增加而下降,从而使末级过热器入口蒸汽温度下降,抑止了蒸汽流量的增加而使末级过热器出口蒸汽温度上升的趋势,使蒸汽流量对锅炉出口蒸汽温度影响减小。

在一级减温控制系统中引入了总风量、燃烧器摆角这两个反映烟气侧扰动的前馈信号。其中加法器(3)和时间函数发生器 $f(t)$ (1) (超前功能)构成了具有实际微分作用的总风量动态前馈,同理加法器(4)和时间函数发生器 $f(t)$ (2) (超前功能)构成了具有实际微分作用的燃烧器摆角动态前馈。总风量反映烟气风量的扰动,燃烧器摆角反映了烟气温度的扰动。引用它们作为前馈信号,可以抑制它们对过热蒸汽温度的影响。而采用实际微分的动态前馈可以更好地克服蒸汽温度对象的惯性,提高蒸汽温度控制系统的品质指标。

控制系统转换为手动切换的一般原则是:

- (1) 测量信号出现问题;
- (2) 控制偏差大;
- (3) 调节机构出现问题;
- (4) 设备的一些特殊要求。

一级减温控制系统转换为手动切换的条件是:

- (1) 导前蒸汽温度 T_5 信号故障。
- (2) 蒸汽温度 T_4 信号故障。
- (3) 蒸汽流量信号故障。
- (4) 温度设定值与实际值偏差大。
- (5) 调节阀控制指令与反馈偏差大。
- (6) 主燃料跳闸 (MFT)。
- (7) 汽机跳闸。
- (8) 锅炉负荷低于 20%。

当出现上述条件之一时,切换器 T 切向 NO, 强制手动控制。

2. 二级减温控制系统

图 10-17 所示是二级减温控制系统图,该系统与一级减温控制系统的结构形式基本相同,也是一个前馈—串级控制系统。控制目的是维持末级过热器出口的蒸汽温度(主蒸汽温度)在设定值上。

PID1 和 PID2 分别为系统的主调节器和副调节器,串级控制系统主控参数为末级过热器

出口蒸汽温度 T_1 (主蒸汽温度), 末级过热器出口蒸汽温度的设定值由运行人员手动给出。主调节器 PID1 的输出与总风量、燃烧器摆角和蒸汽流量前馈信号组合构成副调节器 PID2 的设定值, 副调节器的测量值为二级减温器出口温度 T_2 。PID2 输出调节二级减温水调节阀的开度, 通过调节二级减温水流量来达到控制主蒸汽温度 T_1 的目的。

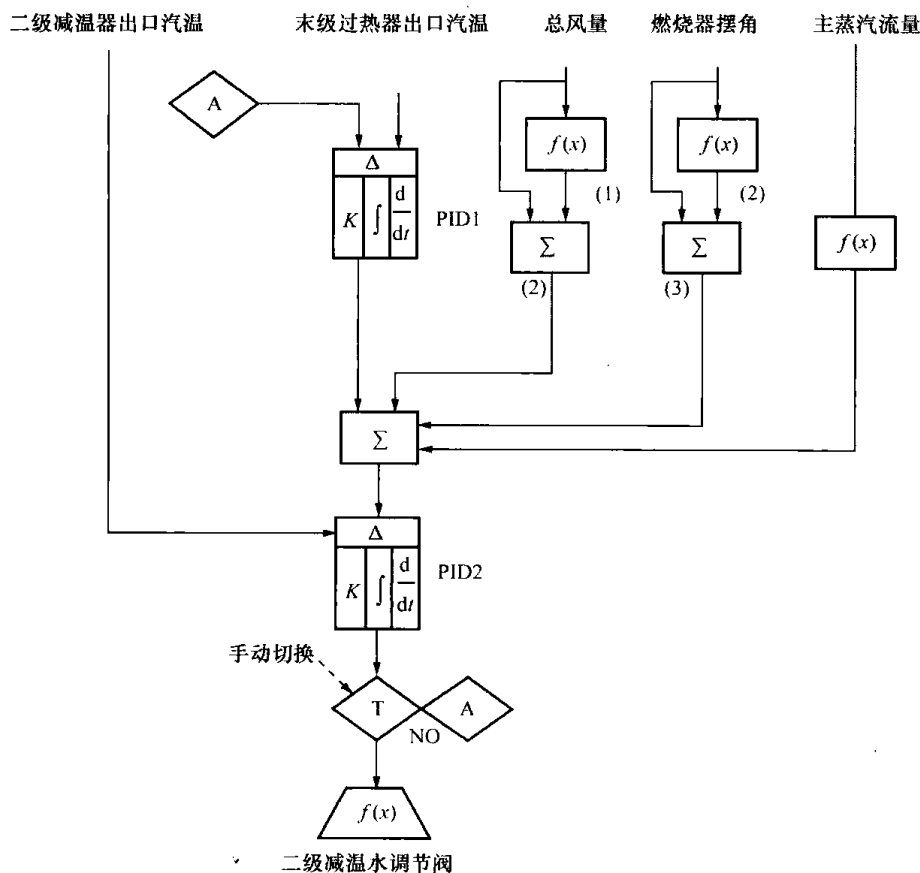


图 10-17 二级减温控制系统简图

在二级减温控制系统中不仅引入了总风量、燃烧器摆角这两个反映烟气侧扰动的前馈信号, 还引入了蒸汽流量前馈信号。总风量前馈信号是由加法器 (2) 和时间函数发生器 $f(t)$ (1) 构成的具有实际微分作用的总风量动态前馈, 同理加法器 (3) 和时间函数发生器 $f(t)$ (2) 构成了具有实际微分作用的燃烧器摆角动态前馈。总风量反映烟气风量的扰动, 燃烧器摆角反映了烟气温度的扰动。末级过热器为对流式过热器, 该过热器具有随蒸汽流量增加而出口温度上升特性, 虽然在一级减温控制系统中, 通过使蒸汽温度 T_3 随蒸汽流量而变化来减小蒸汽流量对末级过热器出口蒸汽温度影响, 但完全消除影响也是不现实的, 因此, 为了锅炉出口蒸汽温度的平稳性, 在二级减温控制系统中还是引入了蒸汽流量前馈, 蒸汽流量经过函数发生器 $f(x)$ 构成一个前馈控制信号, $f(x)$ 形式同蒸汽流量扰动下的末级过热器出口温度静态特性曲线, 如图 10-2 所示。

当出现下列情况之一时, 二级减温控制系统强制手动切换状态。

- (1) 二级过热器出口蒸汽温度信号故障。
- (2) 二级过热器喷水后蒸汽温度信号故障。
- (3) 蒸汽流量信号故障。
- (4) 锅炉出口温度设定值与实际值偏差大。

- (5) 过热器二级减温水 A 侧调节阀控制指令与反馈偏差大。
- (5) 主燃料跳闸。
- (7) 汽机跳闸。
- (8) 锅炉负荷低于 10%。

减温水截止阀 A'、B' 由顺序控制系统 (SCS) 控制, 由于本系统中, 没有设计减温水强关闭功能, 因此, 在设计 SCS 系统的减温水功能组时, 需要考虑出现主燃料跳闸 (MFT)、汽机跳闸和锅炉低负荷时, 关闭减温水截止阀 A'、B'。

由于过热蒸汽温度控制系统在一级减温控制系统中采用了分隔屏过热器出口蒸汽温度随负荷变化的控制策略, 因此既合理分配了一、二级减温水流量, 又减小了负荷对主蒸汽温度的影响, 提高了主蒸汽温度的平稳性, 该控制方法是当前大型机组过热蒸汽温度控制广泛采用的一种典型控制方案。

第四节 再热蒸汽温度一般控制方案

一、再热蒸汽温度的控制任务

由于蒸汽中间再热可以提高电厂循环热效率, 降低汽轮机末端叶片的蒸汽湿度, 减少汽耗等优点, 因此, 单元机组广泛采用了蒸汽中间再热技术。该技术是将在汽轮机高压缸内膨胀做功后的蒸汽送回到锅炉再热器中加热升温, 然后再送入汽轮机中、低压缸继续做功。为了保证再热器、汽轮机等热力设备的安全, 提高机组的运行效率和经济性, 为此, 需要对再热器出口蒸汽温度进行控制。

再热蒸汽温度控制的任务是: 在各种运行情况下, 均使再热器出口蒸汽温度处于允许的范围内, 稳态时等于设定值。

二、再热蒸汽温度的影响因素

再热器一般布置在锅炉的后烟井或水平烟道中, 使得它具有纯对流式的蒸汽温度静态特性。因此, 机组负荷的变化 (蒸汽流量变化) 对再热蒸汽温度有很大的影响; 再者再热器入口工质状况取决于汽轮机高压缸排汽工况, 基于这两种因素使得再热蒸汽温度的变化幅度较过热蒸汽温度大得多。如: 某机组负荷降低 30% 时, 再热蒸汽温度如不加以控制, 锅炉再热器出口蒸汽温度将降低 28~35℃ (相当于负荷每降低 1% 时再热蒸汽温度降低 1℃)。因此, 负荷变化是影响再热蒸汽温度的重要扰动。

烟气热量变化也是影响再热蒸汽温度的重要因素, 这包括火焰中心位置的变化、烟气温度和烟速 (烟气流量) 的变化、燃料改变和过量空气系数的变化等都会影响再热蒸汽温度, 此外, 各受热面积灰的程度, 给水温度的高低等也会影响再热蒸汽温度。但是最为突出的影响因素还是负荷扰动和烟气侧的扰动, 其中烟气侧的扰动对再热蒸汽温度的影响存在着管外至管内的传热过程, 所以它的影响程度仅次于蒸汽负荷的扰动。

在各种扰动下, 再热蒸汽温度的动态响应特性与过热蒸汽温度相类似, 共有的特点为有迟延、有惯性、有自平衡能力。

三、再热蒸汽温度的调节手段

从控制的角度讲, 以对被调量影响最大的因素作为调节手段对控制最有利。但在再热蒸汽温度控制中, 由于蒸汽负荷是由用户决定的, 故不可能用改变蒸汽负荷的方法来控制再热蒸汽

温度。因此,对于再热蒸汽温度的控制,以改变烟气流量作为主要调节手段来实现。例如,改变烟气挡板位置,从而改变尾部烟道通过再热器的烟气分流量如图 10-18 所示;改变再循环烟气流量如图 10-20 所示;改变燃烧器的倾斜角度;采用多层布置圆型燃烧器等调节方法。

再热蒸汽温度的另一个调节手段是喷水减温,但它是一种辅助调节手段。因为在机组功率不变的情况下,

由于汽轮机的进汽量不变,把水喷入中等压力的再热器中,相当于用中等参数工质排挤高参数工质做功,使整个机组的循环热效率降低。根据计算,对于超高压机组,再热蒸汽每喷入 1% (锅炉蒸发量的 1%), 机组的热循环效率将降低 0.1%~0.2%。但喷水减温方式简单、可靠,所以把它作为再热蒸汽温度的事故降温 (防止再热器管壁超温) 手段。当改变烟气流量已经无法或来不及控制,且再热蒸汽温度又高于一定值时,则采用紧急自动喷水的方法,以快速降低再热蒸汽温度。

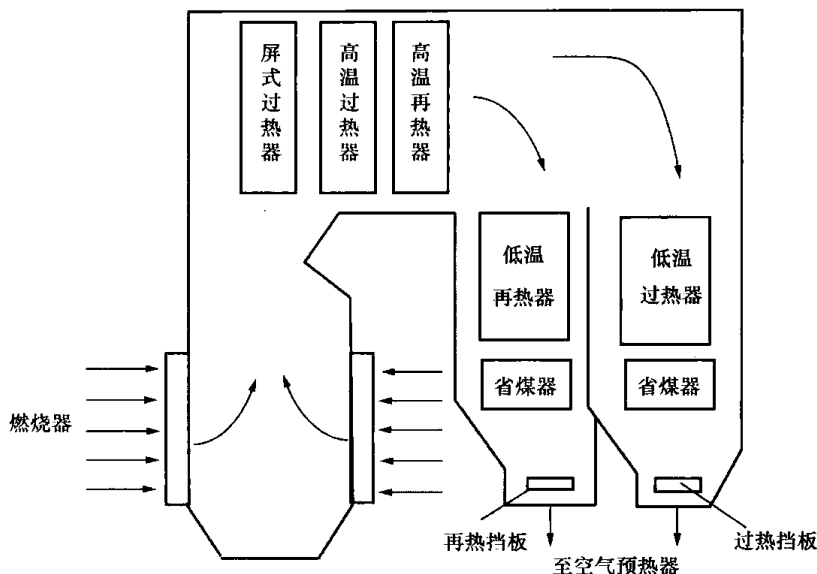


图 10-18 烟气挡板控制再热蒸汽温度烟道布置示意图

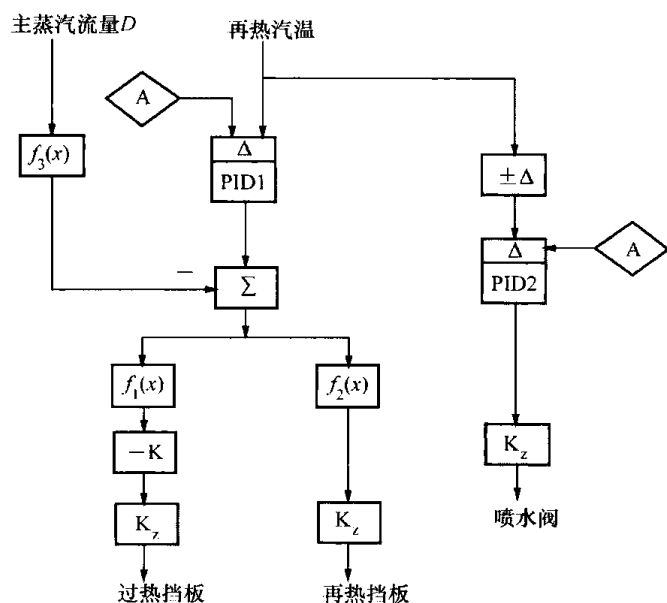


图 10-19 采用烟气挡板控制再热蒸汽温度控制方案

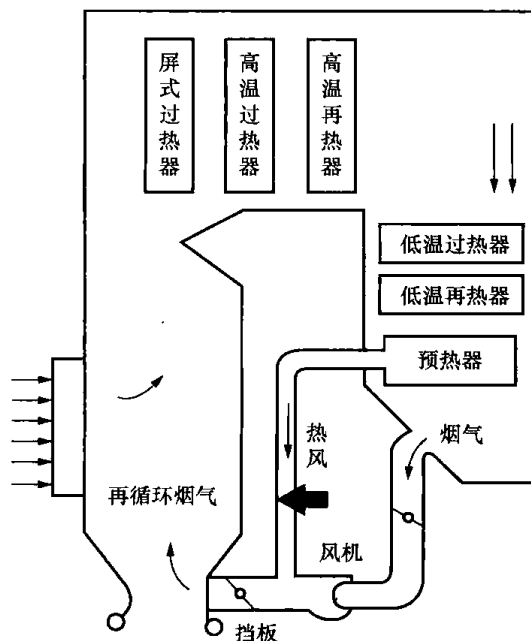


图 10-20 烟气再循环装置

四、再热蒸汽温度的控制方案

1. 采用烟气挡板调节手段的再热蒸汽温度控制系统

采用这种调节方法与锅炉结构有关,烟气挡板在炉内的布置情况如图 10-18 所示,锅炉的尾部烟道分为两部分,在主烟道中布置低温再热器,旁路烟道中布置低温过热器,烟气挡

板布置在烟温较低的省煤器下面。通过调节烟气挡板的开度来改变流过过热器受热面和再热器受热面的烟气分配比例,从而达到控制再热蒸汽温度的目的。采用烟气挡板调温的优点是设备结构简单、操作方便;缺点是调温的灵敏度较差、调温幅度也较小。此外,挡板开度与蒸汽温度变化也不呈线性关系。为此,通常将主、旁两侧挡板接相反方向联动连接,以加大主烟道的烟气量的变化和克服挡板的非线性。

当采用改变烟气流量作为调节再热蒸汽温度的手段时,控制通道的迟延和惯性较小,因此,原则上只需采用单回路控制系统控制再热蒸汽温度。考虑到负荷变化是引起再热蒸汽温度变化的主要扰动,把主蒸汽量(负荷)作为前馈信号引入控制系统将有利于再热蒸汽温度的稳定,如图 10-19 所示,给出了改变烟气挡板位置调节控制再热蒸汽温度的一种原则性方案。

其控制原理如下:正常情况下即当再热蒸汽温度处于设定值附近变化时,由调节器 PID1 改变烟气挡板开度来消除再热蒸汽温度的偏差,蒸汽流量 D 作为负荷前馈信号通过函数模块 $f_3(x)$ 去直接控制烟气挡板。当 $f_3(x)$ 的参数整定合适时,能使负荷变化时的再热蒸汽温度保持基本不变或变化很小。反向器-K 用以使过热挡板与再热挡板反向动作。

喷水减温调节器 PID2 也是以再热蒸汽温度作为被调信号,但此信号通过比例偏置器 $\pm \Delta$ 被叠加了一个负偏置信号(它的大小相当于再热蒸汽温度允许的超温限值)。这样,当再热蒸汽温度正常时,调节器 PID2 的入口端始终只有一个负偏差信号,它使喷水阀全关。只有当再热蒸汽温度超过规定的限值时,调节器的入口偏差才会变为正,从而发出喷水减温阀开的指令,这样可防止喷水门过分频繁的动作而降低机组热经济性。

在实际应用中,减温水控制有的采用前馈—串级控制方法,其中总燃料量信号作为前馈信号,选喷水减温器出口温度(导前蒸汽温度)为副参数进行控制。

2. 采用烟气再循环调节手段的再热蒸汽温度控制系统

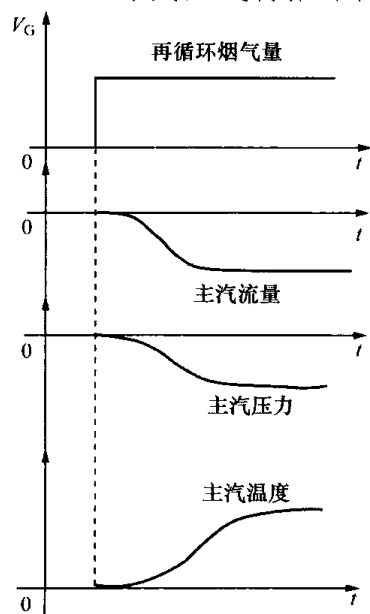


图 10-21 烟气再循环对其他参数的影响

烟气再循环法是将部分烟气从省煤器后抽出,再从炉底冷灰斗处送入炉膛,形成再循环烟气流量。低温烟气送入炉膛底部可降低炉膛温度,以减少炉膛的辐射传热,从而提高炉膛出口烟气的温度和流速,使再热器的对流传热加强,达到调温的目的。例如,当负荷降低而使再热蒸汽温度降低时,可通过开大再循环风机的出口挡板来增加再循环烟气的流量,使再热蒸汽温度升高,烟气再循环装置如图 10-20 所示。烟气再循环对主蒸汽温度产生正向影响,即调高再热蒸汽温度时,同时主蒸汽温度也升高。另外,烟气再循环对主汽压力和蒸汽流量也要造成扰动,如图 10-21 所示。若由于某种原因使再热蒸汽温度升高,这时起升温作用的烟气再循环装置显然是不需要投入的,只能用事故喷水进行再热蒸汽温度控制。

当再循环设备停用时,应自动打开热风门,引入压力稍高的热风将炉膛烟气封锁,以防止高温炉膛烟气经挡板缝隙倒流入再循环烟道而烧坏设备。总之,采用再循环烟气控制再热蒸汽温度的优点是反应灵敏,调温幅度大;缺点是设备结构较复杂,且易造成对其他参数的扰动。另外,再循环风机工作条件恶劣,容易磨损和腐蚀,风机增加了厂用电消耗。

利用烟气再循环调节手段控制再热蒸汽温度方案如图 10-22 所示。该系统工作原理如下:

再热蒸汽温度 T 在比较器 Δ 内与设定值（由 A 产生）比较，当蒸汽温度低时，偏差值为正信号，此信号进入调节器 $PID1$ ，其输出经执行器去调节烟气挡板开度，增大烟气再循环量，以控制再热蒸汽温度。在加法器 Σ 中引入了送风量信号 V 作为前馈控制信号和烟气热量（烟温 $\times$ 烟气流量）修正信号，送风量 V 反映了锅炉负荷大小，同时能提前反映蒸汽温度的变化。当 V 增加时，蒸汽温度升高，相应的烟气再循环量应减少，故 V 按负向送入调节器。函数模块 $f(x)$ 是用来修正风量和再循环烟气量的关系的。通过乘法器由烟温信号调整再循环烟气流量。当再热蒸汽超温时，比较器输出为负值， $PID1$ 输出负信号直至关闭烟气再循环挡板，烟气再循环失去调温作用。同时，比较器的输出通过反相器 $-K_1$ ，比例偏置器 $\pm\Delta$ 去喷水调节器 $PID2$ ，开动喷水调节阀去控制再热蒸汽温度，蒸汽温度负偏差信号经反相器 $-K_2$ 去偏差报警器，实现超温报警，同时继电器打开热风门，用热风将循环烟道堵住，防止因高温炉烟倒流入再循环烟道而烧坏设备。当再热蒸汽温度恢复到设定值时，比较器输出为零， $PID2$ 关闭喷水门，偏差报警信号通过继电器关闭热风门，烟气再循环系统重新投入工作。

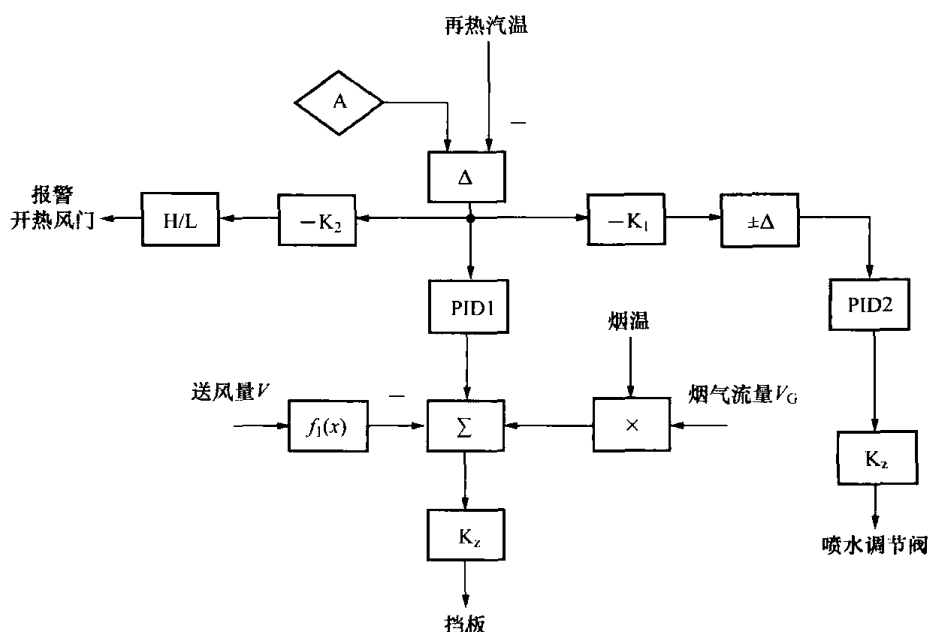


图 10-22 利用烟气再循环的再热蒸汽温度控制系统

3. 采用摆动燃烧器调节手段的再热蒸汽温度控制系统

用摆动燃烧器调节手段来控制再热蒸汽温度是通过改变燃烧器倾斜角度来改变炉膛火焰中心的位置和炉膛出口的烟气温度，使各受热面的吸热比例相应发生变化，达到控制再热蒸汽温度的目的。燃烧器摆动角度对炉膛出口烟温的影响如图 10-23 所示。由图 10-23 可见，燃烧器上倾时可提高炉膛出口烟气温度，燃烧器下倾时可以降低炉膛出口烟气温度，因此改变燃烧器倾角能够控制再热蒸汽温度。

图 10-24 是采用摆动燃烧器的一个控制系统原理图。燃烧器控制系统是一个加前馈的单回路控制系统，再热蒸汽温度设定值是主蒸汽流量经函数发生器 $f(x)$ ，再加操作员可调整的偏置量 A 构成。 $PID1$ 调节器根据再热器出口蒸汽温度 T 与

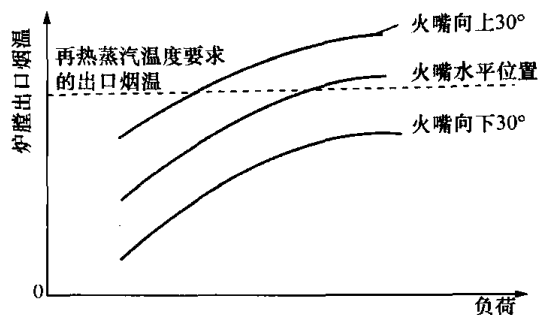


图 10-23 燃烧器倾角对炉膛出口烟温的影响

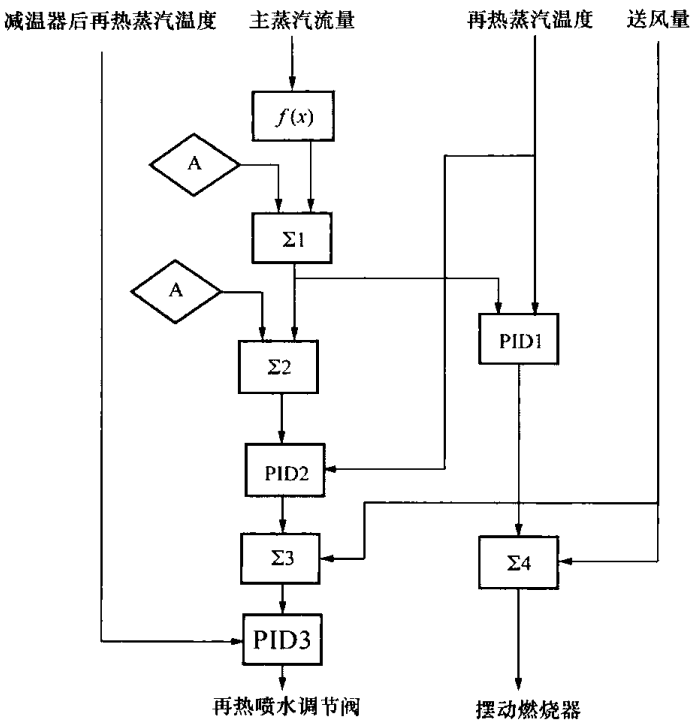


图 10-24 摆动燃烧器的再热蒸汽温度控制原理

再热蒸汽温度设定值偏差来调整燃烧器摆角。为了抑制负荷扰动引起的再热蒸汽温度变化，系统引入了送风量前馈信号，该信号能反映负荷和烟气侧的变化。送风量前馈信号和反馈控制信号经加法器 4 共同控制燃烧器摆角。

为了使再热蒸汽温度控制以摆动燃烧器倾角的调节为主，再热喷水减温控制系统的设定值是在燃烧器控制系统的设定值基础上再加上一个偏置量（约 5℃），这样当再热蒸汽温度超出设定值，且偏差达一定值时，喷水减温控制系统才进行喷水控制，通过喷水减温来限制再热蒸汽温度的升高。再热喷水减温控制系统为前馈—串级控制系统，主调节器为 PID2，副调节器为 PID3，副参数为减温器后的再热蒸汽温度。同样

为了改善控制过程的品质，在再热喷水减温侧也引入了送风量前馈信号。

第五节 再热蒸汽温度控制系统实例

由图 10-25 所示的燃烧器摆角控制系统和图 10-26 所示的再热蒸汽温度喷水减温控制系统实现了 600MW 发电机组再热蒸汽温度控制。两控制系统分别通过调节燃烧器摆角和减温喷水量，维持锅炉出口再热蒸汽温度为设定值。

该机组锅炉四个角的燃烧器摆角可单独调节，一般情况下，通过调节燃烧器摆角控制锅炉出口再热蒸汽温度。只有当因某种原因引起再热器出口蒸汽温度超温时，才由 A、B 两侧的减温水调节阀来控制再热蒸汽温度。

1. 燃烧器摆角控制系统

A 侧再热器出口蒸汽温度和 B 侧再热器出口蒸汽温度各有两个测量信号，正常情况下选择 A、B 两侧的平均值作为燃烧器摆角控制的被调量。

燃烧器摆角控制为单回路的前馈—反馈控制系统，再热器出口蒸汽温度设定值由运行人员手动给出。

再热器出口蒸汽温度设定值和实际值的偏差经 PID 调节器后再加上前馈信号分别作为燃

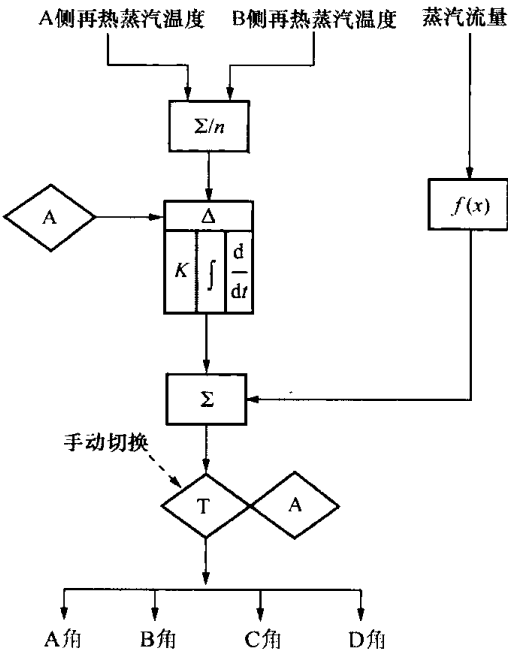


图 10-25 燃烧器摆角控制系统

烧器摆角的控制指令。前馈信号由蒸汽流量经函数发生器后给出。

当再热蒸汽温度偏低时,燃烧器摆角向上动作;当再热蒸汽温度偏高时,燃烧器摆角向下动作。

当出现下列情况之一时,燃烧器摆角控制强制切换到手动状态。

(1) 再热器出口蒸汽温度信号故障。

(2) 蒸汽流量信号故障。

(3) 再热器出口蒸汽温度设定值和实际值的偏差大。

(4) MFT (主燃料量跳闸)。

(5) 汽轮机跳闸。

(6) 锅炉负荷低于 30%。

(7) 执行器指令与位置返回偏差大。

2. 再热蒸汽温度喷水减温控制系统

由于 A、B 两侧再热器温度喷水控制结构完全相同,下面以 A 侧再热器温度喷水控制为例说明该控制系统结构。

图 10-26 所示的 A 侧再热器温度喷水控制为串级控制系统,再热器出口蒸汽温度有两个测量信号,正常情况下选择平均值作为 A 侧再热器温度喷水控制的过程变量。A 侧再热器出口蒸汽温度设定值由运行人员手动给出。

A 侧再热器出口蒸汽温度设定值和实际值的偏差经主调节器 PID1 后再加上前馈信号作为副调节器 PID2 的设定值,减温器出口蒸汽温度作为导前温度,经调节器 PID2 后作为减温水 A 侧调节阀的控制指令。前馈信号由蒸汽流量、总风量构成,其中加法器 (2) 和时间函数发生器 $f(t)$ 构成了具有实际微分作用的总风量动态前馈,蒸汽流量经 $f(x)$ 函数发生器 $f(x)$ 形成静态前馈信号。

当锅炉主燃料量跳闸 (MFT)、汽机跳闸或锅炉负荷小于 40% 时,切换器 T(2) 切向 NO,强制 A 侧喷水减温阀门输出为 0%。

当出现下列情况之一时, A 侧喷水减温阀控制强制切换到手动状态。

(1) A 侧再热器出口蒸汽温度信号故障。

(2) 再热器出口蒸汽温度信号故障。

(3) A 侧再热器出口蒸汽温度控制偏差大。

(4) A 侧减温水调节阀控制指令与位置反馈偏差大。

(5) 蒸汽流量信号故障。

(6) MFT。

(7) 汽轮机跳闸。

(8) 锅炉负荷低于 40%。

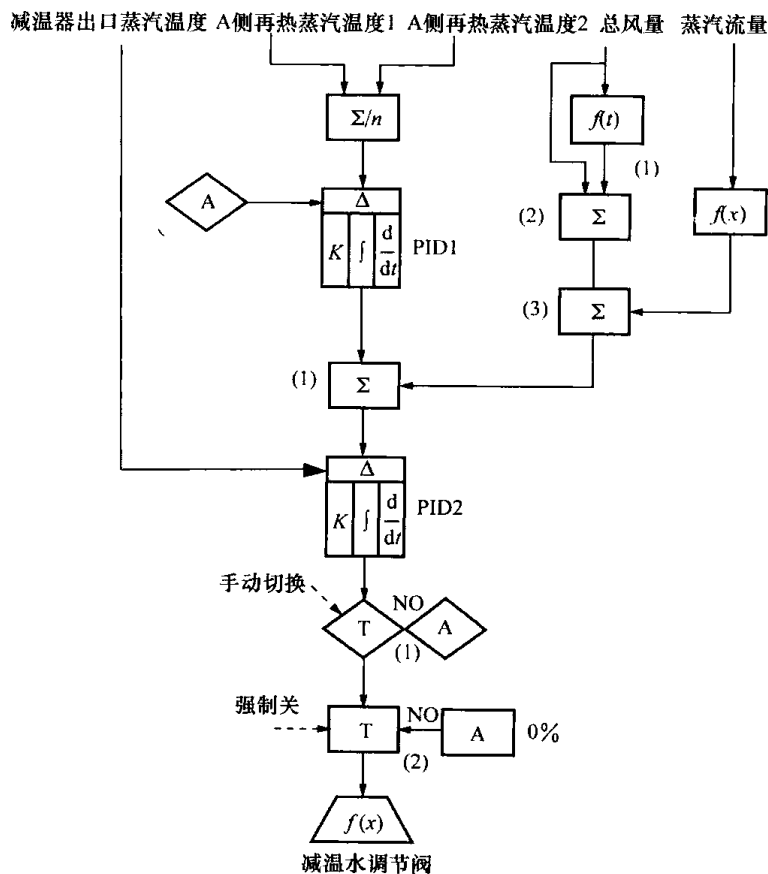


图 10-26 再热蒸汽温度喷水减温控制系统

第十一章 汽包锅炉给水控制系统

第一节 概 述

一、给水控制任务

汽包锅炉给水自动控制的任务是使锅炉的给水量适应锅炉的蒸发量，以维持汽包水位在规定的范围内，同时保持稳定的给水流量。

汽包水位是锅炉运行中一个重要的监控参数，它反映了锅炉蒸汽负荷与给水量之间的平衡关系。维持汽包水位正常是保证锅炉和汽轮机安全运行的必要条件。汽包水位过高，会影响汽包内汽水分离装置的正常工作，造成出口蒸汽水分过多而使过热器管壁结垢，容易烧坏过热器，也会使过热蒸汽温度发生急剧变化，直接影响机组运行的安全性和经济性。汽包水位过低，则可能破坏锅炉水循环，造成水冷壁管烧坏而破裂。

给水量的调节就是保证锅炉蒸汽负荷与给水量之间的物质平衡，对于汽包锅炉来说，给水量的调节可以相对独立于锅炉的其他控制系统（如燃烧控制系统），汽包锅炉给水控制系统不直接接受机组协调级中的锅炉主控制器发出的指令。此外，在稳定工况下，给水流量调节不能太剧烈，给水流量剧烈波动对高压加热器、省煤器和给水管道的安全运行不利。

二、对象特性

汽包炉给水控制对象的结构示意如图 11-1 所示，汽包水位是由汽包中的储水量和水面下的汽泡容积所决定的，因此凡是引起汽包中储水量变化和水面下的汽泡容积变化的各种因素都是给水被控对象的扰动，

如给水流量 W 、蒸汽流量 D 、炉膛热负荷、汽包压力 p_b 、给水压力、汽轮机调节汽门开度等，不过这些扰动都可用给水流量 W 、蒸汽流量 D 和炉膛热负荷的变化体现出来。因此下面仅分析给水流量 W 、蒸汽流量 D 和炉膛热负荷的变化对水位影响的动态特性。

1. 给水流量扰动下水位的动态特性

给水流量是调节机构所改变的控制量，给水流量扰动下水位的阶跃响应曲线如图 11-2 所示的曲线 2。当给水流量阶跃增加 ΔW 后，从物质平衡的角度来看，水位应立即上升，但实际水位的变化如图 11-2 所示的曲线 2。出现这种情况其原因是当给水流量突然增加后，这时给水流量虽然大于蒸发量，但是给水温度低于汽包内饱和水的温度，给水吸收了原有饱和水中的

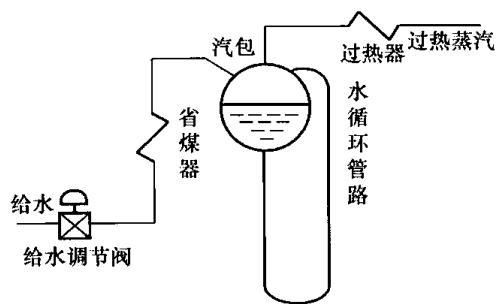


图 11-1 给水调节对象结构示意图

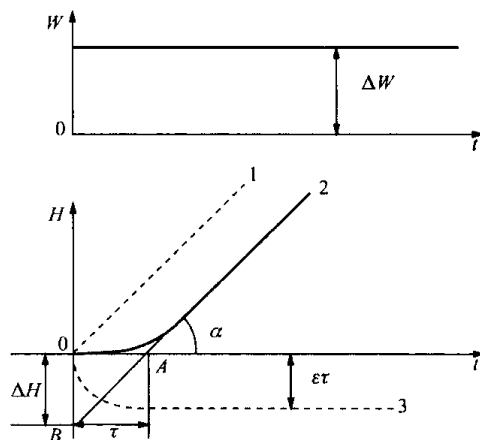


图 11-2 给水流量阶跃扰动下的水位响应曲线

部分热量使水面下汽泡容积减小, 所以扰动初期水位不会立即升高。当水面下汽泡容积的变化过程逐渐平衡, 水位就反映出汽包中储水量的增加而逐渐上升的趋势, 最后当水面下汽泡容积不再变化时, 由于进、出工质流量不平衡, 水位将以一定的速度直线上升。图 11-2 中曲线 1 为不考虑水面下汽泡容积变化, 仅考虑物质不平衡时的水位反应曲线, 为积分环节的特性; 图 11-2 中曲线 3 为不考虑物质不平衡关系, 只考虑给水流量变化时水面下汽泡容积变化所引起的水位变化, 可认为是惯性环节的特性。在给水流量扰动下实际的水位变化曲线 2 可以认为是曲线 1 和 3 的合成。因此, 水位控制对象的动态特性表现出有惯性的无自平衡能力的特点。

给水流量扰动下汽包水位的动态特性, 可用图 11-3 所示的方框图来描述, 因此给水量扰动下的对象传递函数(控制通道)可表示为

$$G_{HW}(s) = \frac{H(s)}{W(s)} = \frac{\varepsilon}{s} = \frac{\varepsilon\tau}{1+\tau s} = \frac{\varepsilon}{s(1+\tau s)} \quad (11-1)$$

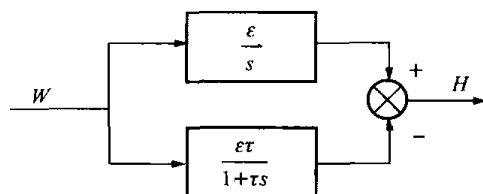


图 11-3 给水流量扰动下汽包水位的方框图

式中 τ ——迟延时间, s;

ε ——响应速度, 即给水流量改变一个单位流量时, 水位的变化速度, $[(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})/(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})]$ 。

τ 和 ε 可由水位阶跃响应曲线上求得, 即延长线图 11-2 所示的直线段与时间轴的交点为 A, 与纵坐标轴的交点为 B, 则

$$\varepsilon = \frac{\tan \alpha}{\Delta W} = \frac{OB}{OA} \frac{1}{\Delta W} = \frac{\Delta H}{\tau} \frac{1}{\Delta W} \quad (11-2)$$

$$\tau = OA$$

式中 ΔW ——给水流量的阶跃值。

当然, 也可以采用 ε 的倒数 $T_a = 1/\varepsilon$ (称为响应时间) 来表示水位对扰动响应的快慢。

$$T_a = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{\tau \Delta W}{\Delta H} \quad (11-3)$$

响应时间的物理意义可定义为: 当扰动量为 100% (从满负荷突然变化到 0), 水位被调量变化 100% 所需要的时间。例如一台 410t/h 锅炉, 其水位的允许最大变化范围规定为 200mm, 若已知水位的响应时间 T_a 为 30s, 则当锅炉在满负荷运行突然停止供水时, 汽包水位将在 30s 内下降 200mm; 或者说, 如果锅炉给水流量突然减少 10%, 则水位将在 30s 内下降 20mm。

ε 和 τ 的大小与锅炉的容量及参数有关。随着锅炉容量的增大和参数的提高, 给水扰动特性的迟延时间减小, 响应速度也略有下降, 对水位 H 的控制是有利的。但是, 如果按锅炉容量的增大来计算响应速度 (以额定容量的 1% 来计算), 则得到的相对响应速度逐渐增大, 说明随着锅炉容量和参数的提高, 对水位 H 控制的要求也越高。

2. 蒸汽流量扰动下的水位动态特性

蒸汽流量扰动主要来自汽轮发电机组的负荷变化, 属外部扰动。这是一个经常发生的扰动。在蒸汽流量 D 扰动下水位变化的阶跃响应曲线如图 11-4 所示的曲线 H。

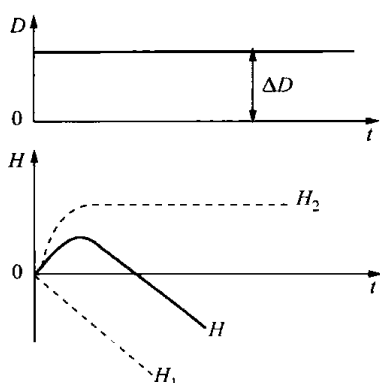


图 11-4 蒸汽流量阶跃扰动下的水位响应曲线

当蒸汽流量突然阶跃增大时,如果只从物质平衡的角度来看,这时蒸发量大于给水量,且汽包水位对象是无自平衡能力的,这时水位应按直线下降,如图 11-4 所示中的曲线 H_1 那样,但实际水位如曲线 H 所示,它是先上升,再下降,这种现象称为“虚假水位”现象(反之,当负荷突然减少时,水位反而先下降)。产生“虚假水位”原因是当锅炉蒸发量突然增加时,汽包水下面的汽泡容积也迅速增大,即锅炉的蒸发强度增加,从而使水位升高。但蒸发强度的增加是有一定限度的,其汽泡容积增大而引起的水位变化如图 11-4 所示中的曲线 H_2 ,当汽泡容积与负荷适应而不再变化时,水位的变化就仅由物质平衡关系来决定,这时水位就随负荷增大而下降,呈无自平衡特性,

因此,实际的水位变化曲线 H 则为 H_1 和 H_2 的合成。虚假水位变化的幅度与锅炉的汽压和蒸发量变化的大小有关。

图 11-4 中的曲线 H_2 可用惯性环节来描述,其时间常数大约 $10\sim 20\text{s}$ 。因此,蒸汽流量扰动下的水位响应特性可用下述近似传递函数来描述为

$$G_{HD}(s) = \frac{H(s)}{D(s)} = \frac{K_2}{1+T_2s} - \frac{\varepsilon}{s} \quad (11-4)$$

式中: T_2 为 H_2 曲线的时间常数; K_2 为 H_2 曲线的放大系数; ε 为 H_1 曲线的响应速度。

图 11-5 所示为蒸汽流量扰动下的水位被控对象(干扰通道)方框图,可视为积分环节与惯性环节并联。

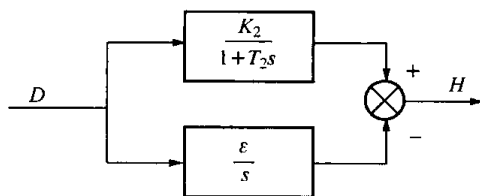


图 11-5 蒸汽流量对水位影响的方框图

上面所述的蒸汽流量扰动下的水位被控对象动态特性,只是从蒸发强度变化对汽泡容积的影响方面定性地说水变化的特点。实际上,改变汽轮机的用

汽量引起的蒸汽流量的阶跃扰动,必定引起汽压的变化,汽压变化也会影响到水面下汽泡的体积变化,所以实际的虚假水位现象会更严重些。

3. 炉膛热负荷扰动下水位动态特性

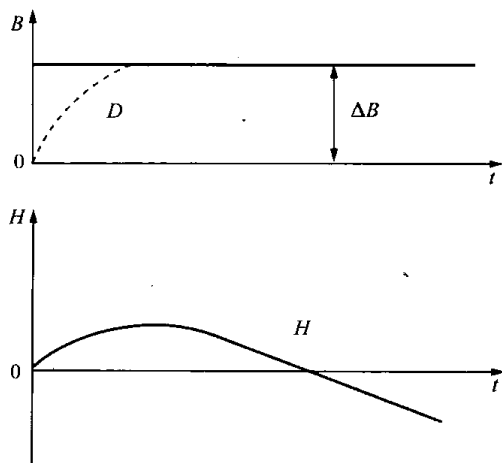


图 11-6 燃料量扰动下的水位特性

此处的炉膛热负荷扰动即是指燃烧率的扰动。例如燃料量增加使炉膛热负荷增强,从而使锅炉蒸发强度增大。若此时汽轮机负荷未增加,则汽轮机侧调节阀开度不变。随着炉膛热负荷的增大,锅炉出口压力提高,蒸汽流量也相应增加,这样蒸汽流量大于给水量,水位应该下降。但是蒸发强度增大同样也使水面下汽泡容积增大,因此也会出现虚假水位现象。燃料量扰动下的水位阶跃响应曲线如图 11-6 所示,它和如图 11-4 所示有些相似。只是在这种情况下,蒸汽流量增加的同时汽压也增大了,因而汽泡体积的增加比蒸汽流量扰动时要小,虚假水位现象比蒸汽流量扰动时要小一些,但持续时间长。

第二节 给水流量调节方式

有两种最基本的调节给水流量方式，一种是节流调节方式，它是通过改变调节阀开度，进而改变管路流通特性来调节给水流量的，该方式具有节流损失，故一般是在锅炉低负荷时采用；第二种是给水泵调速方式，它是通过改变给水泵的转速，进而改变给水泵特性来调节给水流量的，是锅炉运行正常时广泛采用的一种流量调节方式。

一、节流调节方式

这种方式采用给水泵定速运行，锅炉给水量是通过改变给水调节阀的开度来实现的，称为给水流量的节流调节方式，水位控制系统示意如图 11-7 所示，根据水位偏差来改变调节阀开度，从而调节给水流量。节流调节的原理可由图 11-8 所示的来说明。在图 11-8 上表示了给水泵在转速 n 恒定时的水泵特性曲线，其纵坐标为压头 H ，横坐标为给水流量 W 。由调节阀开度 μ_v 所决定的管路性能曲线与转速 n 为常数 C 时的泵特性曲线的交点， M 为泵的工作点，对应的流量为 W 。当调节阀开度改变时，管路性能曲线发生改变，水泵的工作点相应地改变，如图 11-8 所示的曲线上点 B ($\mu_v=100\%$) 到点 A ($\mu_v=5\%$)，这时对应泵的给水流量为点 W_B 和 W_A 。这种靠改变阀门开度来改变给水流量的调节方式的优点是调节方法简单、可靠；缺点是节流损失大，增加了泵的消耗功率。并且调节阀处在很高的压力下工作，容易造成阀门的磨损和损坏，使用制造质量不高的调节阀时就难以保证良好的调节特性。

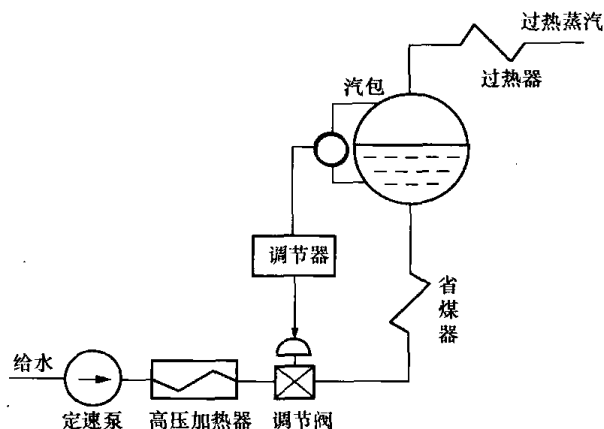


图 11-7 节流调节系统示意图

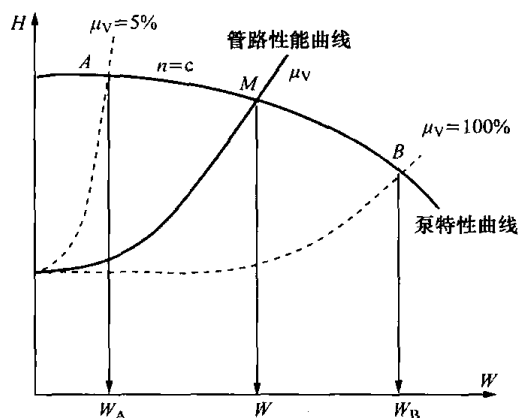


图 11-8 节流调节原理

显然，以改变阀门开度的节流方法来改变给水流量对于大容量锅炉是很不经济的，尤其对于大容量高压汽轮机发电机组，给水泵的功率消耗约占主机容量的 $2\% \sim 3\%$ 。因此，一般在锅炉启动或低负荷时才采用这种流量调节方式。

二、给水泵调速方式

现代大型发电厂的单元机组广泛采用的是改变给水泵转速来调节给水量，图 11-9 为水位变速调节系统示意图，根据水位偏差来改变水泵转速，从而调节给水流量。当给水泵进入调速方式时，给水调节阀被关闭或是处于全开状态，这时管路特性不变，改变

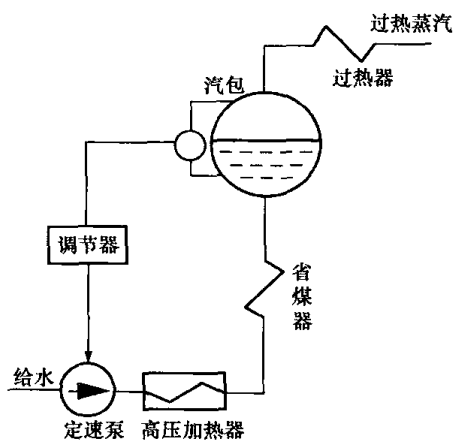


图 11-9 水泵变速调节系统示意图

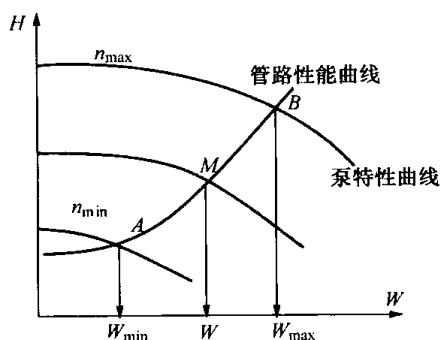


图 11-10 水泵变速调节原理

给水泵转速，使得泵特性曲线就与管路特性曲线的交点不同，给水流量也就不同。调速泵的最高转速 $n_{\max}$ 和最低转速 $n_{\min}$ 所对应的给水流量 $W_{\max} \sim W_{\min}$ 即为给水流量的调节范围，如图 11-10 所示。

调速泵有电动调速泵和汽动调速泵两种。第一种是电动调速泵，原动机是定速电动机，电动机与水泵之间的轴连接采用液力联轴器，改变液力联轴器中的油位高度即实现水泵转速的改变。第二种是汽动调速泵，动力是小汽轮机，改变小汽轮机的进汽流量实现给水泵转速的改变。小

汽轮机转速由独立的 MEH 控制 (Micro-Electro-Hydraulic Control System)。电动调速泵要经两次能量转换，热能转电动再转机械能，因此，效率没有汽动调速效率高。汽动调速泵调节特性好，只需热能转机械能，因此，效率高。汽动泵不足之处：其驱动蒸汽来源于主汽轮机高压缸的抽汽，而在机组启动和低负荷时，高压缸的抽汽汽压太低，无法维持汽动泵的运行。因此，在机组启动和低负荷时，用配有的定速电动给水泵和调节阀门向锅炉供水。

三、组合方式

300MW 及以上发电机组采用节流调节方式和给水泵调速方式相组合的方式调节给水量，即由汽动给水泵、电动调速给水泵及调节阀三者相结合的方法来调节给水量。在低负荷阶段利用电动给水泵保证泵出口与汽包之间的差压（或泵出口压头），由给水调节阀来调节给水流量，进而控制汽包水位；在负荷超过某一值（对应的给水流量需求接近调节阀的最大通流能力）且汽动给水泵尚未启动时，由电动调速给水泵来调节给水流量，进而控制汽包水位；在汽动给水泵启动后，逐步由电动调速给水泵过渡到汽动给水泵来调节给水流量，电动给水泵只在机组启动阶段或汽动给水泵故障时使用。这是一种效率较高的给水控制手段。

第三节 给水控制基本方案

一、单冲量给水控制系统

单冲量给水控制系统的基本结构如图 11-11 所示，该系统是一个只采用汽包水位信号和一个 PID 调节器的反馈控制系统。这种给水控制系统结构简单，整定方便，但存在三个问题，如下所述。

(1) 当负荷变化产生虚假水位时，将使控制器反向错误动作。例如：蒸汽负荷突然大幅度增加时，虚假水位上升，此时控制器不但不能开大调节阀开度，增加给水量，反而关小调节阀，减少给水量。等到虚假水位消失时，由于蒸汽量增加，给水量反而减少，将使水位下降，造成汽包水位在动态过程中超调量较大、波动剧烈、稳定性差，严重时甚至会使汽包水位下降到危险程度而发生事故。因此，这种系统克服不了虚假水位带来的严重后果。

(2) 对蒸汽流量扰动不灵敏。蒸汽流量变化时，需引起汽包水位变化后才起控制作用，

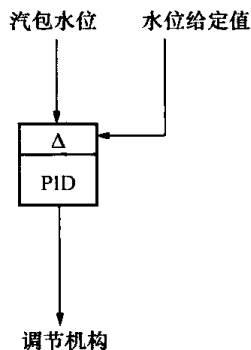


图 11-11 单冲量给水控制系统

由于控制缓慢, 导致控制质量下降。

(3) 对给水自发性干扰不能有效及时克服。当给水系统出现扰动时, 需等水位发生变化时才起控制作用, 克服干扰不及时。

虽然存在上述缺点, 在大型机组的给水控制中, 还是采用这种控制系统。但主要在锅炉低负荷阶段采用。这是因为在低负荷阶段由于锅炉疏水和排污等因素的影响, 使给水流量和蒸汽流量存在着严重的不平衡, 且流量太小, 测量误差较大, 不宜采用其他控制方法。

为了克服上面三个问题, 除了汽包水位信号以外, 还可依据蒸汽流量和给水流量的变化来控制调节阀开度 (或给水泵转速), 这就产生了三冲量给水控制系统。

二、单级三冲量给水控制系统

单级三冲量给水控制系统的基本结构如图 11-12 所示, 给水调节器接受汽包水位 H 、蒸汽流量 D 和给水流量 W 三个信号 (所以称三冲量给水控制系统)。其输出信号去控制给水流量, 其中汽包水位是被控量, 所以水位信号称为主信号。为了改善控制品质, 系统引入了蒸汽流量的前馈控制和给水流量的反馈控制, 这样组成的三冲量给水控制系统是一个前馈—反馈控制系统。

当蒸汽流量 (负荷) 改变时, 通过前馈控制作用, 可及时改变给水流量, 维持进出锅炉内的物质平衡, 这有利于克服虚假水位现象; 当给水流量发生自发性扰动时, 通过反馈控制作用, 可抑制这种扰动对给水流量以及汽包水位的影响, 这有利于减少汽包水位的波动。因此, 三冲量给水控制系统在克服扰动、维持汽包水位稳定、提高给水控制质量方面优于单冲量给水控制系统。

但是单级三冲量控制系统要求蒸汽流量和给水流量的测量值在稳态时必须相等, 否则汽包水位将存在静态偏差, 事实上由于检测和变送设备的误差等因素的影响, 蒸汽流量和给水流量这两个信号的测量值在稳态时难以做到完全相等, 同时单级三冲量控制系统调节器参数整定需兼顾较多的因素, 所以, 在现实中已很少采用单级三冲量给水控制系统。

三、串级三冲量给水控制系统

1. 系统构成

确定一个调节系统基本结构的主要根据是被控对象的动态特性, 从前面对给水被控对象动态特性的分析和上面介绍的给水控制系统存在的缺点可以看出:

(1) 由于对象的给水量内扰动态特性存在一定的迟延, 所以采用以水位为被调量的单回路系统, 则调节过程中的水位会有相当大的偏差。因此, 应考虑采用串级控制方案。

(2) 由于对象在蒸汽流量和热负荷扰动时有“虚假水位”现象, 给水调节采用以水位为单调量的单回路系统时, 在扰动的初阶段, 调节器将使给水流量向与负荷变化为方向相反的方向变化, 从而更扩大了锅炉进出流量的不平衡。因此, 在设计给水控制系统方案中, 应考虑采用主要扰动 (蒸汽流量 D) 为前馈信号的前馈调节, 以改善给水控制系统的控制质量。

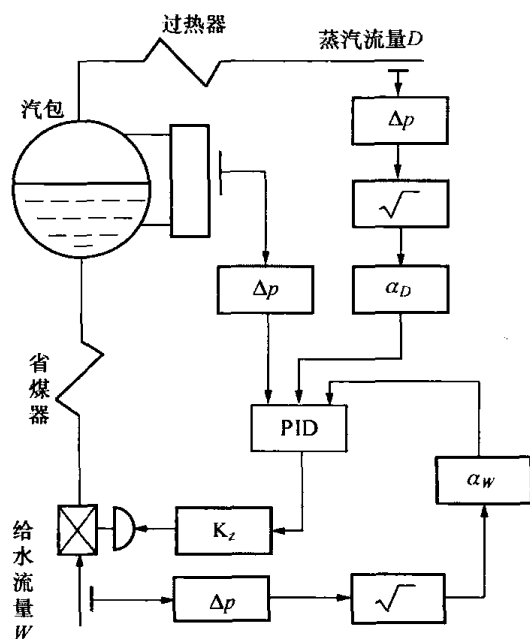


图 11-12 单级三冲量给水控制系统

但需要强调的是由负荷变化引起的“虚假水位”现象，是锅炉运行中的必然现象，是无法通过调节给水流量来克服的。如果在负荷扰动时，汽包虚假水位变化过大而超出了运行允许范围，则只有通过限制负荷的一次突变量和变负荷速度来减小。这也是应该在设计自动控制系统时需要考虑的。

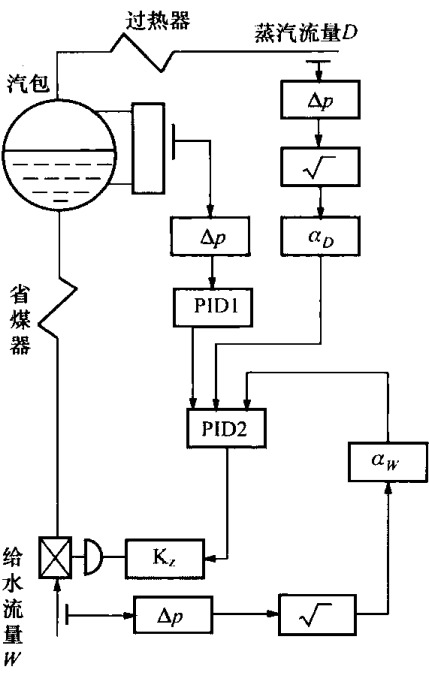


图 11-13 串级三冲量给水控制系统

由于锅炉水位被控对象的特点，决定了采用单回路反馈控制系统不能满足生产对控制品质的要求，同时由于单级三冲量给水控制系统存在的一些问题，所以发电厂汽包锅炉的给水自动控制普遍采用串级三冲量给水自动控制系统方案，如图 11-13 所示，它是一个前馈—串级控制系统，其中汽包水位 H 为主参数，给水流量 W 为副参数、蒸汽流量 D 为前馈信号。

串级控制系统的主、副调节器任务不同，主调节器 $PID1$ 的任务是校正水位偏差，保证水位无静态偏差。主调节器的输出信号和给水流量 W 、蒸汽流量 D 信号都作用到副调节器 $PID2$ ，副调节器的任务是消除给水压力波动引起的给水流量自发性扰动以及当蒸汽负荷改变时迅速调节给水流量，以保证给水流量和蒸汽流量平衡。由于任务不同，主调节器一般采用比例积分控制规律，副调节器可采用比例控制规律，以使副回路具有快速性。

此外，可以根据对象在负荷扰动下的虚假水位严重程度来适当加强蒸汽流量信号的作用强度，从而改变负荷扰动下的水位控制品质。该系统各调节器的任务比较单纯，系统参数整定相对单级三冲量控制系统要容易些，而且该系统不要求稳态时给水流量与蒸汽流量测量信号严格相等，并可保证稳态时汽包水位无静态偏差，其控制品质较高，是现场广泛采用的给水控制系统形式。

2. 控制系统分析和整定

图 11-14 所示是串级三冲量给水控制系统的方框图。这个系统是由两个闭合反馈回路和一个前馈部分组成的。系统组成如下所述。

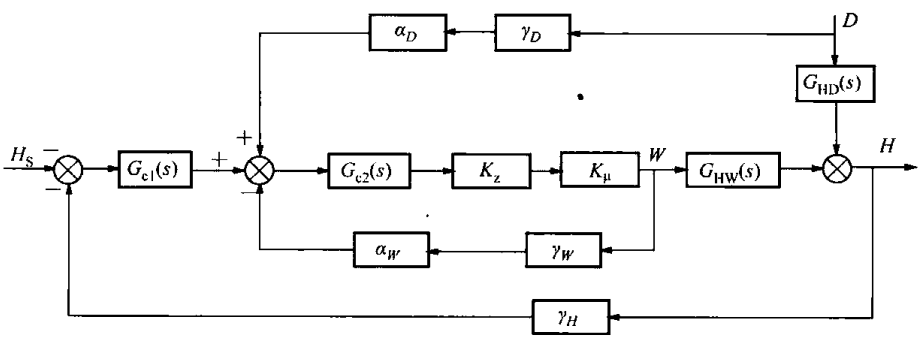


图 11-14 串级三冲量给水控制系统原理框图

- (1) 由给水流量 W 、给水流量变送器 γ_w 、给水流量反馈系数 α_w 、副调节器 $G_{c2}(s)$ ($PID2$)、执行器 K_z 和调节阀 K_μ 组成副回路。
- (2) 由被控对象 $G_{HW}(s)$ 、水位测量变送器 γ_H 、主调节器 $G_{c1}(s)$ ($PID1$) 和副回路组成主

回路。

(3) 由蒸汽流量信号 D ，以及蒸汽流量测量变送器 γ_D 及蒸汽流量前馈装置 α_D 构成前馈控制部分。

其副回路、主回路的分析和整定，及其 α_D 的选择如下所述。

(1) 副回路的分析和整定。

副回路方框图如图 11-15 所示，可以把副回路作为一般的单回路系统进行分析，由于执行器、调节阀、检测和变送器和给水反馈装置都可近似为比例环节，因此副调节器的比例带 δ 和积分时间 T_i 都可以取的很小。

根据一般串级控制系统的要求，希望将副回路设置为快速随动系统，这样使副回路具有快速消除内扰及快速跟踪蒸汽流量的能力。副调节器常选比例控制，这样副回路具有近似比例带的特性。因此，副调节器的比例带可选择的较小，其选择以保证副回路不振荡为原则。在选择副调节器的比例带时，给水流量反馈装置的传递函数 α_w 可任意设置一个数值，得到满意的 δ_2 值，如果 α_w 以后有必要改变，则应相应地改变 δ_2 值，使 α_w/δ_2 保持整定时的值，以保证副回路的稳定性。

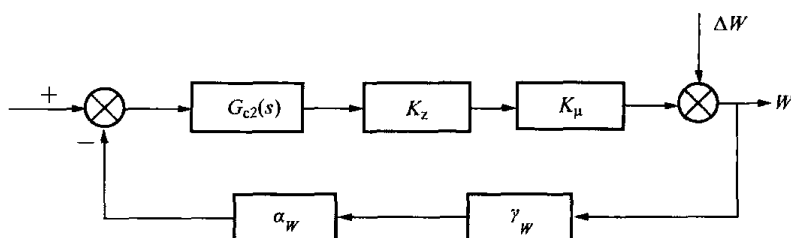


图 11-15 副回路方框图

(2) 主回路的分析和整定。

由于副调节器常采用比例控制，副回路近似为比例环节；同时副回路的 $\frac{K_z K_{\mu} \alpha_w \gamma_w}{\delta_2} > 1$ ，因此把副回路等效为 $1/\alpha_w \gamma_w$ 。构成主回路的等效方框图

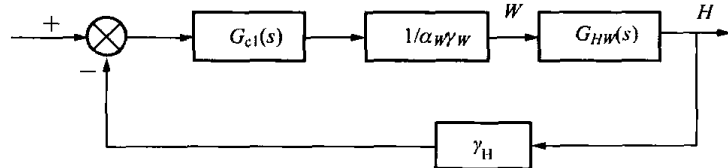


图 11-16 主回路等效方框图

如图 11-16 所示。这时，主回路等效为一个单回路控制系统。如果以给水流量 W 作为被控对象的输入信号，水位变送单元的输出信号为被控对象输出信号，则可以把主调节器与副回路两者看作是等效主调节器，它的传递函数为

$$G_{c1}(s) = \frac{1}{\alpha_w \gamma_w} \frac{1}{\delta_1} \left(1 + \frac{1}{T_{i1}s} \right) \quad (11-5)$$

可见，等效主调节器仍然是比例积分调节器，但等效的比例带为

$$\delta_1^* = \alpha_w \gamma_w \delta_1 \quad (11-6)$$

式中： δ_1 为主调节器 PID1 的比例带，等效主调节器的积分时间 T_{i1}^* 就是 PID1 调节器的积分时间 T_{i1} 。

主回路仍按单回路系统的整定方法整定，通过试验方法求取主回路被控对象的阶跃响应曲线，并从曲线上求得 τ 和 ε ，再按响应曲线整定法中给出的公式计算等效主调节器的整定参数为

$$\delta_1^* = 1.1\varepsilon\tau \quad (11-7)$$

$$T_{i1}^* = 3.3\tau \quad (11-8)$$

则 PID1 调节器的参数为

$$\delta_1 = \frac{\delta_1^*}{\alpha_w \gamma_w} = 1.1 \frac{\varepsilon \tau}{\alpha_w r_w} \quad (11-9)$$

$$T_{i1} = T_{i1}^* = 3.3\tau \quad (11-10)$$

给水流量 W 和给水流量反馈装置的传递系数虽然同时对主、副回路的工作产生影响, 但串级系统主、副回路的工作可以认为基本上是各自独立的。串级三冲量控制系统中的等效主调节器的比例带 $\delta_1^* = \alpha_w \gamma_w \delta_1$ 可以改变 PID1 调节器的比例带 δ_1 来调整 δ_1^* 。因此, 调整 δ_1^* 并不会影响到副回路的工作稳定性, 从而做到主、副回路互不影响, 副回路的稳定性由改变 α_w 来保证, 主回路的稳定性由改变 δ_1 来保证。

(3) 蒸汽流量前馈装置的传递函数 α_D 的选择。

在串级三冲量给水控制系统中, 水位偏差完全由主调节器来校正, 使静态水位值总是等于给定值。因此, 前馈装置的传递函数 α_D 选择将不受静态特性无差条件的限制, 可根据锅炉“虚假水位”的严重程度来确定, 从而改善负荷扰动时控制过程的质量。一般使蒸汽流量信号大于给水流量信号, 即

$$\alpha_D \gamma_D > \alpha_w \gamma_w \quad (11-11)$$

如果给水流量变送器和蒸汽流量变送器的斜率相等, 则

$$\alpha_D > \alpha_w \quad (11-12)$$

由于在负荷扰动时, 水位的最大偏差 (第一个波幅) 往往出现在扰动发生后不久 (虚假水位现象造成), 这个水位最大偏差的数值取决于扰动的大小、扰动的速度和锅炉的特性, 蒸汽流量信号加强后的前馈作用对水位的最大偏差减小起不了多大作用。加强蒸汽流量信号的作用, 在于减少控制过程中第一个波幅以后的水位波动幅度和缩短控制过程的时间, 蒸汽流量信号也不需要过分加强。

第四节 给水全程控制

一、全程控制概述

全程控制系统是指单元机组在启停过程和正常运行时均能实现自动控制的系统。全程控制包括启停控制和正常运行工况下控制两方面的内容。常规控制系统一般只适用于单元机组带大负荷工况下运行, 在启停过程和低负荷工况下, 一般要由手动进行控制, 而全程控制系统能使单元机组在启动、停机、不同负荷工况下自动运行。目前, 大型火力发电单元机组都采用机、炉联合启动的方式, 锅炉、汽轮机按照启动曲线要求进行滑参数启动。随着发电机组容量的增大和参数的提高, 单元机组在启停过程中需要监视和控制的项目也就越来越多, 手动控制方式已不能满足运行的要求, 必须在启停过程中实现自动控制。

火力发电单元机组全程控制系统由机炉全程控制子系统组成。主要包括锅炉给水全程控制系统、主蒸汽温度全程控制系统、机炉全程协调控制系统等。其中给水全程控制系统应用最为广泛。

二、对给水全程控制系统的要求

显然, 汽包炉给水全程自动控制应该是在锅炉给水全过程中都是自动控制的。这个过程包括: 锅炉点火、升温升压; 汽轮机冲转、开始带负荷; 带小负荷运行; 带大负荷运行; 降

到小负荷运行；锅炉停火、冷却降温降压。即在上述全过程中，在控制设备正常的条件下，不需要操作人员的干涉，就能保持汽包水位在允许范围内。这比常规给水控制要复杂得多，因此，对给水全程自动控制系统有一些特殊要求：

(1) 锅炉从启动到正常运行的过程中，蒸汽参数和负荷在很大范围内变化，如果不对汽包水位、给水流量和蒸汽流量信号进行压力、温度校正的话，就会影响这些信号的测量准确性，为了实现全程控制，必须对这些测量信号自动进行压力、温度校正。

(2) 由于大型单元机组除了在锅炉启动最初阶段采用节流方式调节给水量外，其他情况下多采用调节给水泵转速实现给水量自动控制。因而在给水全程控制系统中不仅要满足给水量控制的要求，同时还要保证给水泵工作在安全工作区域内。

(3) 由于锅炉给水对象的动态特性在不同负荷时是不一样的，在高、低负荷时要用不同形式控制系统。低负荷（一般指蒸汽流量低于额定值的 30%）时，机组处于滑压运行过程，参数较低，负荷变化范围小，虚假水位不太严重，可以采用单冲量控制系统，高负荷时采用串级三冲量控制系统。因此，随负荷的变化出现两种系统的切换问题，而且必须保证这种切换应是双向无扰的。

(4) 在多种调节机构的复杂切换过程中，给水全程控制系统必须保证无干扰。高、低负荷需用不同的给水量调节机构，必须解决给水调节机构之间的切换问题。在低负荷时采用改变阀门开度来保持泵的出口压力，高负荷时用改变调速泵的转速保持水位，这就需要解决好阀门与调速泵间的过渡切换问题。

(5) 给水全程控制还必须适应机组定压运行和滑压运行工况，必须适应冷态启动和热态启动情况。

三、信号测量校正

为了保证给水全程控制系统中水位、给水流量和蒸汽流量的测量准确性，需对这些测量信号自动校正。

1. 汽包水位测量

用于控制的各种水位测量通常采用差压方式，图 11-17 所示为采用单室平衡容器进行水位测量的示意图。

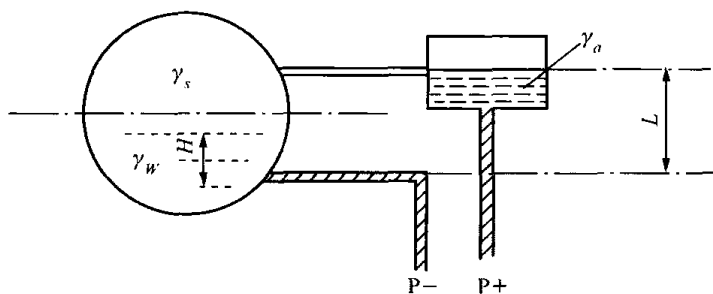


图 11-17 单室平衡容器水位测量示意图

L —联通管与汽包连接上下开孔中心垂直距离，单位为 mm ； H —汽包相对联通管下开孔中心水位，单位为 mm ； γ_s —饱和蒸汽密度，单位为 kg/m^3 ； γ_w —饱和水密度，单位为 kg/m^3 ； γ_a —环境温度下凝结水的密度，单位为 kg/m^3 ； Δp —平衡容器输出差压，单位 mmH_2O

平衡容器输出差压 Δp 为

$$\Delta p = p_+ - p_- = \gamma_a L - \gamma_w H - \gamma_s (L - H) = (\gamma_a - \gamma_s) L - (\gamma_w - \gamma_s) H \quad (11-13)$$

于是，汽包水位 H 与平衡容器输出差压 Δp 关系为

$$H = \frac{(\gamma_a - \gamma_s)L - \Delta p}{(\gamma_w - \gamma_s)} \tag{11-14}$$

当 L 一定时，水位 H 是差压和饱和蒸汽密度、饱和水密度和凝结水密度的函数，凝结水密度 γ_a 与环境温度有关，一般取 50°C 水的密度。在锅炉启动过程中，水温略有增加，同时压力也升高，两种因素对 γ_a 的影响基本上可抵消，即可近似地认为 γ_a 是恒定值，而饱和蒸汽密度 γ_s 、饱和水密度 γ_w 均为汽包压力 p_b 的函数，为

$$\gamma_a - \gamma_s = f_1(p_b)$$

$$\gamma_w - \gamma_s = f_2(p_b)$$

$\gamma_a - \gamma_s$ 、 $\gamma_w - \gamma_s$ 与汽包压力的函数关系如图 11-18 所示。于是

$$H = \frac{f_1(p_b)L - \Delta p}{f_2(p_b)} \tag{11-15}$$

当汽包中心水位线与联通管下部开孔中心垂直距离为 B mm 时，汽包中相对于中心水位线的水位 h 为

$$h = H - B + a \tag{11-16}$$

142 其中 a 为修正值。因环境温度的变化， γ_a 将会有所变化并影响汽包水位测量的准确性，因此需增加一个随汽包压力变化的函数 $f_3(x)$ 乘以一比例增益常数 k ，以修正汽包水位。函数 $f_3(x)$ 设置见表 11-1。差压汽包水位测量最终原理如图 11-19 所示。

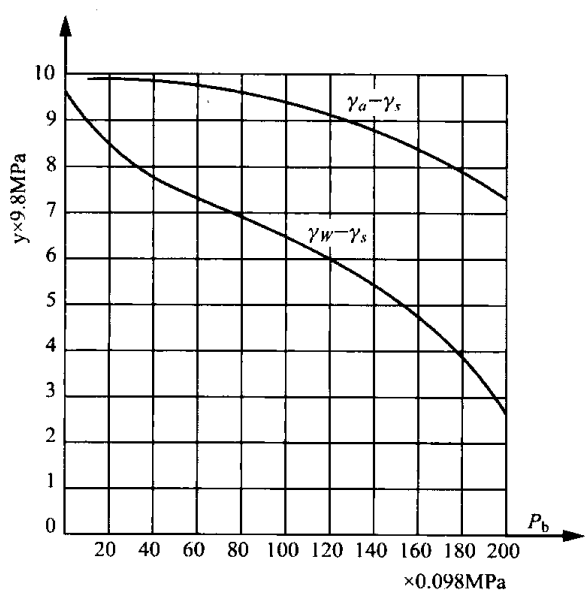


图 11-18 密度与汽包压力关系

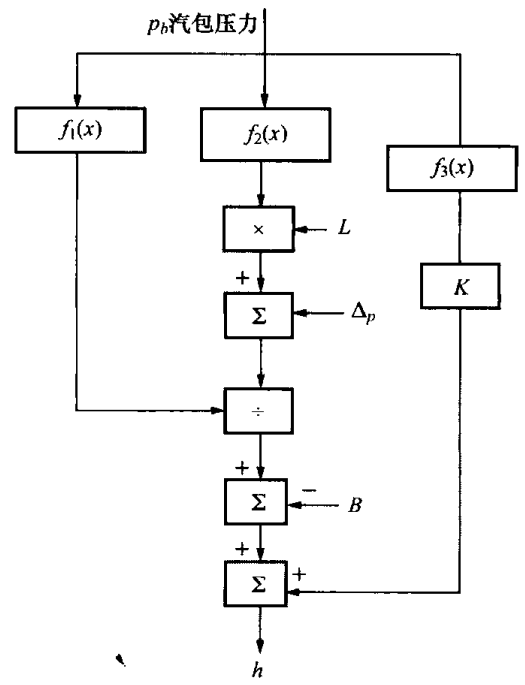


图 11-19 差压汽包水位测量原理图

表 11-1 环境温度修正表

汽包压力(MPa)	0	1	4.04	9.16	14	15	16	20
$f_3(x)$	0	10	24	42	63	73	75	87

由于平衡容器内平均水温 t_a 与 γ_a 有关，目前采用的补偿公式均是假定 t_a 为一常数，在实

测中为了补偿准确, 必须保持 t_a 为一常数或将其变化限制在小范围内。 t_a 主要取决于平衡容器和水联通管的保温状况, 当平衡容器下部 (约为整个高度的 $2/3$) 和水联通管的保温良好时, t_a 接近于饱和温度 t_s , 可取 $t_a = t_s - (50 \sim 70)^\circ\text{C}$; 当平衡容器和水联通管完全不保温时, t_a 接近于环境温度, 这时 t_a 会随着环境温度的变化而变化, 上面取 $t_a = 50^\circ\text{C}$, 就是考虑平衡容器完全不保温。实际上, 如果要更精确地实现汽包水位的补偿, 就要测量平衡容器内水的平均温度 t_a 。汽包水位测量是一项十分复杂的技术, 要精确测量汽包水位至今仍是一个值得探讨问题。

2. 给水流量测量

通常, 给水流量的测量是在每台给水泵入口设有流量孔板, 测量单台给水泵流量。在主给水管道上设有给水流量喷嘴, 测量进入锅炉的主给水流量。

一般来说, 给水压力对给水流量的测量影响不大, 所以, 在考虑对给水流量信号进行校正时, 只考虑温度变化, 而不考虑压力变化对给水流量测量上、精度上的影响。

给水流量补偿公式

$$W = k \sqrt{\Delta p \rho} \quad (11-17)$$

式中: W 为给水流量, t/h ; k 为流量孔板 (或喷嘴) 系数; ρ 为给水重度, kg/m^3 ; Δp 为孔板差压。

给水重度可查表得知。如机组的给水压力为 20.7 MPa , 给水的重度见表 11-2。

表 11-2 锅炉给水重度表

温度 ($^\circ\text{C}$)	0	20	40	60	80	100	140	160	180
重度 (kg/m^3)	1010.0	1007.5	1001.1	991.97	980.78	967.68	936.77	918.95	899.60
温度 ($^\circ\text{C}$)	200	220	240	260	280	300	320	340	
重度 (kg/m^3)	878.58	855.72	830.56	802.83	771.72	736.00	693.43	639.14	

一些分散控制系统带有给水流量的补偿运算模块, 它考虑到对给水压力的补偿的。此时给水流量公式为

$$W = k \sqrt{\frac{\gamma(t, p) \times \Delta p}{\gamma_0}} \quad (11-18)$$

式中: W 为给水流量, t/h ; γ_0 为室温下的比重; $\gamma(t, p)$ 为工作温度压力下的比重, 由系统内部参数表自动查取; Δp 为孔板输出差压; k 为流量孔板 (或喷嘴) 系数。

注意

实际锅炉的给水流量信号应该由省煤器前给水流量信号加上各级减温水流量信号和再热事故喷水流量信号, 再减去锅炉连续排污流量信号所组成。

3. 蒸汽流量测量

中、小型发电机组主蒸汽流量测量通常使用标准节流元件——标准喷嘴即用差压法测量; 但大型发电机组由于蒸汽流量大、管径大, 不仅标准喷嘴体积大, 制造、安装要求高, 检修、检查困难, 而且产生的节流损失也是相当可观的, 因此不采用此方法测量流量。

弗留格流量计算公式是目前应用于蒸汽流量计算中较为普遍的方法。弗留格公式的测量原理是, 当多级汽轮机各级组内的级数足够多时, 各级组前蒸汽压力、温度与级组蒸汽的流量可以有如下的近似关系:

(1) 在所考虑的变动工况范围内, 当级组内的各级隔板喷嘴和动叶栅中的汽流均未达到临界状态时, 且有背压的汽轮机组, 则

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{01}^2 - p_{02}^2}} \times \sqrt{\frac{T_{01}}{T_1}} \quad (11-19)$$

式中: D_0 为参考工况下级组内的蒸汽流量, kg/h ; p_{01} 为参考工况下级组前的蒸汽压力, MPa ; T_{01} 为参考工况下级组前的蒸汽温度, K ; p_{02} 为参考工况下级组后的蒸汽压力, MPa ; D 为变动工况下级组内的蒸汽流量, kg/h ; p_1 为变动工况下级组前的蒸汽压力, MPa ; T_1 为变动工况下级组前的蒸汽温度, K ; p_2 为变动工况下级组后的蒸汽压力, MPa 。

(2) 在所考虑的变动工况范围内, 当级组内始终有一列或一系列以上的喷嘴或动叶栅中的汽流处在临界状态或超临界状态时, 由于级组后的蒸汽压力的变化不可能对级组前的蒸汽压力状态产生影响, 且背压为真空的机组, 这时

$$\frac{D}{D_0} = \frac{p_1}{p_{01}} \times \sqrt{\frac{T_{01}}{T_1}} \quad (11-20)$$

该公式根据汽轮机调速级压力、调速级温度计算出主蒸汽流量。

式中: D 为主蒸汽流量, t/h ; D_0 为额定工况下的主蒸汽流量, t/h ; p_1 为调速级压力, MPa ; p_{01} 为额定工况下的调速级压力, MPa ; T_1 为调速级温度, K ; T_{01} 为额定工况下的调速级温度, K 。

需要注意的是, 以上关系式确定成立的首要前提是: 汽轮机通流部分的结构特征保持不变。当汽轮机通流部分由于叶片表面结垢、破损、变形或动静部分间隙发生变化而导致汽道面积改变时, 应用上述公式计算所得的数值会有误差。所以, 用上列关系式计算汽轮机蒸汽流量时, 关键是要准确地选定式中的四个基准参考值 D_0 、 p_{01} 、 T_{01} 和 p_{02} 。计算数据或制造厂提供给用户的有关数据资料, 往往不准, 所以要以汽轮机运行及其性能试验中实测的数据为准。

主蒸汽流量信号是由汽轮机调节级压力信号经函数运算后再加上旁通蒸汽流量信号构成。

四、给水泵运行问题

大型单元机组都采用变速泵来控制给水流量。300MW 以上单元机组多采用汽动变速泵作主给水泵, 再设置一台电动变速泵作启动给水泵并作为系统的备用泵使用。无论采用哪种类型的变速泵, 保证泵的安全工作区域是首先要考虑的问题。

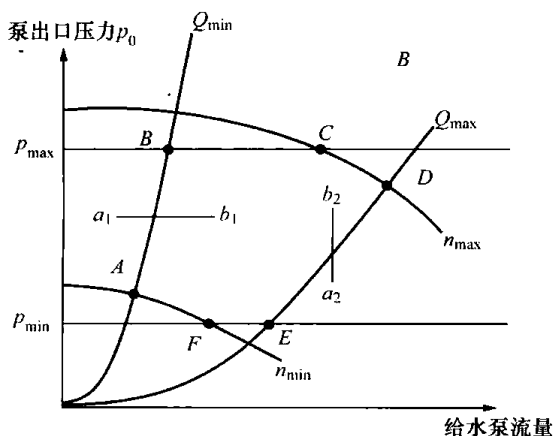


图 11-20 给水泵的安全工作区

变速给水泵的安全工作区可在泵的流量—压力特性曲线上表示出来, 如图 11-20 所示。变速泵的安全工作区由六条曲线围成 ABCDEFA 的区间: 泵的最高转速曲线 $n_{\max}$ 和最低转速曲线 $n_{\min}$; 泵的上限特性曲线 $Q_{\min}$ 和下限特性曲线 $Q_{\max}$; 泵出口最高压力 $p_{\max}$ 和最低压力 $p_{\min}$ 线。

若泵的工作点在上限特性之外, 则给水流量太小, 将使泵的冷却水量不够而引起泵的汽蚀, 甚至振动; 若泵工作在下限特性以外, 则泵的流

量太大,将使泵的工作效率降低。此外,变速泵的运行还必须满足锅炉安全运行的要求,即泵出口压力(给水压力)不得高于锅炉正常运行的最高给水压力 $P_{\max}$ 且不得低于最低给水压力 $P_{\min}$ 。因此,采用变速泵的给水全程控制系统,在控制给水流量过程中,必须保证泵的工作点落在安全区域内。

在锅炉启动、停炉或低负荷运行时,泵的工作点有可能落入上限特性之外(如图中工作点 $a1$)。为防止出现这种情况,最有效的措施是低负荷时增加给水泵的流量。目前采取的办法是在泵出口至除氧器水箱之间安装再循环调节阀门,当泵的流量低于某一设定的最小流量时,再循环调节阀自动开启,增加泵体内的流量,从而使低负荷阶段的给水泵工作点 $a1$ 移到 $b1$,也在上限特性曲线之内。随着单元机组负荷的逐渐增大,给水流量也会增大,当流量高于某一值时,再循环门将自动关闭。

变速泵下限特性决定了不同压力下水泵的最大负荷能力。当锅炉负荷升到一定程度,即给水流量较大时,如果安全工作区较窄,则工作点可能会移到下限特性曲线之外,因此需采取措施加以防止。目前有两种方式:第一种是通过给水泵出口压力控制系统,保证给水泵工作点不落在最低压力线和下限工作特性曲线之外,一般是通过调节给水泵出口处的调节阀门使泵出口压力升高,这种方法缺点是节流损失大;另一种是闭锁给水流量的继续增加,防止给水泵进入安全工作区域外,目前常用的是第二种方式。

采用变速泵构成给水全程控制系统时,有三种控制方法:

- (1) 给水泵转速控制系统:根据锅炉负荷要求,调节给水泵转速,改变给水流量。
- (2) 给水泵最小流量控制系统:低负荷时,通过增大水泵再循环流量的办法来维持水泵流量不低于设计要求的最小流量值,以保证给水泵工作点不落在上限特性曲线的外边。
- (3) 流量增加闭锁回路(或给水泵出口压力控制系统),保证给水泵工作点不落在最低压力线下和下限工作特性曲线之外。

五、全程给水一般控制方案

300MW 以上单元机组通常配置三台给水泵,一台容量为额定容量的 25% 或 30% 的电动给水泵,两台容量各为额定容量 50% 的汽动给水泵。电动给水泵一般是作为启动泵和备用泵,正常运行时用两台汽动给水泵。汽包锅炉给水控制系统包括汽包水位控制系统和给水泵(电动和汽动给水泵)最小流量控制系统。

为适应单元机组的各种运行方式,汽包水位控制系统设计为高可靠性的多回路变结构控制系统。汽包锅炉给水控制系统由以下一些子系统所组成。

1. 测量系统

(1) 汽包水位测量

汽包水位测量目前大多都是经过平衡容器进行“水位—差压”的转换,再用差压变送器测量差压值,同时采用三个独立检测回路取中间值的方案,在每个检测回路中,对水位变送器的输出都用汽包压力对其进行参数修正

$$H=f(\Delta p, p_b)$$

式中: Δp 为差压; H 为汽包水位; p_b 为汽包压力。

根据汽包内部结构、测量容器结构尺寸、锅炉运行参数和变送器安装位置等具体情况,来确定变送器量程、补偿框图及补偿函数,以达到精确测量水位的目的。例如,某 600MW 发电机组的汽包水位参数修正规律为

$$h = \frac{0.958\Delta p - 0.257f_1(p_b) + 0.161}{f_2(p_b)} - 0.167$$

式中： h 为汽包水位； Δp 为测量汽包水位的差压变送器输出； $f_1(p_b)$ 、 $f_2(p_b)$ 为汽包压力信号经函数转换后的信号。

(2) 主蒸汽流量测量。

以汽轮机第一级压力经过主汽温度补偿后作为主蒸汽流量信号为

$$D = f(p_1, T_s)$$

式中： D 为主蒸汽流量； p_1 为汽轮机第一级蒸汽压力； T_s 为主蒸汽温度。

汽轮机第一级压力通常采用三个独立检测回路（三个压力变送器）取中间值，再经主蒸汽温度补偿。

(3) 主给水流量测量。

用节流式差压装置测量主给水流量，并经开方运算及给水温度补偿为

$$W = f(\Delta p, T_w)$$

式中： W 为给水流量； Δp 为节流装置输出的差压； T_w 为给水温度。

总给水量 W_T

$$W_T = W + \sum_{i=1}^n W_i$$

式中： W_i 为各级喷水流量。

给水流量差压法测量通常采用三个独立检测回路（三个差压变送器）三取中，或采用两个独立测量回路（两个差压变送器）二取一的方案。

2. 汽包水位控制系统

汽包水位全程控制系统原理功能框图如图 11-21 所示。

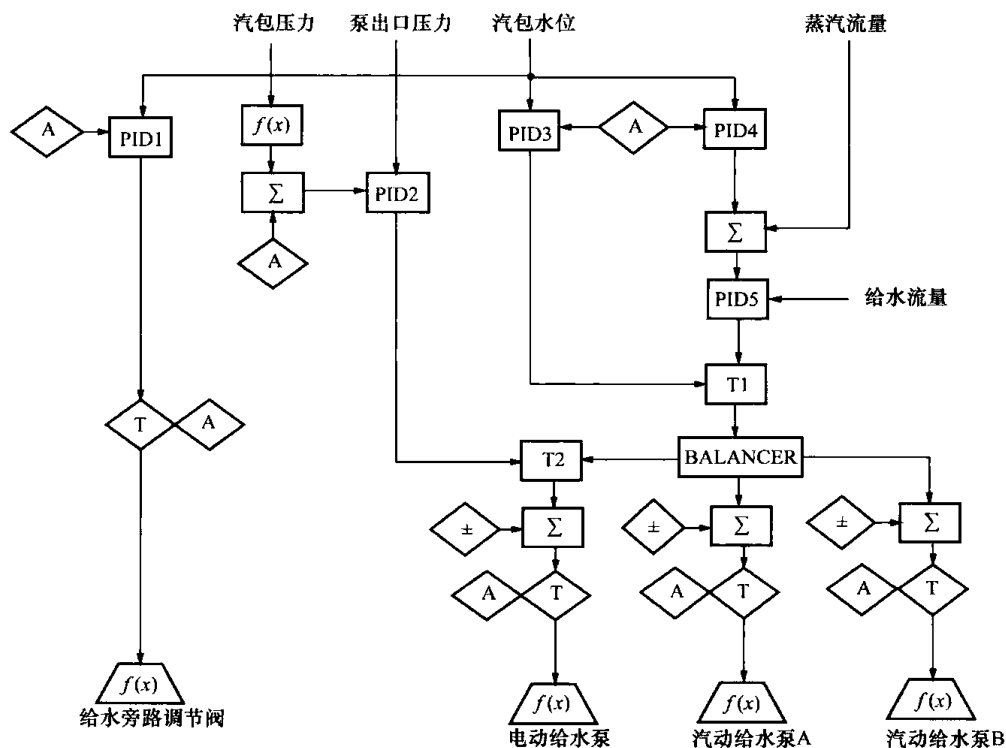


图 11-21 汽包水位全程控制系统原理功能框图

(1) 旁路阀单冲量控制回路。

在机组启动和低负荷（在 0 到某一定值 x 范围内）时，由一台电动给水泵向锅炉供水，因锅炉所需给水流量很小，这时给水控制系统按单冲量调节方式工作，水位偏差信号经过调节器 PID1，去改变给水旁路阀的开度，调节给水流量以保持一定的汽包水位。旁路阀开度一般运行在 0%~80（90）%之间。这时通过调节器 PID2 调节电动给水泵的转速，来控制给水压力，以保证给水泵出口与汽包之间的差压，使汽包上水通道顺畅。

(2) 电动给水泵转速单冲量控制回路

当旁路阀开度达到某一定值（80%~90%）时，控制系统切换到电动给水泵转速调节汽包水位，水位偏差信号经过调节器 PID3，去改变给水泵转速调节给水流量，进而控制汽包水位；当锅炉负荷达到一定值（例如 25%）时，SCS 自动打开主给水管路上的主给水阀，但这时仍为单冲量调节方式。

(3) 给水泵转速三冲量控制回路。

当锅炉负荷升高到电动给水泵额定负荷值（例如 30%）时，启动一台汽动给水泵；当锅炉负荷进一步升高到某预先整定值（例如 35%）时，系统自动切换到串级三冲量调节方式；在正常运行时，两台汽动给水泵运行，汽包水位由汽动给水泵转速控制，为三冲量调节方式。

3. 给水泵最小流量控制系统

当给水泵运行时，为了保证给水泵的安全，在任何工况下都不允许给水泵的流量低于最小允许流量。通过给水泵最小流量控制系统，调节给水泵出口至除氧器水箱管道内的再循环流量，以保证每台给水泵的给水流量不低于最小允许流量。给水泵最小流量控制系统一般为单回路控制系统。三台给水泵就有结构完全相同、控制互相独立的三套给水泵最小流量控制系统，如图 11-22 所示为给水泵最小流量控制系统原理图。

图 11-22 所示给水泵最小允许流量可由运行人员在操作员站上手动设定。

当给水泵入口流量低于某定值（如 350T/H）时，切换器 T1 接 Y 端使给水泵最小流量调节阀强制输出指令至 100%；当给水泵入口流量高于某定值时，切换器 T2 接 Y 端使给水泵最小流量调节阀强制输出指令至 0%。其余情况下给水泵入口流量测量值和给定值的偏差经 PID 调节器后给出最小流量再循环调节阀的开度指令。

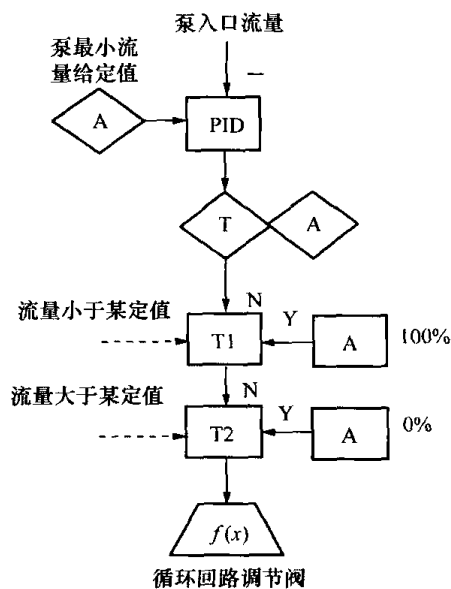


图 11-22 给水泵最小流量控制系统原理图

第五节 600MW 单元机组给水全程控制实例

一、给水热力系统及调节机构

图 11-23 所示是某 600MW 发电机组给水热力系统示意图，机组配三台给水泵，其中一台容量为额定容量 30% 的电动给水泵，两台容量各为额定容量 50% 的汽动给水泵。电动给水泵一般是作为启动泵和备用泵，正常运行时用两台汽动给水泵，两台汽动给水泵由小汽轮

机驱动，其转速控制由独立的小汽轮机电液控制系统（micro-electro-hydraulic control system, MEH）完成，MEH 系统的转速给定值是由给水控制系统设置，MEH 系统只相当于给水控制系统的执行机构。在高压加热器与省煤器之间有主给水电动截止阀、给水旁路截止阀和约 15 %容量的给水旁路调节阀。

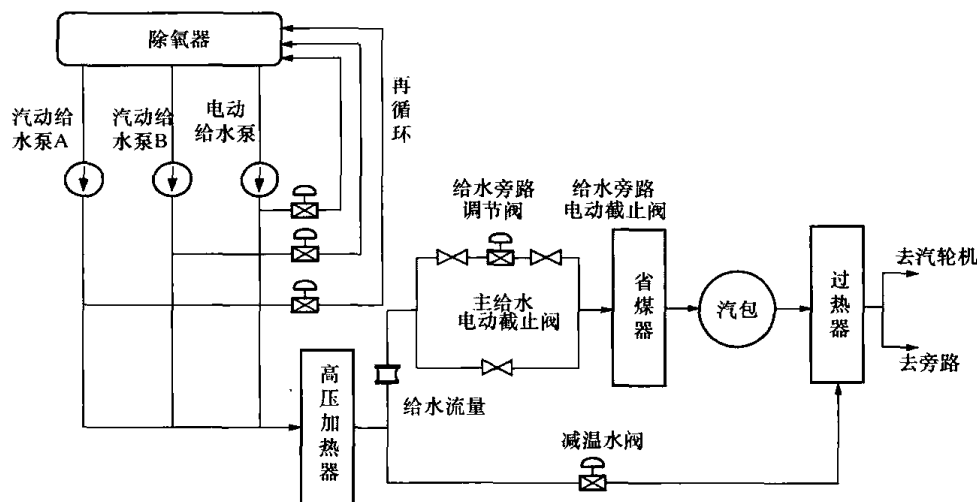


图 11-23 给水热力系统示意图

二、给水控制系统

给水控制系统包括汽包水位控制系统和给水泵最小流量控制系统，流量增加闭锁功能在相应的 MEH 系统实现。

1. 汽包水位控制系统

(1) 信号测量。

1) 汽包水位测量。图 11-24 所示为汽包水位测量回路示意图，其中汽包水位差压和汽包

压力均采用三个独立检测变送器，即有三个测量信号，汽包压力通过中值择选器（MEDIAN SELECT）并经过函数器 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 实现对汽包水位信号进行修正，这样水位 H 、差压 Δp 和汽包压力 p_b 的关系为

$$H=k(f_1(p_b)-\Delta p)f_2(p_b) \quad (11-20)$$

它是式 (11-14) 的另一种形式。

2) 主蒸汽流量。图 11-25 所示为主蒸汽流量测量回路示意图，汽轮机第一级压力采用三个压力变送器，其压力信号经过中值择选器取中值，再经函数发生器 $f(x)$ 后与平均后的主蒸汽温度相乘，即得汽机入口蒸汽流量为

$$D=f(p_1)\times\sqrt{\frac{T_{01}}{T_1}} \quad (11-21)$$

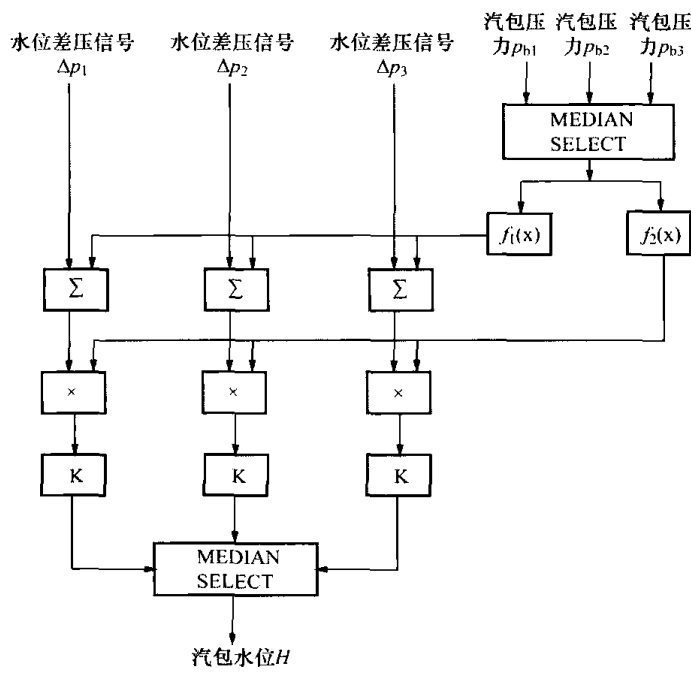


图 11-24 汽包水位测量回路

一般 $f(p_1)$ 取 $\frac{D_o}{p_{o1}}$ 函数形式, D_o 、 p_{o1} 分别为额定工况下的主蒸汽流量和额定工况下的

调速级压力。汽机入口蒸汽流量与旁路流量相加得到主蒸汽流量。

3) 给水流量如图 11-26 所示为给水流量测量回路示意图, 系统对给水流量信号进行了温度校正, 为了保证给水流量测量的可靠性, 对校正后的给水流量信号采用了取中值方法, 这样给水流量 W 与给水温度 T_w 关系为

$$W = \sqrt{\Delta p_m} \times \sqrt{f(T_w)} \quad (11-22)$$

式中: Δp_m 为差压中值; $f(T_w)$ 为表 11-2 的给水温度与给水重度函数关系乘上测量装置的流量系数的平方。

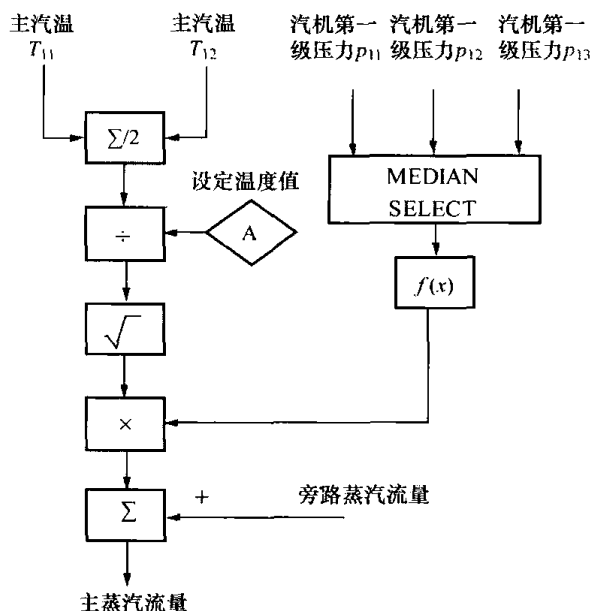


图 11-25 主蒸汽流量测量回路

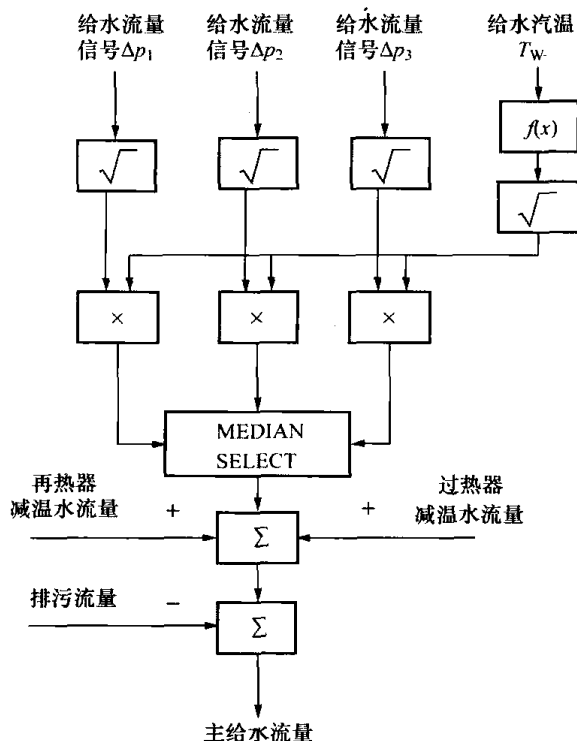


图 11-26 主给水流量测量回路

由于过热器喷水减温器的减温水流量和再热器喷水减温器的减温水流量都最终也转换为蒸汽流量, 因此, 经温度修正后的锅炉给水流量和过热器、再热器的减温水流量相加, 同时还需减去锅炉连续排污流量才能是主给水流量。本系统过热器减温水流量包含一、二级减温器 (每级 A、B 两侧) 共有四个减温水流量信号; 再热器的减温水流量 (A、B 两侧) 共有两个减温水流量信号, 如图 11-26 所示为了简洁仅画出相应的总减温水流量。

(2) 水位控制系统。

汽包水位控制系统如图 11-27 所示, 它是单冲量和串级三冲量两套控制系统构成, 汽包水位设定值由运行人员在操作台面上手动设定。

当锅炉启动或负荷小于 15% 额定负荷阶段, 控制系统是通过调节器 PID1 调节给水旁路的调节阀开度来控制给水量以维持汽包水位, 而此时切换器 T2 接 Y 端, 通过调节器 PID5 调节电动给水泵的转速来维持给水泵出口母管压力与汽包压力之差。当旁路调节阀开到 80% 时, 由 SCS (Sequence control system, 顺序控制系统) 完成开主给水电动阀, 关旁路截止阀。

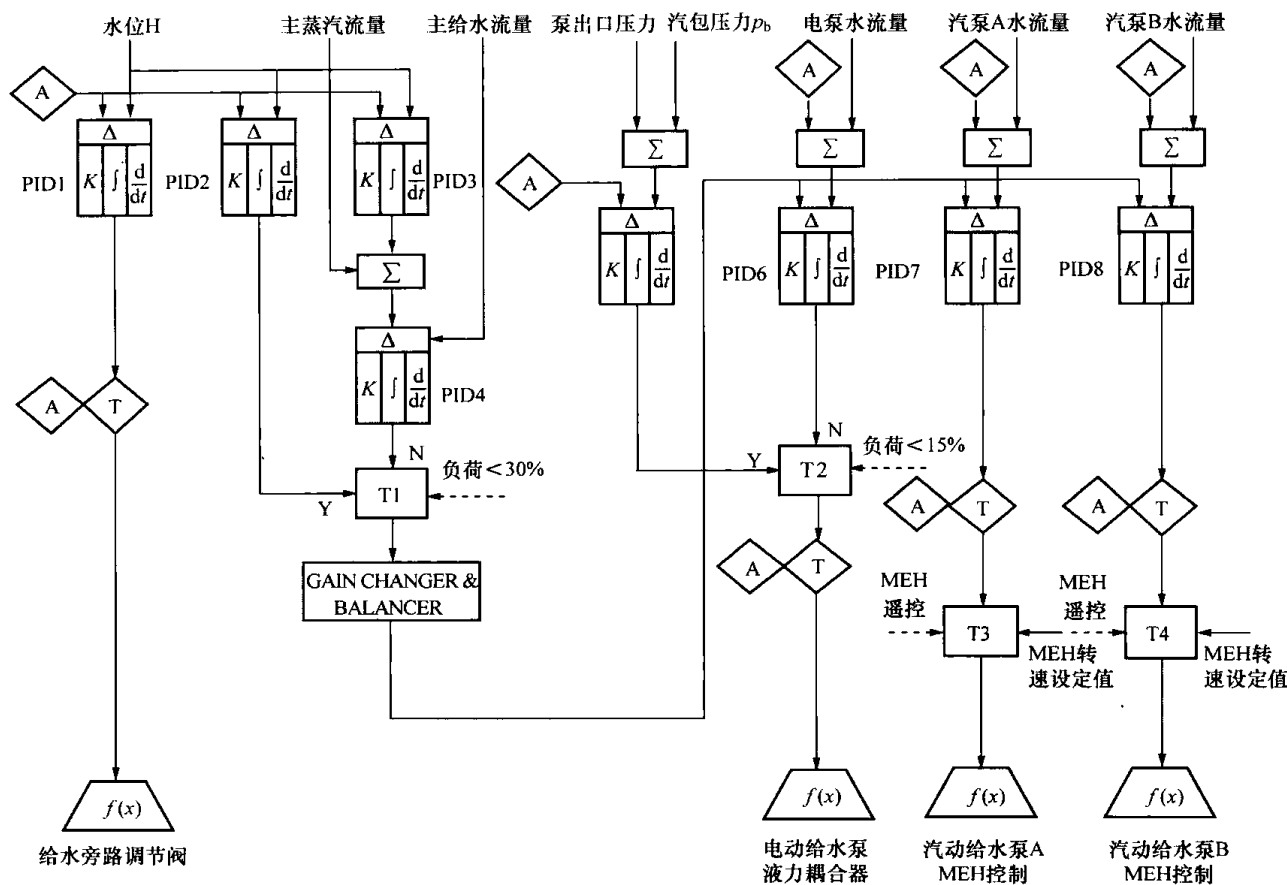


图 11-27 汽包水位控制系统

当负荷在 15%额定负荷以上，但小于 30%额定负荷时，切换器 T1 接 Y 端，切换器 T2 接 N 端，这时汽包水位和设定值的偏差经调节器 PID2，并经调节器 PID6 控制给水泵转速来调节给水流量达到维持汽包水位目的。同时当机组负荷升至 20%额定负荷时，第一台汽动给水泵开始冲转升速。

当负荷大于 30%额定负荷，切换器 T1 接 N 端，给水控制切换为三冲量给水控制。汽包水位控制指令由两个串级调节器 PID3 和 PID4 根据汽包水位偏差、主给水流量和主蒸汽流量三个信号形成。水位设定值与汽包水位偏差经调节器 PID3 后，加主蒸汽流量信号作为副回路 PID4 的设定值，副回路副参数为主给水流量，经 PID 运算后作为给水泵控制的设定值。

当负荷大于 30%额定负荷时，第一台汽动给水泵并入给水系统。当负荷达 40%额定负荷时，第二台汽动给水泵开始冲转升速。当负荷达 60%额定负荷时，第二台汽动给水泵并入给水系统，撤出电动给水泵，将其投入热备用。机组正常时，是通过改变两台汽动给水泵的转速来调节给水量。

由于给水泵的工作特性不完全相同，为稳定各台给水泵的并列运行特性，避免发生负荷不平衡现象，设计了各给水泵出口流量调节回路，将各给水泵的出口流量和转速指令的偏差送入各给水泵调节器（PID6、PID7 和 PID8）的入口，以实现多台给水泵的输出同步功能。GAIN CHANGER & BALANCER 作用是根据给水泵投入自动的数量，调整控制信号的大小。投入自动数目越大，控制信号越小。

当出现下列情况之一时，给水旁路调节阀强制切到手动。

- (1) 汽包水位设定值与实际值偏差大。

- (2) 汽包水位信号故障。
- (3) 汽包压力信号故障。
- (4) 给水旁路调节阀控制指令与反馈偏差大。
- (5) 选择电泵控制水位信号。
- (6) 给水旁路调节阀前截止阀关闭。
- (7) 给水旁路调节阀后截止阀关闭。

当出现下列情况之一时，电动给水泵强制切到手动。

- (1) 汽包水位设定值与实际值偏差大。
- (2) 汽包水位信号故障。
- (3) 电泵未运行。
- (4) 电泵入口流量信号故障。
- (5) 三冲量调节时，给水流量信号故障。
- (6) 三冲量调节时，过热器喷水流量信号故障。
- (7) 三冲量调节时，蒸汽流量信号故障。
- (8) 电泵转速指令与反馈偏差大。
- (9) 电泵入口流量指令与反馈偏差大。

汽动给水泵和电动给水泵切手动条件基本相同，在这不赘述。当汽动给水泵未在遥控方式时，汽动给水泵输出跟踪 MEH 转速设定值。

2. 给水泵最小流量控制

当汽动给水泵 A、汽动给水泵 B 或电动给水泵运行时，为了保证给水泵的安全，在任何工况下都不允许通过给水泵的流量低于最小允许流量。通过调节给水泵再循环流量，以保证通过每台给水泵的给水流量不低于最小允许流量。

给水泵最小流量控制为单回路控制系统。汽动给水泵 A、汽动给水泵 B 和电动给水泵的最小流量控制系统互相独立，结构完全相同，下面以汽动 A 给水泵最小流量控制为例加以说明，控制系统如图 11-28 所示。

汽动给水泵 A 最小允许流量可由运行人员在操作台上手动设定。A 汽动给水泵入口流量两测量值经二选一选择器后选一泵入口流量，该值与设定值的偏差经 PID 调节器后给出汽动给水泵 A 最小流量再循环调节阀的开度指令。

当汽动给水泵 A 入口流量低于 350T/H 时，切换器 T2 接 Y 端，强制调节阀开至 100%。

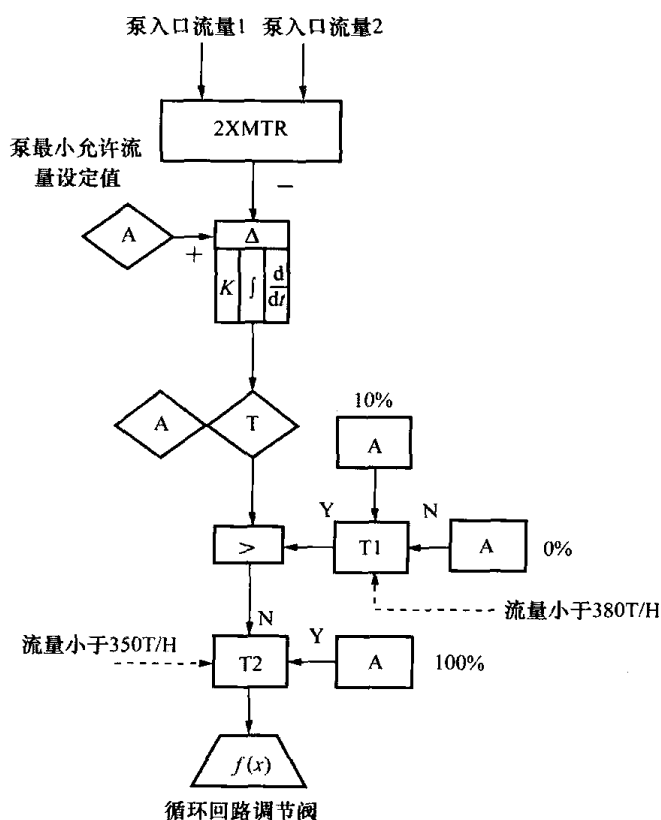


图 11-28 给水泵最小流量控制系统

当汽动给水泵 A 入口流量高于 350T/H; 低于 380T/H 时, 切换器 T2 接 N 端, 切换器 T1 接 Y 端, 这时强制调节阀逐渐开至 10%, 但该值与 PID 调节器的输出进行大值比较后输出控制调节阀的开度。

当汽动给水泵 A 入口流量高于 380T/H, 低于最小允许流量设定值时, 切换器 T1 接 N 端, 这时调节阀开度受 PID 调节器输出控制。

随着汽动给水泵 A 的入口流量不断增大, 且大于最小允许流量设定值时, 调节阀输出指令逐渐至 0%。

当出现下列情况之一时, 系统强制切到手动。

- (1) 泵入口最小允许流量设定值与反馈偏差大。
- (2) 泵入口流量信号故障。
- (3) 给水泵最小流量再循环调节阀控制指令与反馈偏差大。

第十二章 锅炉燃烧过程控制系统

第一节 概述

一、单元机组的基本控制方式

随着电力工业的发展,大型火力发电机组在电网中所占的比例越来越大,而电网因用电结构变化,负荷峰谷差逐步加大,因此要求大型机组具有带变动负荷运行的能力,以便迅速满足负荷变化的需要及参加电网调频。另外,机组容量不断地增加,锅炉的蓄热量相对减少,采用以往的机炉分别控制方式已不适应外界负荷的要求和不利于保持机炉之间的平衡,因此单元制运行下的火力发电机组按锅炉、汽轮机在控制过程中的任务和相互关系的不同,可以有三种基本控制方式,即锅炉跟随控制方式、汽机跟随控制方式和机炉协调控制方式。

1. 锅炉跟随控制方式

图 12-1 所示为单元机组锅炉跟随控制方式示意图。其中虚框内的锅炉主控制器和汽轮机主控制器属于机组负荷控制系统中的协调控制级。当外界“负荷要求”增大时,负荷要求 P_0 与机组实发功率 P_E 出现偏差 $P_0 - P_E$ 。通过汽轮机主控制器发出汽机(主控)指令 TD (Turbine Demand), 该指令作为给定值送到汽轮机控制系统中,汽轮机控制系统根据汽机指令 TD 要求开大进汽调节阀门,增加汽轮机进汽量,从而迅速改变发电机的输出功率,使其和负荷指令 P_0 相一致。当汽轮机进汽调节阀门开度增大后,锅炉主蒸汽压力 p_T 随之降低,压力偏差 $p_0 - p_T$ 通过锅炉主控制器发出锅炉(主控)指令 BD (Boiler Demand), 该指令作为给定值送到锅炉控制系统中,锅炉控制系统根据指令要求增加锅炉的燃烧率(燃烧率指单位时间燃料燃烧发热量,直流锅炉还调节给水量),使输入锅炉的能量和物质与锅炉的输出量相平衡。

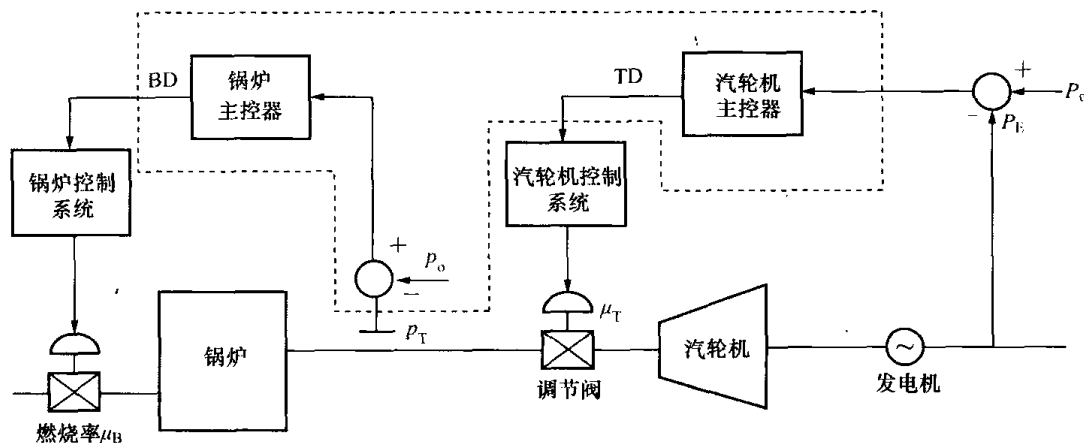


图 12-1 锅炉跟随控制方式

由于燃料的燃烧、传热和水的吸热等过程都需要一定的时间,因此,机组负荷变化时会使主蒸汽压力产生波动。此外,当燃烧率扰动时,如 μ_B 增加使 p_T 升高,蒸汽流量 D 增大,使输出功率增加。汽轮机侧为了保持输出功率,通过汽轮机主控制器和汽轮机控制系统,关小进汽调节阀门,即 μ_T 减小使 p_T 升高,其结果将进一步加剧主蒸汽压力的变化,造成较大的

汽压波动。

从以上控制过程可知,这种控制方式的特点是汽轮机侧调负荷,锅炉侧调汽压。调负荷过程中,锅炉跟随汽轮机而动作,故称为锅炉跟随(Boiler Follow, BF、炉跟机)控制方式。这种控制方式的优点是充分利用了锅炉的蓄热来迅速适应负荷的变化,对机组调峰调频有利。缺点是主蒸汽压力变化较大,对机组的安全经济运行不利。在大型单元机组中,锅炉的蓄热能力相对减小,对于较小的负荷变化,在主蒸汽压力允许的变化范围内充分利用锅炉的蓄热以迅速适应负荷是有可能的,这对电网的频率调节也是有利的。但是,在负荷要求变化较大时,汽压变化就太大,会影响锅炉的正常运行。尤其对于直流锅炉,蓄热能力比汽包锅炉小得多,采用锅炉跟随控制方式适应较大的负荷变化实际上是不可能的。

当单元机组中锅炉设备及其辅机运行正常,而机组的输出功率受到汽轮机设备及其辅机的限制时,可以采用这种锅炉跟随汽轮机的控制方式。

2. 汽机跟随控制方式

图 12-2 所示为单元机组汽机跟随控制方式示意图。当负荷要求 P_0 增加时,锅炉主控制器输出锅炉指令 BD 给锅炉控制系统,调节锅炉的燃烧率。经过一段迟延时间后,锅炉的蒸发量和主蒸汽压力 p_T 逐渐增大,压力偏差 $p_T - p_0$ 通过汽轮机主控制器输出汽机指令 TD,汽轮机控制系统根据 TD 去开大汽轮机进汽调节阀门,使进入汽轮机的蒸汽量增加,机组实发功率 P_E 增加,以适应改变了负荷要求的指令 P_0 。在蒸汽调节阀门开度 μ_T 变化后,可以很快地改变主蒸汽压力 p_i ,使主蒸汽压力 p_T 变化很小。在负荷 P_0 发生变化时,锅炉燃烧率 μ_B 改变后需经一些时间才能改变输出功率 P_E ,因此,机组对负荷响应较慢。此外,在锅炉侧燃烧率发生扰动时,汽压和蒸汽流量将发生变化,汽轮机控制器为保持汽压而动作,改变调节阀门开度 μ_T 使输出功率 P_E 发生波动。

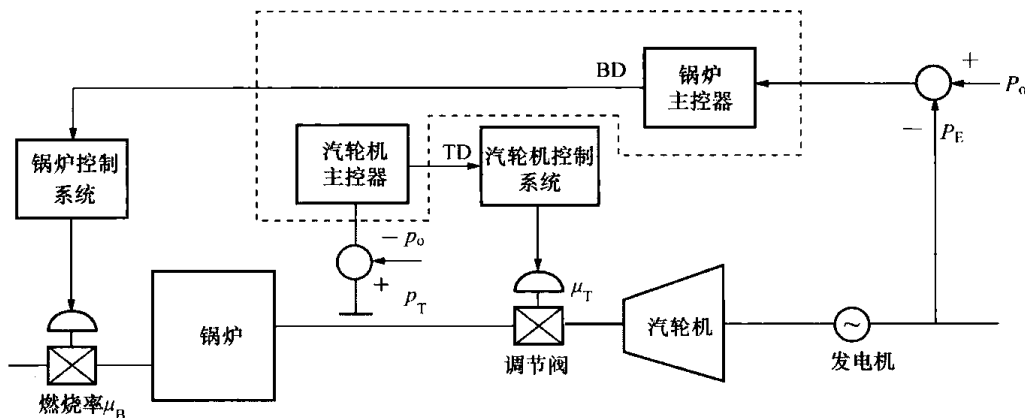


图 12-2 汽机跟随控制方式

这种控制方式的特点是锅炉侧调负荷,汽轮机侧调汽压。在保证主蒸汽压力稳定的情况下,汽轮机跟随锅炉而动作,故称为汽机跟随(Turbine Follow, TF、机跟炉)控制方式。这种控制方式的优点是,在运行中主蒸汽压力相对稳定(汽压变化很小),有利于发电机组的安全经济运行。缺点是由于没有利用锅炉的蓄热,而只有当锅炉改变燃烧率造成蒸发量改变后,才能改变机组的出力,这样适应负荷变化能力较差,不利于机组带变动负荷和参加电网调频。这种控制方式适用于承担基本负荷的单元机组或当机组刚刚投入运行经验还不够时,采用这种系统可使汽压稳定而为机组稳定运行创造条件。

当单元机组中汽轮机设备及其辅机运行正常，而机组的输出功率受到锅炉设备及其辅机的原因限制时，也可以采用这种汽轮机跟随锅炉的控制方式。

3. 机炉协调控制方式

图 12-3 所示为单元机组机炉协调控制方式示意图。当负荷要求改变时，锅炉和汽轮机主控制器对锅炉和汽轮机控制系统分别发出的 BD 和 TD 指令中都含有负荷偏差 $P_0 - P_E$ 信号，因此，锅炉和汽轮机都进行负荷调节，即同时改变锅炉的燃烧率和汽轮机的进汽量进行负荷调节，同时为了使汽压变化幅度不致太大，还根据主蒸汽压力 p_T 偏离给定值 p_0 的情况适当地限制汽轮机进汽调节阀门的开度变化和适当地加强锅炉的控制作用。当调节结束时，机组的输出功率 P_E 等于负荷要求 P_0 ，而主蒸汽压力 p_T 等于给定值 p_0 。

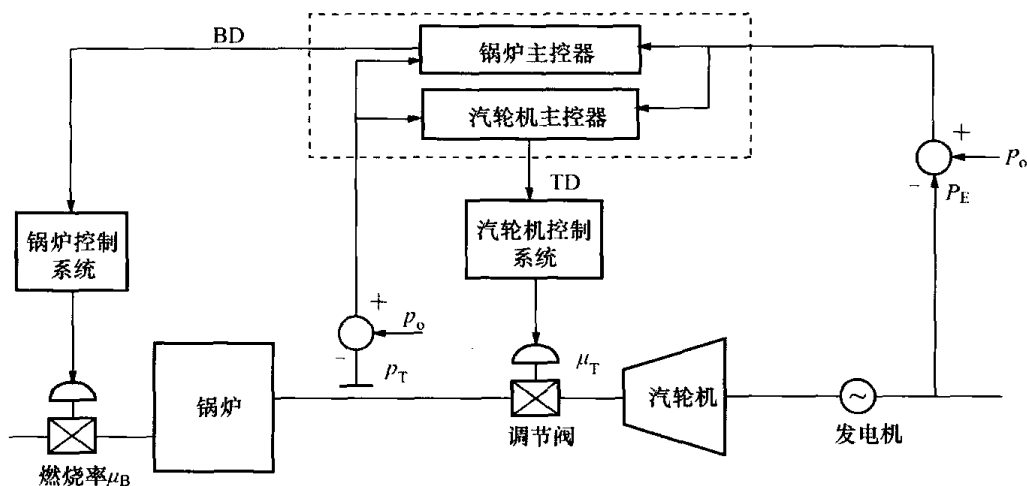


图 12-3 机炉协调控制方式

在负荷调节动态过程中，机炉协调控制可以使汽压在允许的范围内波动，这样可以充分利用锅炉的蓄热，使单元机组较快地适应负荷要求的变化，同时主蒸汽压力 p_T 的变动范围也不大，因而机组的运行工况比较稳定。

当单元机组锅炉侧和汽轮机侧设备都运行正常时，而且相应的控制系统都投入自动时，可以采用机炉协调控制方式。

为了适应不同的运行工况，大型单元机组负荷控制系统均具备这几种控制方式。

由上可知，锅炉控制系统是单元机组负荷控制系统的一个子系统，其接收的 BD 指令来自系统协调级，其控制任务与机组运行方式有关。对于汽包锅炉来说，参与单元机组负荷控制的锅炉控制系统就是锅炉燃烧过程控制系统。

二、燃烧过程控制任务

1. 满足机组负荷要求，维持主蒸汽压力稳定

当机组运行方式为汽机跟随控制方式时，燃烧控制系统负担着机组出力，即调节功率；当机组运行方式为锅炉跟随控制方式时，燃烧控制系统维持主蒸汽压力稳定；当机组运行方式为协调控制方式时，燃烧控制系统既要负担着机组出力，又要维持主蒸汽压力稳定。因此，可见燃烧过程控制任务与机组运行方式密切相关。

2. 保证燃烧过程经济性

保证燃烧过程经济性是提高锅炉效率的一个重要方面，目前经济性是靠维持进入炉膛燃

料量与通风量之间最佳比值来保证,有足够风使燃料得以充分燃烧,同时尽可能减少排烟造成的热损失。一般采用烟气过剩空气系数(烟气含氧量)来校正燃料量与风量之间的比值进而保证燃烧过程的经济性。

3. 保证燃烧过程稳定性

燃烧稳定性影响着锅炉运行的安全性和经济性,影响燃烧稳定性的因素很多,其中炉膛压力是重要因素之一。炉膛压力反映着燃烧过程送风与引风之间的工质平衡关系,送风量大于引风量时,炉膛压力增加,会造成炉膛往外喷灰或喷火;送风量小于引风量,增加引风耗电,增加炉膛漏风,炉温下降,影响炉内燃烧工况;此外,炉膛压力波动还影响燃料的燃烧稳定性,对锅炉安全运行有影响。为了保证燃烧过程稳定性,需要对炉膛压力进行控制,维持锅炉炉膛压力稳定。

三、燃烧过程调节量

根据燃烧控制任务,主要调节以下三个物理量。

1. 燃料量调节

通过调节燃料量使入炉燃料燃烧所产生的量能与锅炉外部负荷需求的量能相适应。

2. 送风量调节

燃料量改变时,送风量也应改变,以保证燃料的完全燃烧和排烟热损失最小。调节送风量的目的是保证锅炉燃烧过程的经济性。由于过剩空气系数还不能直接测量,因此用测量烟气含氧量这一间接指标来判断燃烧经济性,或者直接平衡风与燃料比值来保证燃烧经济性。

3. 引风量调节

调节引风量的目的是使引风量与送风量相适应,以保持炉膛压力在要求范围内,一般通过调节引风量使炉膛维持在微负压状态,以保证燃烧过程稳定性。

四、燃烧过程控制特点

燃烧过程三项控制任务,对应着三个调节量(燃料量、送风量、引风量)以维持三个被调量(机组负荷或主蒸汽压力 p_T 、过剩空气系数 α 或最佳烟气含氧量、炉膛压力 p_s),其中主蒸汽压力 p_T 是锅炉燃料热量与汽轮机需要能量是否平衡的指标;过剩空气系数 α 是燃料量 M 和送风量 V 是否保持适当比例的指标;炉膛压力 p_s 是送风量 V 和引风量 V_s 是否平衡的指标。

燃烧过程三个被调量的调节存在着明显的相互影响。这主要是由于对象内部(各调节量与各被调量之间)存在相互作用。即其中每个被调量都同时受到几个调节量的影响,而每个调节量的改变又能同时影响几个被调量。图 12-4 表示了燃烧被控对象调节量对被调量的影响。所以燃烧过程是一个多输入多输出、且变量间具有相互耦合的被控对象。

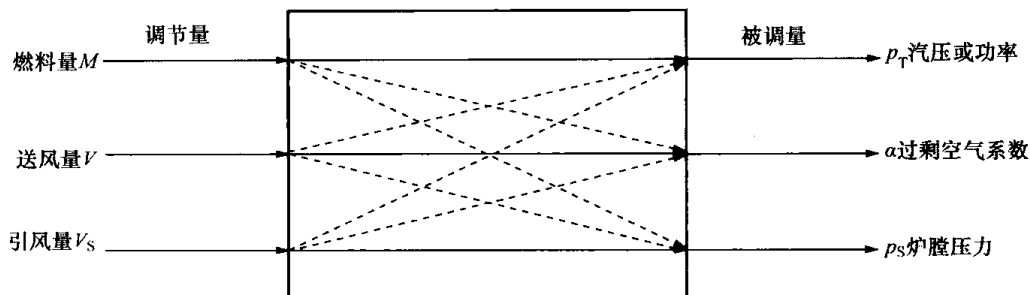


图 12-4 燃烧对象

虽然燃烧过程对象三个调节量对三个被调量都有严重影响,但如果在锅炉运行过程中,严格保持燃料量 M 、送风量 V 和引风量 V_s 这三个调节量比例变化,就能保持主蒸汽压力 p_T 、过剩空气系统 α 和炉膛压力 p_s 基本不变。也就是说,当锅炉负荷要求变化时,燃烧过程控制系统应使 M 、 V 、 V_s 这三个调节量同时按比例地快速改变,以适应外界负荷的需要,并使 p_T 、 α 、 p_s 基本不变;当锅炉负荷要求不变时,燃烧过程控制系统应能保持相应的调节量稳定不变。因此,燃烧过程控制系统的设计和分析,显然要比前面所讨论过的汽包水位、锅炉给水、汽温等这类单变量对象要复杂得多。

第二节 燃烧过程被控对象动态特性

锅炉燃烧过程是一个多输入/多输出对象,一般通过调节燃料量 M 控制主蒸汽压力 p_T (或机组负荷);调节送风量 V 控制过剩空气系统 α (烟气含氧量);调节引风量 V_s 控制炉膛压力 p_s 。在这三个被调量中,汽压动态特性最为复杂和重要,因此,下面着重分析汽压被控对象的动态特性。

一、汽压被控对象数学模型与动态分析

1. 汽压被控对象数学模型

汽压被控对象产生流程如图 12-5 所示,燃料与相应送风量进入炉膛,燃料燃烧产生的热量被布置炉膛四周的蒸发受热面吸收而产生蒸汽,蒸汽流经过热器被加热成过热蒸汽,过热蒸汽由蒸汽管道送入汽轮机做功。

根据汽压被控对象生产流程画出汽压对象方框图如图 12-6 所示。汽压受控对象由锅炉燃烧部分 (炉膛) 1、蒸发部分 2、过热部分 3 和汽轮机 4 四个部分组成。下面流程简要分析各部分的动态特性。

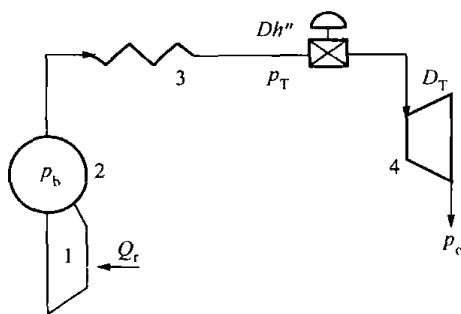


图 12-5 蒸汽产生过程

1—炉膛; 2—汽包; 3—过热器; 4—汽轮机

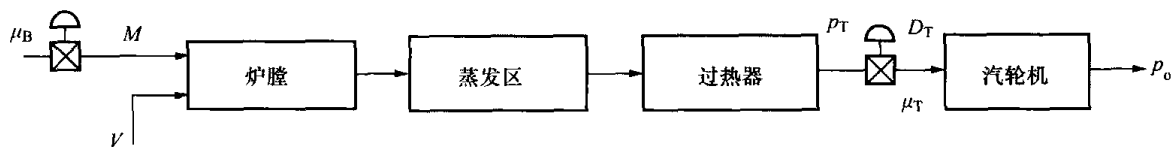


图 12-6 蒸汽产生过程方框图

W —给水量; h_s —给水热焓; p_b —汽包压力; D —蒸汽流量; u_B —燃料量调节机构开度;
 D_T —汽机耗汽量; u_T —汽机进汽阀开度; p_o —汽机背压; h —过热蒸汽热焓; p_T —主蒸汽压力

环节 1 燃料调节机构动作后,燃料入炉燃烧,所释放的热量由炉内受热而吸收的整个过程。燃烧过程的热平衡方程为

$$Q_{r1} = MQ_{ar}\eta\varphi = K'_M M \quad (12-1)$$

式中: Q_{r1} 为炉内一次工质吸热量, kJ/s ; M 为燃料量, kg/s ; Q_{ar} 为燃料收到基的低位发热量, kJ/kg ; η 为锅炉热效率, %; φ 为一次工质吸热量占锅炉总吸热量份额, %。

燃料在极短的时间内完成燃烧及放热过程,而传热过程可近似用迟延来表示。由于汽压生产过程仅考虑一次工质,一次工质吸热量 Q_{r1} 将视为整个汽压生产过程的总吸热量,记作 Q_r ,由此可得,环节 1 的传递函数 $G_1(s)$

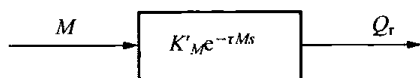


图 12-7 环节 1 方框图

$$G_1(s) = \frac{Q_r(s)}{M(s)} = K'_M e^{-\tau_M s} \quad (12-2)$$

其方框图如图 12-7 所示。

环节 2 炉内工质吸热后蒸发（和过热）的过程。炉内工质总吸热量为 Q_r 后，一部分被过热蒸汽带走；另一部分使得锅炉内饱和水的焓增加，即锅炉蓄热的增量。因此，

环节 2 的动态热平衡方程为

$$Q_r dt = (h'' - h_s) D dt + W_b dh_b \quad (12-3)$$

式中： h'' 、 h_s 、 h_b 分别为过热蒸汽、给水及饱和焓值，kJ/kg； D 为蒸汽流量，kg/s； W_b 为锅炉蓄水量，kg。

h_b 是饱和蒸汽压力（汽包压力） p_b 的函数为

$$\begin{aligned} h_b &= f(p_b) \\ dh_b &= [df(p_b)/dp_b] dp_b \end{aligned} \quad (12-4)$$

代入式 (12-3)，得

$$Q_r dt = (h'' - h_s) D dt + W_b \frac{df(p_b)}{dp_b} dp_b \quad (12-5)$$

令

$$D_Q = \frac{Q_r}{h'' - h_s} \quad (12-6)$$

$$C_b = W_b \frac{df(p_b)}{dp_b} \frac{1}{h'' - h_s} \quad (12-7)$$

则式 (12-5) 可表达为

$$D_Q = D + C_b \frac{dp_b}{dt} \quad (12-8)$$

式 (12-8) 是动态热平衡方程式的另一种形式。其中 C_b 为锅炉的蓄热系数，代表锅炉蓄热能力，即汽包压力每上升（下降）一个 MPa，锅炉内工质所吸收（或释放）的热量。由式 (12-6) 可知： D_Q 与总吸热量 Q_r 有关，故称为热量信号，但它是用蒸汽流量单位来表示炉膛内的发热量。

对式 (12-8) 两边求拉氏变换，得

$$D_Q(s) = D(s) + C_b s p_b(s) \quad (12-9)$$

其方框图如图 12-8 所示。

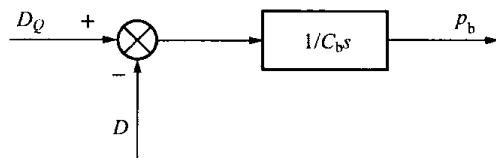


图 12-8 环节 2 方框图

环节 3 (1) 在此环节仅考虑过热器的流通特性（其吸热量已在环节 2 中考虑），其疏通阻力为 K_{gr} ，则

$$p_b - p_T = K_{gr} D^2 \quad (12-10)$$

式中： p_T 为主蒸汽压力。

对式 (12-10) 取增量，得

$$d(p_b - p_T) = 2K_{gr} D dD \quad (12-11)$$

令 $R_{gr} = 2K_{gr} D$ ，为过热器动态阻力系数，对式 (12-11) 两边进行拉氏变换

$$G'_3(s) = \frac{D(s)}{p_b(s) - p_T(s)} = \frac{1}{R_{gr}} \quad (12-12)$$

其方框图如图 12-9 所示。

(2) 主蒸汽管道。

p_T 主蒸汽压力反映锅炉蒸发量与汽机耗汽量 D_T 之间的物质平衡关系。管道是一个容量很小的容器，所以可将其看做是具有积分特性：

$$G_3'(s) = \frac{p_T(s)}{D(s) - D_T(s)} = \frac{1}{C_M s} \quad (12-13)$$

式中： C_M 为蒸汽管路容量系数，kg/MPa。

其方框图如图 12-10 所示。

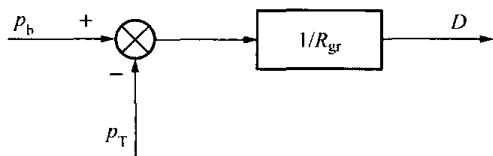


图 12-9 环节 3 过热器方框图

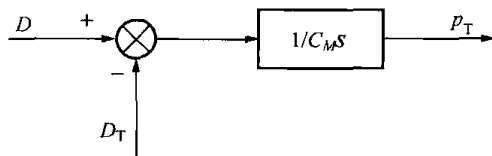


图 12-10 环节 3 管道方框图

环节 4 汽轮机作为负荷设备，其耗汽特性与其机组控制方式有关。

(1) 当汽轮机控制系统未投入功率、频率调节，即为纯液压调速系统时，汽轮机耗汽量 D_T 是主蒸汽压力 p_T 、汽机背压力 p_0 和调节汽门开度 μ_T 的函数，其特性近似为

$$D_T(s) = \frac{1}{R_T} [p_T(s) - p_0(s)] + K_T \mu_T(s) \quad (12-14)$$

式中： R_T 为汽机流通阻力系数，MPa/(kg/s)； K_T 为汽机调节阀门斜率； μ_T 为汽机调节阀门开度。

由于 p_0 很小，则式 (12-14) 近似为

$$D_T(s) = \frac{1}{R_T} p_T(s) + K_T \mu_T(s) \quad (12-15)$$

其方框图如图 12-11 所示。

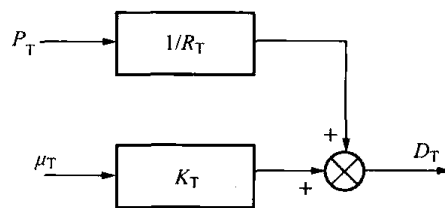


图 12-11 纯液压调速的耗汽量

(2) 当汽轮机控制系统投入功率、频率调节时，即为功频电液控制系统时，为维持汽轮机功率 P_T 为给定值，其耗汽量与 P_T 关系为

$$D_T(s) = K_p P_T(s) \quad (12-16)$$

式中： P_T 为汽轮机功率； K_p 为汽机耗汽系数。

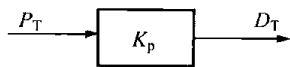


图 12-12 投功频调节的耗汽量

其方框图如图 12-12 所示。

以上分析了汽压生产过程中的各环节，为了便于求出汽压被控对象的传递函数，以热量信号 D_Q 代替炉膛发热量 Q_r 作为环节 1 的输出。

$$D_Q = \frac{Q_r}{h'' - h_s}$$

于是环节 1 的传递函数为

$$G_1(s) = \frac{D_Q(s)}{M(s)} = \left(\frac{K'_M}{h'' - h_s} \right) e^{-\tau_M s} = K_M e^{-\tau_M s} \quad (12-17)$$

综合以上环节的方框图,便可得到汽压被控对象的方框图。如图 12-13 和图 12-14 所示分别为汽轮机控制系统采用纯液压调速系统和功频电液控制系统时,汽压被控对象的方框图。

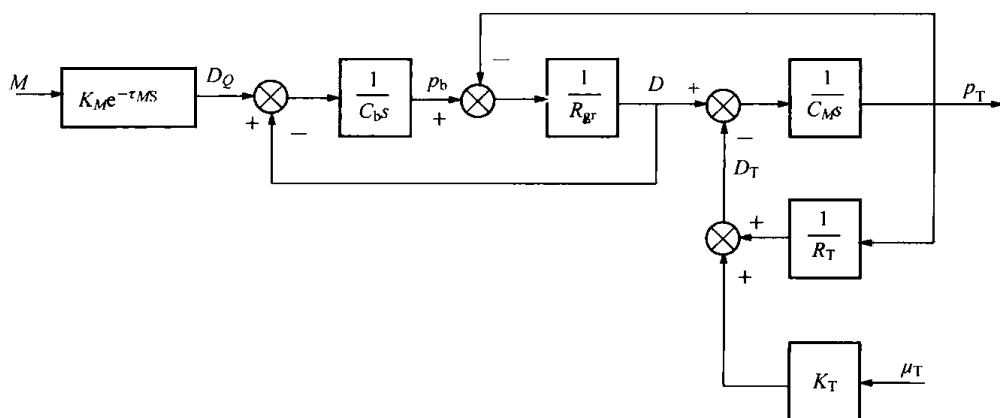


图 12-13 汽轮机控制系统为纯液压调速系统的汽压被控对象方框图

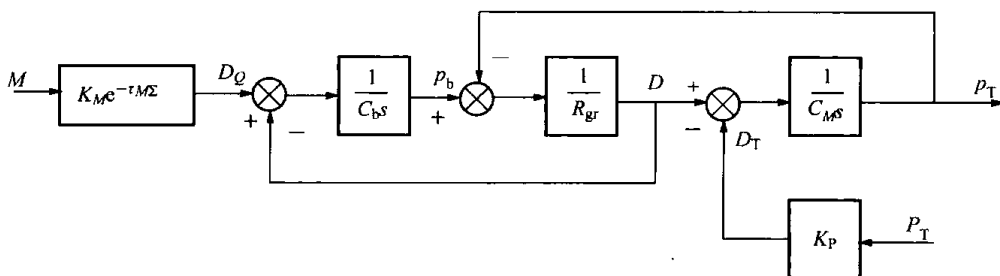


图 12-14 汽轮机控制系统为功频电液控制系统的汽压被控对象方框图

以上分析可知:引起汽压变化的主要扰动是,以燃料量为代表的燃烧率扰动,以汽轮机耗汽为代表的外界负荷扰动。下面分别分析各自扰动下的汽压动态特性。

2. 燃料量扰动下汽压被控对象的动态特性

(1) 汽轮机控制系统为纯液压调速系统时,对图 12-13 所示应用梅逊公式,可得燃料扰动下,汽包压力和主蒸汽压力的传递函数分别为

$$G_{p_b M}(s) = \frac{p_b(s)}{M(s)} = \frac{\frac{1}{C_b s} \times K_M e^{-\tau_M s} \left(1 + \frac{1}{C_M s R_{gr}} + \frac{1}{C_M s R_T} \right)}{1 + \frac{1}{C_b s R_{gr}} + \frac{1}{C_M s R_T} + \frac{1}{R_{gr} C_M s} + \frac{1}{C_b s R_{gr} C_M s R_T}}$$

$$= \frac{(R_{gr} R_T C_M s + R_T + R_{gr}) K_M e^{-\tau_M s}}{R_{gr} R_T C_b C_M s^2 + R_T C_M s + R_{gr} C_b s + R_T C_b s + 1} \quad (12-18)$$

$$G_{p_T M}(s) = \frac{p_T(s)}{M(s)} = \frac{K_M e^{-\tau_M s} \frac{1}{C_b s} \times \frac{1}{R_{gr}} \times \frac{1}{C_M s}}{1 + \frac{1}{C_b s R_{gr}} + \frac{1}{C_M s R_T} + \frac{1}{R_{gr} C_M s} + \frac{1}{C_b s R_{gr} C_M s R_T} \times \frac{1}{C_M s R}}$$

$$= \frac{R_T K_M e^{-\tau_M s}}{R_{gr} R_T C_b C_M s^2 + R_T C_M s + R_{gr} C_b s + R_T C_b s + 1} \quad (12-19)$$

由于管道容量系数 C_M 很小, 则 $C_M \approx 0$, 于是式 (12-18) 和式 (12-19) 可简化为

$$G_{p_b M}(s) = \frac{p_b(s)}{M(s)} = \frac{R_{gr} + R_T}{(R_{gr} + R_T)C_b s + 1} K_M e^{-\tau_M s} = \frac{A}{T_b s + 1} e^{-\tau_M s} \quad (12-20)$$

$$G_{p_T M}(s) = \frac{p_T(s)}{M(s)} = \frac{R_T}{R_{gr} + R_T} \cdot \frac{R_{gr} + R_T}{(R_{gr} + R_T)C_b s + 1} K_M e^{-\tau_M s} = K \frac{A}{T_b s + 1} e^{-\tau_M s} \quad (12-21)$$

$$T_b = C_b (R_{gr} + R_T)$$

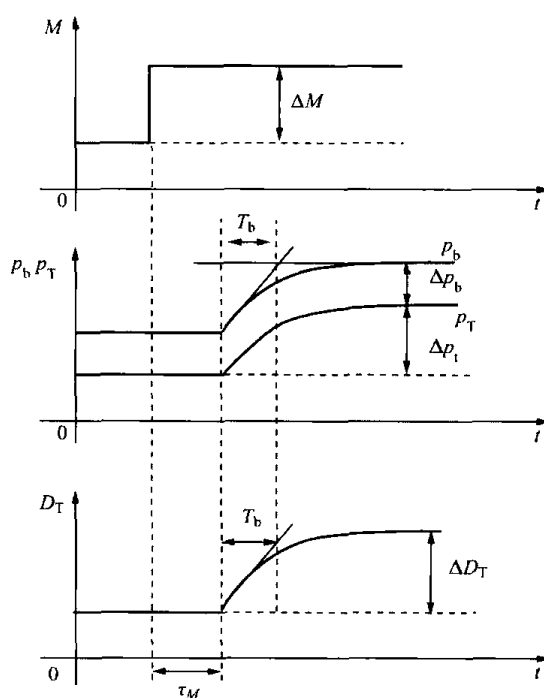
$$A = K_M (R_{gr} + R_T)$$

$$K = \frac{R_T}{R_{gr} + R_T}$$

由于时间常数 T_b 、静态放大系数 A 和 K 均与 R_{gr} 、 R_T 有关, 而 R_{gr} 、 R_T 与蒸汽负荷有关, 因此, T_b 、 A 和 K 均有随负荷变化而变化的特性, 这对燃烧控制系统整定是不利的。

根据式 (12-20)、式 (12-21) 以及式 (12-14) 可得, 在燃料量 M 扰动下, 当汽轮机调节阀门开度 μ_T 不变的情况下, 汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 以及汽轮机耗汽量 D_T 的阶跃响应曲线如图 12-15 所示。

由于汽轮机控制系统为纯液压调速系统, 当发生燃料扰动时, 如燃料增加 (燃烧率增加), 在汽轮机调节阀门开度 μ_T 不改变情况下, 这时随着汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 增加, 汽轮机耗汽量 D_T 也增加, 直至 $\Delta D_T = \Delta D$, 使燃烧过程达到新的能量平衡。



161

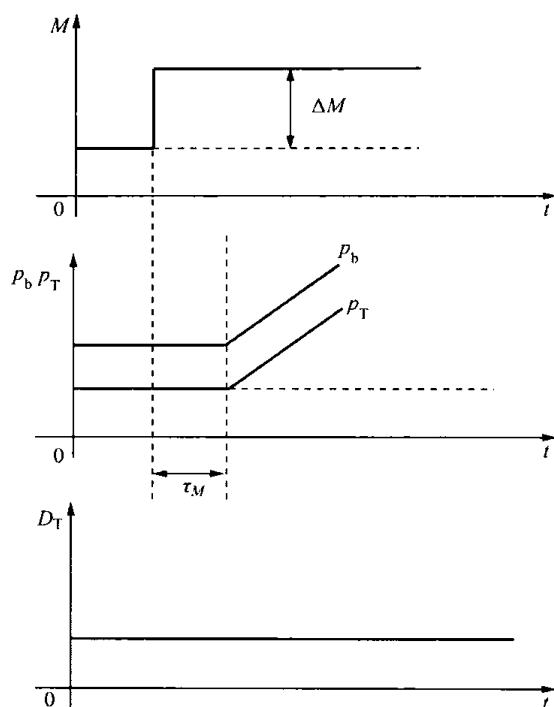
(2) 汽轮机控制系统为功频电液控制系统 图 12-15 μ_T 不变时燃料量扰动下的汽压特性 时, 对图 12-14 根据梅逊公式, 可得燃料扰动下, 汽包压力和主蒸汽压力的传递函数分别为

$$G_{p_b \mu_T}(s) = \frac{\frac{1}{C_b s} \left(1 + \frac{1}{C_M R_{gr} s} \right)}{1 + \frac{1}{C_b R_{gr} s} + \frac{1}{C_M R_{gr} s}} K_M e^{-\tau_M s} = \frac{R_{gr} C_M s + 1}{(R_{gr} C_b C_M s + C_M + C_b) s} K_M e^{-\tau_M s} \quad (12-22)$$

$$G_{p_T \mu_T}(s) = \frac{1}{(R_{gr} C_b C_M s + C_M + C_b) s} K_M e^{-\tau_M s} \quad (12-23)$$

同理, 令 $C_M = 0$, 则式 (12-22) 和式 (12-23) 可简化为

$$G_{p_b \mu_T}(s) = \frac{K_M}{C_b s} e^{-\tau_M s} \quad (12-24)$$

图 12-16 D_T 不变时燃料量扰动下的汽压特性

$$G_{p_T \mu_T}(s) = \frac{K_M}{C_b s} e^{-\tau_M s} \quad (12-25)$$

根据式(12-24)、式(12-25)以及式(12-16)可得: 在燃料量 M 扰动下, 当汽轮机功率不变的情况下, 汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 以及汽轮机耗汽量 D_T 的阶跃响应曲线如图 12-16 所示。

由于汽轮机控制系统为功频电液控制系统, 当发生燃料扰动时, 如燃料增加(燃烧率增加), 由于汽轮机功率 P_T 不变, 汽轮机耗汽量 D_T 也不变, 这时随着汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 增加, 汽轮机控制系统调节开度 μ_T 以维持汽轮机功率不变, 则 $\Delta D_T = 0$, 因而燃烧率扰动造成能量不平衡, 多余能量全部存储在炉内, 使得汽包压力 p_b 成积分形式上升。

3. 汽轮机负荷扰动下汽压被控对象动态特性

(1) μ_T 扰动下汽压被控对象动态特性。

汽轮机控制系统为纯液压调速系统时, 负荷扰动表现为调节汽门开度 μ_T 的阶跃变化, 对图 12-13 应用梅逊公式, 可得 μ_T 扰动下, 汽包压力和主蒸汽压力的传递函数分别为

$$G_{p_b \mu_T}(s) = \frac{p_b(s)}{\mu_T(s)} = \frac{-K_T R_T}{(R_{gr} R_T C_b s + R_T) C_M s + (R_{gr} + R_T) C_b s + 1} \quad (12-26)$$

$$G_{p_T \mu_T}(s) = \frac{p_T(s)}{\mu_T(s)} = \frac{-K_T (R_T R_{gr} C_b s + R_T)}{(R_{gr} R_T C_b s + R_T) C_M s + (R_{gr} + R_T) C_b s + 1} \quad (12-27)$$

当 $C_M \approx 0$ 时, 上两式可简化为

$$G_{p_b \mu_T}(s) = \frac{-K_T R_T}{(R_{gr} + R_T) C_b s + 1} \quad (12-28)$$

$$G_{p_T \mu_T}(s) = -\frac{K_T (R_T R_{gr} C_b s + R_T)}{(R_{gr} + R_T) C_b s + 1} \quad (12-29)$$

根据式(12-27)、式(12-29)和式(12-14)可得, 在 μ_T 扰动下, 汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 以及汽轮机耗汽量 D_T 的阶跃响应曲线如图 12-17 所示。

μ_T 阶跃增加 $\Delta \mu_T$, 使汽轮机耗汽量增加 ΔD_T , 由于 $C_M \approx 0$, 有 $\Delta D = \Delta D_T$ 。同时主蒸汽压力 p_T 有一负向跳变, 以增加过热器流通量 ΔD 。由于燃烧率没有变, 则汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 逐步下降, 该过程是通过释放锅炉蓄热量来满足蒸汽流量变化。由于 μ_T 不再改变,

随着 p_T 下降, D_T 逐渐减少, 直到回到扰动前的值, 燃烧过程恢复能量平衡, p_b 、 p_T 稳定在新值。

(2) D_T 扰动下汽压被控对象动态特性。

汽轮机控制系统为功频电液控制系统时, 机组功率 P_T 阶跃增加时, 由于 $D_T = K_p P_T$, 系统不断调节 μ_T , 以使 D_T 阶跃增加。对图 12-14 根据梅逊公式, 可得 D_T 扰动下, 汽包压力和主蒸汽压力的传递函数分别为

$$G_{p_b D_T}(s) = \frac{p_b(s)}{D_T(s)} = \frac{-1}{(R_{gr} C_M C_b s + C_M + C_b)s} \quad (12-30)$$

$$G_{p_T D_T}(s) = \frac{p_T(s)}{D_T(s)} = \frac{-(R_{gr} C_b s + 1)}{(R_{gr} C_M C_b s + C_M + C_b)s} \quad (12-31)$$

当 $C_M \approx 0$ 时, 上两式可简化为

$$G_{p_b D_T}(s) = \frac{p_b(s)}{D_T(s)} = \frac{-1}{C_b s} \quad (12-32)$$

$$G_{p_T D_T}(s) = -\left(R_{gr} + \frac{1}{C_b s}\right) \quad (12-33)$$

由式 (12-32)、式 (12-33) 可知, 在 D_T 扰动下, 汽包压力 p_b 为反向积分特性, 主蒸汽压力 p_T 为反向比例加积分特性, 积分速度仅与 C_b 有关。图 12-18 所示为 D_T 扰动下, 汽包压力 p_b 、主蒸汽压力 p_T 的阶跃响应曲线。

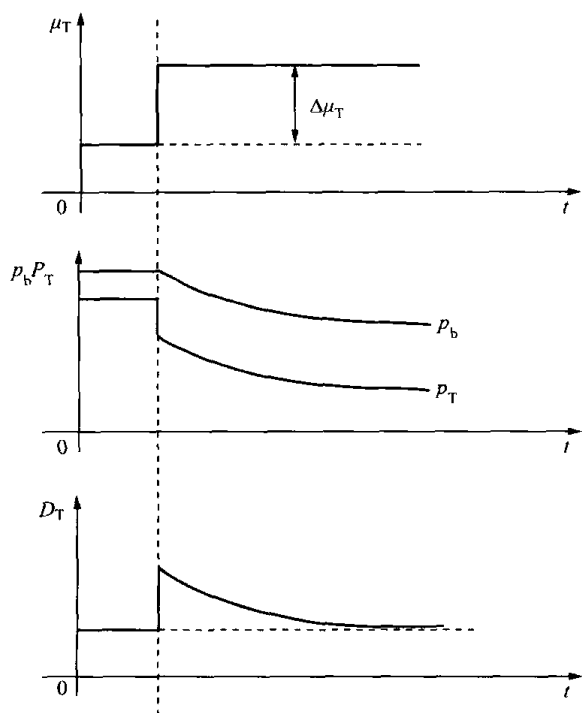


图 12-17 μ_T 扰动下的汽压特性

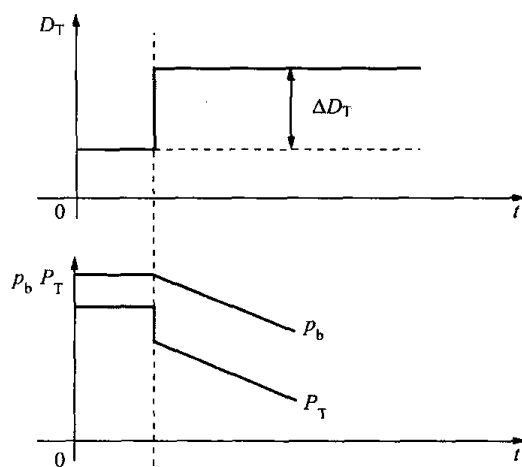


图 12-18 D_T 扰动下的汽压特性

与 μ_T 扰动相似, D_T 阶跃增加时, 为了增加过热器流通量, P_T 有一反向跳变, 之后 p_b 、 P_T 呈积分规律下降。 C_b 越大, 则压力下降的速度越慢。

二、烟气含氧量动态特性

烟气含氧量是保证经济燃烧的重要指标。由于维持烟气含氧量的主要调节手段是控制送风机的送风量。当然燃料量变化和引风量变化都会影响烟气含氧量。这里所介绍的烟气含氧量动态特性是指在送风量扰动下，烟气含氧量随时间变化的特性，如图 12-19 所示。可见该动态特性具有迟延、惯性和自平衡能力的特点。其传递函数一般为

$$G_{av}(s)=\frac{K_v}{T_v s+1}e^{-\tau_v s} \tag{12-34}$$

或

$$G_{av}(s)=\frac{K_v}{(Ts+1)^2} \tag{12-35}$$

三、炉膛压力动态特性

炉膛压力是保证燃烧稳定性的重要指标。图 12-4 所示维持炉膛压力的主要调节手段是控制引风机的引风量。在引风量 V_s 负向扰动下，炉膛压力 p_s 的响应曲线如图 12-20 所示。其动态特性具有响应快、惯性小和自平衡能力的特点。由于炉膛压力响应快，因此常作比例特性处理。

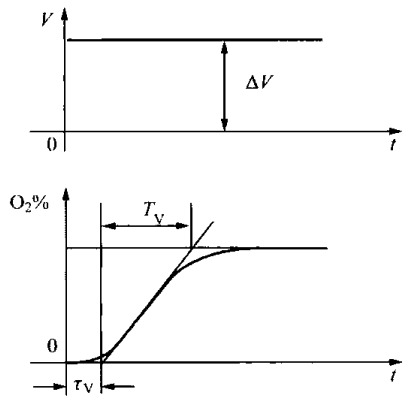


图 12-19 送风量扰动下的氧量响应曲线

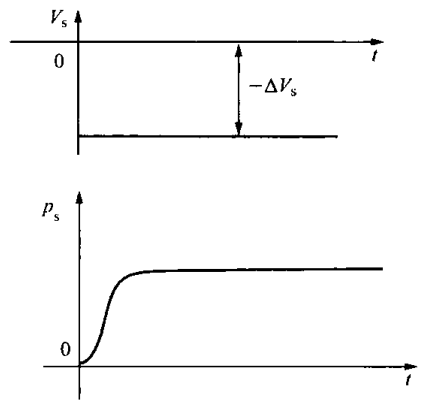


图 12-20 引风量扰动下的负压响应曲线

第三节 燃烧过程控制基本方案

一、燃烧过程控制的基本构成

通过前面对象特性分析可知，对于多输入/多输出的燃烧过程控制的设计和分析要比前面介绍过的锅炉给水和蒸汽温度等这类多输入/单输出对象要困难得多。到目前为止，对于各种类型的多变量对象自动控制问题还很难用统一的理论和方法来分析和设计，这不仅仅是因为有些理论非常复杂、方法的工程实现也很困难，更重要的是按这些理论和方法设计出的控制系统还不一定都能得到满意的控制效果。因此，对于一些特殊的多变量对象，如果从工程实用观点出发，具体分析生产过程的运行要求和被控制对象动态特性的特点，有针对性地制订出相应的控制系统设计方案，也常可以得到较为满意的应用效果。锅炉燃烧过程控制的设计就是采取这种方法取得成效的一个例子。

从燃烧过程控制任务来看，燃烧过程控制应具有如下功能。

(1) 迅速改变炉膛燃烧率，适应外部负荷变化。如根据机组运行方式，其主要任务之一是维持主蒸汽压力稳定，由动态特性知，当外负荷变化时，必须改变燃烧率，才能使能量平

衡,从而达到汽压稳定。

(2) 控制系统能迅速发现并消除燃烧率扰动。燃烧率扰动通常指燃料量和燃料热值的变化扰动,直接影响主蒸汽压力和锅炉运行工况。

(3) 确保燃料量、送风量和引风量等参数协调变化。当燃烧率改变时,只有保持送风量与燃料量成比例变化,才能保证燃烧经济性。

(4) 确保燃烧过程的稳定性,避免炉膛压力大范围波动。

根据燃烧过程对象特点和燃烧过程控制应具有的功能,单元机组锅炉燃烧过程控制原则上是由燃料控制系统、送风控制系统和引风控制系统这三个相对独立的控制系统组成,如图 12-21 所示。

燃烧过程的相应控制系统接受机组协调级中锅炉主控制器发出的锅炉指令 BD (燃烧率指令),其中燃料控制系统,根据机组不同的运行方式,完成汽压或功率的控制,同时消除燃料的自发扰动。送风控制系统使送风量与燃料量保持适当比例,以保证燃烧的经济性,同时消除送风量的自发扰动。引风控制系统确保引风量随送风量协调变化,维持炉膛压力,保证燃烧稳定性。

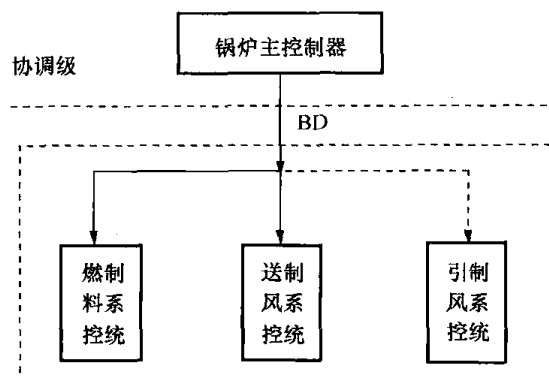


图 12-21 燃烧过程控制构成

二、各控制系统的控制方案

1. 燃料控制系统

在单元发电机组中,锅炉的燃料控制系统根据机组的运行方式不同,其控制的任務也不同。

(1) 当机组采用锅炉跟随控制方式或以此为基础的协调控制方式运行时,燃料控制系统的任务是根据锅炉指令 BD 保证汽压稳定,其控制系统原则性方案如图 12-22 (a) 所示,燃料控制系统是机组压力串级控制系统的一个副回路系统。该副回路系统根据锅炉指令 BD ,通过调节燃料量机构来改变燃料量 M 达到燃烧率要求,从而保证汽压的稳定,同时还消除燃料侧的自发扰动,改善系统的控制品质。

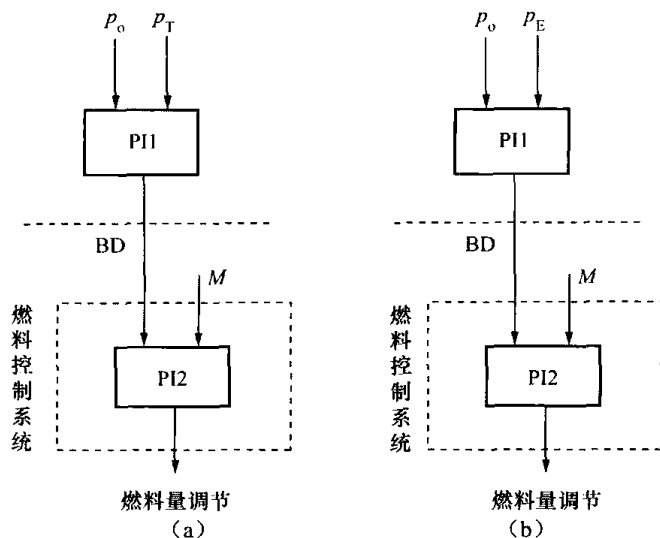


图 12-22 燃料控制系统

(2) 当机组采用汽机跟随控制方式或以此为基础的协调控制方式运行时,燃料控制系统的任务是根据锅炉指令 BD 保证机组负荷,其控制系统原则性方案如图 12-22 (b) 所示,燃料控制系统是机组功率串级控制系统的一个副回路系统。该副回路系统根据锅炉指令 BD ,改变燃料量 M 达到燃烧率要求,从而保证满足机组负荷需求,同时还消除燃料侧的自发扰动。

燃料控制系统的具体形式将在后面章节中再详细介绍。

2. 送风控制系统

送风控制系统的任务是使送风量 V 与燃料量 M 协调变化, 以达到锅炉燃烧的最佳热效率, 保证燃烧的经济性。送风控制系统最基本的原则性方案如图 12-23 所示。此系统是以实测的燃料量作为送风量调节器的给定值, 送风量 V 作为反馈信号引入送风量调节器。由于送风量调节器采用 PI 控制规律, 静态时, 其调节器入口偏差为零, 即

$$MK - V = 0 \quad (12-36)$$

$$\frac{M}{V} = \frac{1}{K} \quad (12-37)$$

图 12-23 送风基本控制系统

由此可见, 系统是一个单闭环的比值控制系统, 可以实现送风量 V 快速跟踪燃料量 M 变化。但是系统是定比值控制系统, 在实际运行中, 送风量 V 和燃料量 M 的最佳比值 K 不是常数, K 随不同负荷和不同的燃料品种而变化的, 而本系统的 K 为常数, 因此, 不能保证燃烧过程的最佳经济性。

通常炉膛出口过剩空气系数 α 是衡量锅炉安全、经济运行的一个重要指标。在锅炉运行中, 如果过剩空气系数 α 过大, 可能使火焰中心上移, 引起过热器结焦和超温, 且炉内温度降低, 燃烧恶化。与此同时由排烟带走的热量损失也增大, 锅炉效率降低。如果过剩空气系数 α 过小, 由于空气扩散, 风和煤粉混合接触机会减小, 不完全燃烧损失增大, 锅炉效率也将降低。因此, 锅炉内过剩空气系数 α 应保持适当值。由于过剩空气系数 α 与烟气中的含氧量 $O_2\%$ (通常用百分数表示) 有如下关系式:

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2\%} \quad (12-38)$$

由式 (12-37) 可以看出, 保证了烟气中的最佳含氧量指标也就是使炉膛出口的过剩空气系数 α 在较合适的范围内。图 12-24 所示是以烟气含氧量作为锅炉燃烧经济性指标的一种送风控制系统, 蒸汽流量 D 经过函数器 $f(x)$ 作为氧量调节器给定值, 以保证烟气含氧量是随机组负荷而变化, 达到燃烧的最佳经济性。烟气中的最佳含氧量与燃料品种无关, 但与锅炉负荷的关系如图 12-25 所示, 最佳含氧量随锅炉负荷的增加而减少。这是因为锅炉负荷越大, 炉膛内的燃烧条件就越好, 烟气中的含氧量就减少。

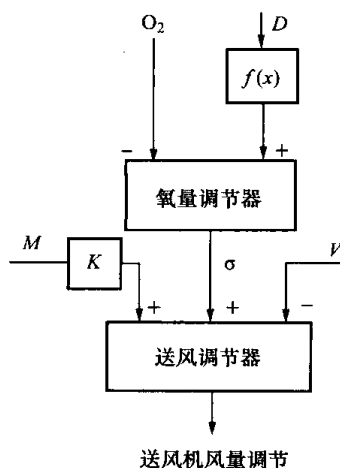


图 12-24 送风控制系统

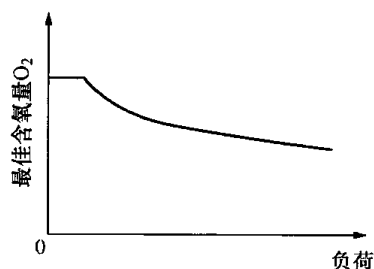


图 12-25 最佳含氧量与负荷关系

该系统为前馈—串级控制结构，系统主调节器（氧量调节器）接受氧量测量和氧量给定信号。副调节器（送风调节器）接受前馈燃料量 M 信号、主调节器输出信号 σ 和送风量 V 反馈信号。前馈燃料量信号和副调节器一起保证动态过程中的风量和燃料基本比例，起粗调作用。主调节器起细调作用。如当烟气含氧量高于给定值时，氧量调节器发出校正信号 σ ，修正送风调节器的给定值，使送风调节器减少送风量，经过校正送风量将保证最终烟气含氧量等于给定值。

由于送风调节器采用 PI 控制规律，静态时，其调节器入口偏差为零，即

$$\begin{cases} MK - V + \sigma = 0 \\ V = MK + \sigma \end{cases} \quad (12-39)$$

其中主调节器输出信号 σ 起校正作用。由式 (12-38) 可知，送风量 V 除了需要与燃料量 M 保持比例外，还附加了一个校正送风量信号 σ ，这样才能保证通过送风量调节使得烟气含氧量达到最佳值。

图 12-26 所示是另一种送风控制系统方案，系统为串级—比值控制结构。锅炉指令 BD 经过函数器 $f_2(x)$ 后形成一个风量指令，氧量调节器根据烟气含氧量偏差情况对风量指令进行修正，通过调节送风量最终使得实际含氧量等于氧量给定值。该系统的特点是，在负荷变化的初期保证风量和燃料的基本比例，然后根据烟气含氧量对风量指令进行修正，以确保燃烧的最佳风量和燃料比，使燃烧经济性最佳。

此外，也有将氧量调节器输出 σ 对送风量 V 信号进行修正的送风控制方案。在此就不再介绍。

3. 引风控制系统

引风控制系统的任务是保证一定的炉膛压力，以保证燃烧稳定性以及设备和人员的安全，同时减少引风机负荷和排烟热损失。一般炉膛压力维持在 $-20 \sim 50\text{Pa}$ 左右。控制炉膛压力的手段是调节引风机的引风量，由引风量改变到炉膛压力变化其动态响应快，测量也容易，因此，一般采用单回路即可。

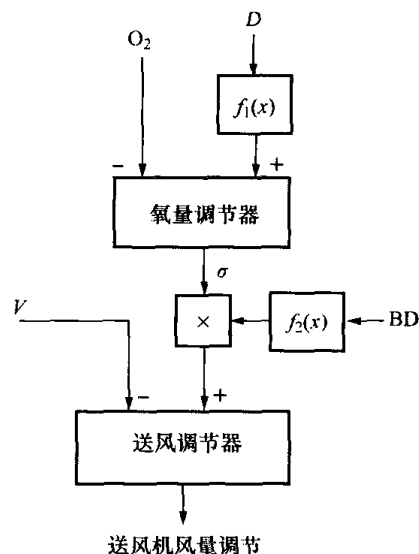


图 12-26 送风控制系统

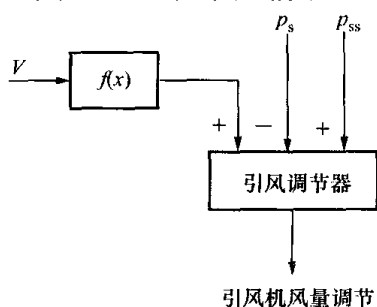


图 12-27 引风控制系统

图 12-27 所示是前馈—反馈结构的引风控制系统。由于炉膛压力实际上取决于送风量和引风量的平衡，送风量的变化是引起炉膛压力波动的主要原因，为了引风量快速跟踪送风量，以保持两者的比例变化，将送风量 V 作为前馈信号引入到引风调节器中。这样当送风控制系统动作时，引风控制系统也立即跟着动作，而不是等炉膛压力偏离给定值后再动作，从而能使炉膛压力基本不变。送风量前馈信号的引入减少了炉膛压力波动。

图 12-27 中的 $f(x)$ 是前馈补偿器，常用的形式是微分器。这样当系统处于静态时，前馈补偿器 $f(x)$ 的输出为零，以使炉膛压力保持在给定值 p_{ss} 上。

三、燃烧过程控制基本方案

燃烧过程控制虽然是由燃料控制系统、送风控制系统和引风控制系统这三个控制系统

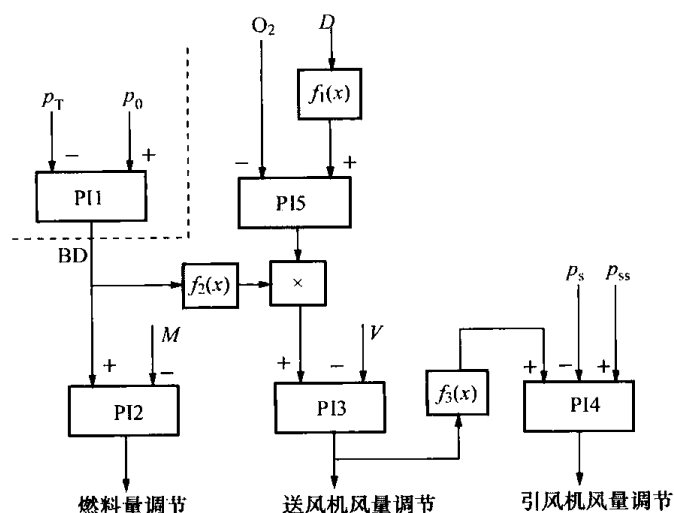


图 12-28 燃烧控制基本方案

组成。但这些系统构成的燃烧过程控制是多样的，锅炉结构、运行方式、燃料系统设备条件及其工艺要求等因素影响着燃烧过程控制形式，因此工程上有各种不同形式的燃烧过程控制方案。本节主要从燃烧过程控制的基本任务出发，讨论能完成这些控制任务的最基本控制系统构成方案。

图 12-28 所示为单元制机组锅炉燃烧过程控制的一种基本方案。锅炉指令 BD 作为给定值送到燃料控制系统和送风控制系统，使燃料量和送风量同时改变，使燃烧率与机组要求的燃烧率相适应，保

证风量与燃料量比例变化；同时送风量作为前馈信号通过 $f_3(x)$ 引到引风调节器 PI4，改变引风量以平衡送风量的变化，使炉膛压力 p_s 不变或变化很小。由于所有调节器都采用 PI 控制规律，因此，调节过程结束时，主蒸汽压力 p_T 、燃烧经济性指标 O_2 和炉膛压力 p_s 都稳定在给定值上；而锅炉的燃料量 M 、送风量 V 和引风量 V_s 都改变到与要求的燃烧率相适应的新数值上。

当锅炉指令 BD 不变，此时，锅炉燃料、送风和引风调节器的任务是分别消除各自可能发生的自发性扰动。例如，当燃料发生自发性扰动时，使燃料调节器 PI2 的入口信号不平衡而引起其输出信号的改变而动作，燃料执行机构改变燃料量，直到燃料量恢复到扰动前的数值。同样，当送风量发生扰动时，由送风调节器 PI3 动作自行消除。

图 12-28 所示的是锅炉燃烧过程控制一种基本方案，实际上燃烧过程控制的具体方案与锅炉运行方式、机组负荷调度方式以及燃料品种有着密切的关系，例如机组是采用母管制还是单元制？机组是带变动负荷还是带固定负荷？锅炉的燃料是燃油、燃气还是煤粉？若是煤粉锅炉，则是中储式还是直吹式等。上述因素都影响着锅炉燃烧过程控制的具体方案，但燃烧过程控制的具体方案都是在基本方案上进一步改变，其详细形式将在后面章节中给予介绍。

第四节 燃烧控制中的几个问题

一、燃料量（发热量）测量

对于锅炉来说，构建能反映入炉燃料量以及燃料热值变化的所谓燃料量（发热量）信号是组织燃烧控制系统的一个主要问题。

1. 热量信号

对于汽包锅炉来说，常用的燃料量（发热量）测量方法之一就是用热量信号来反映燃料量和燃料热值变化。

在第二节分析、推导燃烧对象模型过程中，构造了一个热量信号 D_Q ，其为

$$D_Q = D + C_b \frac{dp_b}{dt} \quad (12-40)$$

由式(12-6)可知, D_Q 与总吸热量 Q_r 成比例; 而由式(12-1)知, Q_r 与煤量和热值成比例, 因此, 热量信号 D_Q 不仅能反映出燃料量的改变, 同时也反映出燃料的热值变化。

蓄热系数 C_b 代表汽包压力每下降一个 MPa, 锅炉所释放出来的蒸汽量。由此可通过试验方法来确定 C_b 。试验时需保持燃料量不变, 在 $t=t_0$ 时刻改变汽轮机调节阀门开度 u_T , 记录蒸汽流量 D 和汽包压力 p_b 的变化曲线, 如图 12-29 所示。

将式(12-40)以增量形式表示, 由于燃料量不变, 令 $\Delta D_Q=0$, 则有

$$\Delta D + C_b \frac{dp_b}{dt} = 0 \quad (12-41)$$

对式(12-41)由 t_0 至 t_1 时刻积分, 整理得

$$\int_{t_0}^{t_1} \Delta D dt = -C_b \int_{t_0}^{t_1} \frac{dp_b}{dt} dt = -C_b [\Delta p_b(t_1) - \Delta p_b(t_0)] \quad (12-42)$$

由于 $\Delta p_b(t_1) - \Delta p_b(t_0) = -[p_b(t_0) - p_b(t_1)]$, 代入式(12-42), 则

$$C_b = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \Delta D dt}{p_b(t_0) - p_b(t_1)} \quad (12-42)$$

令 $\int_{t_0}^{t_1} \Delta D dt = A$, 则 A 为图 12-29 所示中阴影部分面积, 即 t_0 至 t_1 时间内蒸汽流量 D 变化的累加量。因此只要计算出 A 的面积和汽包压力 p_b 的变化值 $[p_b(t_0) - p_b(t_1)]$, 就可求出蓄热系数 C_b 。

由式(11-19)可知, 蒸汽流量 D 是由汽轮机第一级压力 p_1 计算而来的, 因此, 工程上常采用如下形式的热量信号 D_Q

$$D_Q = p_1 + C_b \frac{dp_b}{dt} \quad (12-43)$$

需要指出的是, 如有燃料量或燃料热值变化, 只有当其影响到汽包压力 p_b 或蒸汽流量 D (或汽轮机第一级压力 p_1) 后, 才能从热量信号 D_Q 反映出来, 严格来说, 热量信号 D_Q 在测量时间上是有滞后的。

另外, 当为了稳定燃烧而投燃油时, 热量信号 D_Q 反映的是煤与燃油量以及它们的热值变化。

2. 基于给煤量修正的总燃料量(发热量)测量

对于直吹式锅炉, 给煤机控制装置有给煤量测量功能, 虽然进入磨煤机的给煤量等于磨煤机输出的煤粉量, 但磨煤机输出煤粉量滞后于进入磨煤机的给煤量, 因此需对给煤量近似进行时间动态修正 $[f(t)$ 时间滞后], 校正后的测量值求和后就代表入炉总煤量 M_c 。但由于煤种和水分不同, 煤的发热量不同, 因此, 需将总煤量 M_c 信号进行修正以构建一个既能反映燃料量变化又能反映出煤的热值变化的燃料量(发热量)信号, 图 12-30 就是一种基于

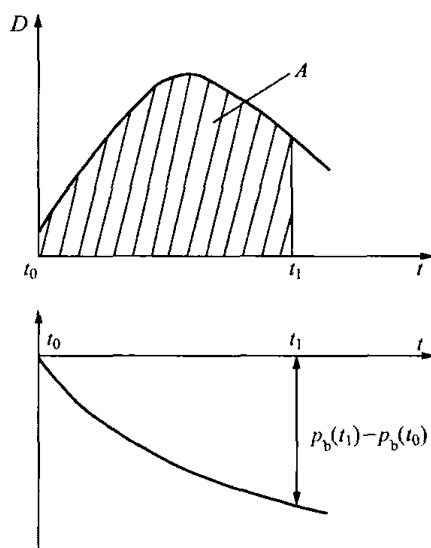


图 12-29 μ_T 扰动下 D 和 p_b 响应曲线

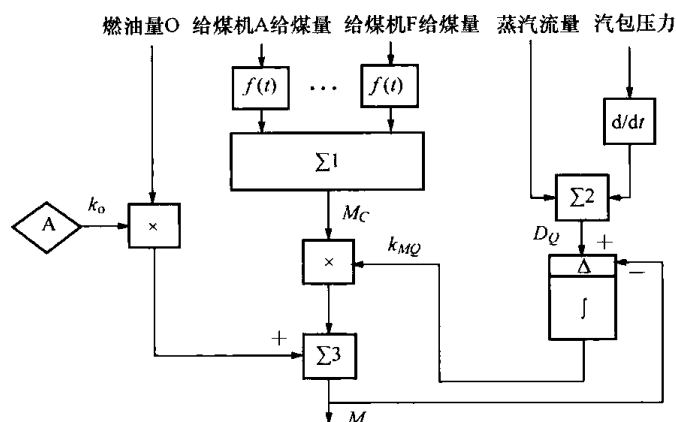


图 12-30 基于给煤量修正的总燃料量测量方法图

前面分析知道, 热量信号 D_Q 也是反映燃料量和燃料热值变化信号, 总燃料量均含有燃油量信息, 当燃油热值不变时, 式 (12-45) 中 k_{MQ} 正确反映了煤的热值。

若 $M > D_Q$, 说明 k_{MQ} 过大, 则积分器反向积分, 使 k_{MQ} 减小。随着 k_{MQ} 减小, M 减小, 直至 $M = D_Q$, M 停止变化, 这时 k_{MQ} 正确反映了煤的热值。反之亦然。

不难看出, 当 M_c 不变, 而煤种的变化造成发热量增加时, 刚开始 M 也不变, 但随着炉膛发热量的增加, D_Q 增大, $D_Q > M$, 由积分器正向积分增大 k_{MQ} , 使 M 增大, 直至 $M = D_Q$ 。

若因负荷变化而增加燃料量时, 热量信号 D_Q 增加, 虽然有测量滞后校正环节, 但入炉总煤量 M_c 增加依然快于 D_Q 增加, 这时为了使 k_{MQ} 保持不变, 要求积分器的积分时间设置较大。这样总燃料量 M 信号不仅能较快速反映总煤量 M_c 的变化, 同时也反映出煤热值的变化。

以上修正回路又称 BTU 修正回路 (BTU 指用英热量作单位表示能量, 是 British Thermal Unit 的缩写, $1\text{BTU} = 1055.07\text{J}$), 这种以燃料量为主加上燃料发热系数修正的总燃料量 M 信号在测量时间上要快于热量信号 D_Q , 因此, 在直吹式煤粉锅炉燃烧过程控制中得到广泛应用。

对于中储式锅炉, 给粉机转速代表相应的给煤量, 所有给粉机转速求和就是入炉的总给煤量, 其修正原理与上面介绍的基本类似。

二、增益自动调整

由于燃料调节器的控制参数是根据燃料被控对象特性整定的, 而燃料被控对象的增益会随给煤机 (或给粉机) 投入的台数不同而不同, 因此在燃料控制系统中需要设计增益自动调整回路, 以保持广义燃料被控对象的增益不变, 图 12-31 为一种增益自动调整回路。图中的 S_A 、 S_B 、 S_C 、 S_D 、 S_E 、 S_F 代表 6 台给煤机投入状态, 任一台给煤机投入时, 其相应的 S_i 的数值为 1, 否则为 0。加法器输出的数值即代表给煤机投入的台数, 经过函数器 $f(x)$ 与偏差信号相乘, 乘法器可视为燃料被控对象的一部分, 通过选择合适的函数 $f(x)$, 则可以做到不管给煤机投入的台数如何, 都可以保持燃料被控对象增益不变, 这样就不必调整燃料调节器的控制参数了。

一般分散控制系统 (DCS) 中有一个增益调整和一个平衡器 (GAIN CHANGER & BALANCER), 它们的功能之一就是实现增益调整, 可根据设备投自动的台数调整控制信号的大小。但如果增益调整有特殊要求时, 还是采用如图 12-31 所示的虚框中的模块加以实现。

给煤量修正的总燃料量 (发热量) 测量方法。

总燃料量 (发热量) 构成形式为

$$M = k_o \times O + k_{MQ} \times M_c \quad (12-44)$$

式中: O 为燃油量; k_o 为燃油发热系数; M_c 为总煤量; k_{MQ} 为煤发热系数。

由于煤种变化会影响发热系数, 如图 12-30 所示中对煤发热系数 k_{MQ} 进行如下修正为

$$k_{MQ} = \int_0^t (D_Q - M) dt \quad (12-45)$$

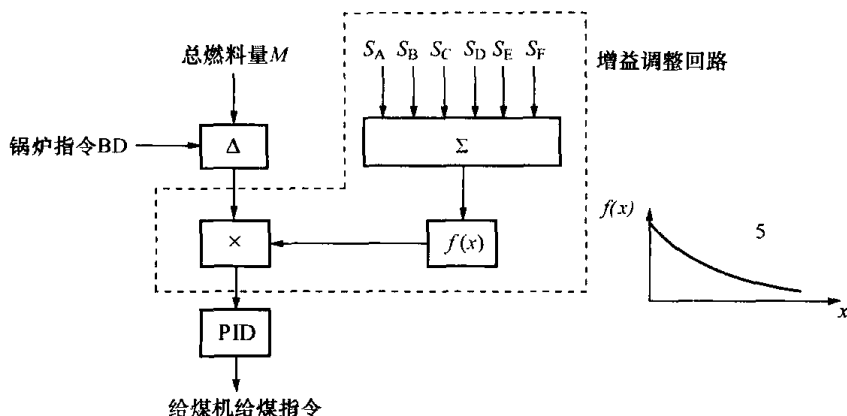


图 12-31 增益自动调整回路

三、风煤交叉限制

在发电机组增、减负荷动态过程中，为了燃料得到充分燃烧就要保证有足够的风量。为避免发生不完全燃烧情况，需要保持一定的过量空气系数，以保证燃烧过程处于过氧状态。因此，在机组增负荷时，就要求先加风后加煤；在机组减负荷时，就要求先减煤后减风。这样就存在一个风煤交叉限制，如图 12-32 所示是一个风煤交叉限制基本方案，通过简单的低值选择器和高值选择器就可实现上述要求。

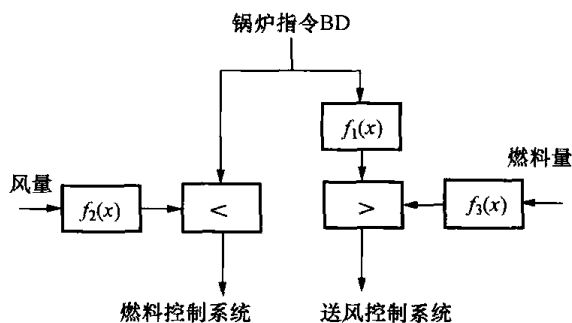


图 12-32 风煤交叉限制基本方案

图 12-32 所示中的锅炉指令 BD 经函数器 $f_1(x)$ 后转换为所需的风量，风量经函数器 $f_2(x)$ 后转换为相应风量下的最大燃料量，燃料量经函数器 $f_3(x)$ 后转换为该燃料量下的最小风量。在风量侧，让燃料量对应的最小风量与锅炉指令对应的风量选大后作为风量控制系统的给定值，而在煤侧，让风量对应的最大燃料量与锅炉指令 BD 选小后作为燃料控制系统的给定值。

当增加负荷时，锅炉指令 BD 增大，在原风量未变化前，低值选择器输出为原风量下的最大燃料量指令，即仍为原来锅炉指令 BD，故燃料量保持不变。而风量侧，锅炉指令 BD 增大，其 BD 对应的风量指令增大，其大于原燃料量所对应的最小风量，经高值选择后作为给定值送至送风控制系统以增大风量。只有待风量增加后，锅炉燃料给定值才随之增加，直到与锅炉指令 BD 一致。由此可见，由于高值选择器的作用，风量控制系统先于燃料控制系统动作。由于低值选择器的作用，使燃料给定值受到风量的限制，燃料控制系统要等风量增加后再增加燃料量。

同理，减负荷时，由于低值选择器的作用，燃料给定值先减少。由于高值选择器的作用，使风量给定值受到燃料量限制，风量控制系统要等待燃料量降低后再减少风量。

因此，图 12-32 所示的风煤交叉限制方案实现了增负荷时先加风后加煤和减负荷时先减煤后减风的功能。

图 12-33 所示是带有氧量校正的风煤交叉限制方案，根据烟气含氧量对锅炉指令 BD 对应的风量进行校正，以期达到最佳燃烧经济性。如在锅炉指令 BD 不变的情况下，烟气含氧量低，通过氧量校正后使风量增加，由于低值选择器作用，风量增加不会导致燃料增加。同理，通过选择合适的函数器 $f_3(x)$ 和高值选择器作用，就可保证在锅炉指令 BD 不变的情况

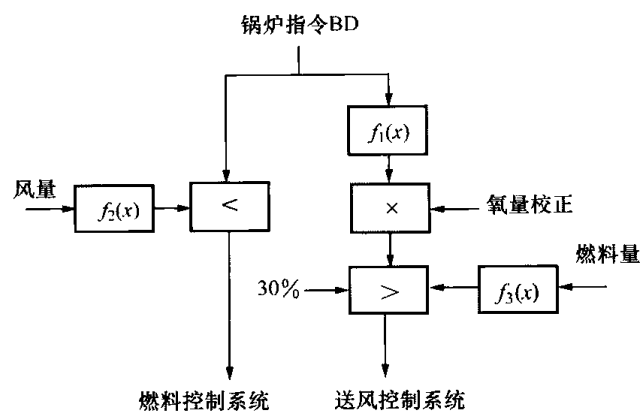


图 12-33 风煤交叉限制方案

下，由于氧量校正后使风量减少时，不会导致燃料量减少。也就是当氧量校正后的风量小于现在燃料量所对应的最小风量时，高值选择器会停止风量减少，这样避免风量减少过多而导致燃料量减少。为了保证锅炉的安全燃烧，30%风量为最小风量。

图 12-33 所示的方案，虽然保证了燃烧过程的经济性，但也损失了燃烧过程控制的快速响应。特别是对于直吹式燃煤锅炉燃料控制系统来说，其燃料响应本来就滞后大、响应慢，因此有观点认为对于直吹式燃煤锅炉应取消风煤交叉限制。

炉应取消风煤交叉限制。

图 12-34 所示是目前大型煤粉汽包锅炉燃料控制系统的一般控制方案，它是图 12-22 所示的基本燃料控制系统的一个较具体形式。虚框 1 的功能是完成总燃料（发热量）测量与修正，其原理已在本节介绍过，与图 12-30 所示的不同处就是增加了手动修正功能。此外，对于直吹式锅炉来说，磨煤机输入煤量与输出煤粉量存在滞后，因此加一时间函数发生器 $f(t)$ 进行测量动态修正。当系统处于自动修正时，通过改变 A1 值来干预修正效果。当手动修正时，运行人员根据煤种变化的信息，给出煤的发热系数 A2。虚框 2 的功能就是燃料侧的风煤交叉限制。函数器 $f_3(x)$ 根据给煤机投入情况进行增益调整。燃料调节器根据锅炉指令与燃料总发热量（有的称校正后的总燃料量）的偏差进行煤量调节，以满足机组对锅炉燃料率的需求。

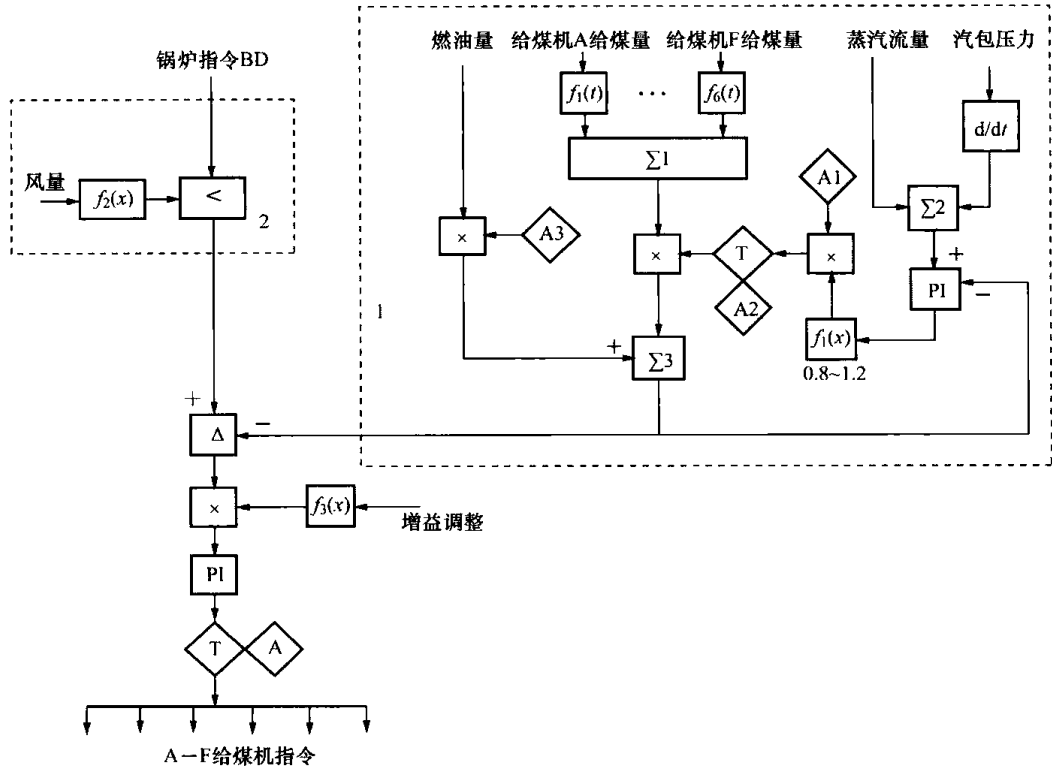


图 12-34 煤粉锅炉的燃料控制系统的一般控制方案

由于燃料反馈信号采用总燃料量（发热量）测量方法，因此，该类燃料控制系统能有效

克服燃料侧的内扰,提高了控制精度。

四、风机调节

在燃烧过程控制中,需要对送风机、引风机和一次风机进行风量或压力调节。风机调节的实质就是通过改变风机工作点,使风机输出风量与所需要风量保持平衡。改变风机工作点的方法有两种。

- (1) 改变管道的特性曲线,如节流调节。
- (2) 改变风机的性能曲线,如变角调节、变速调节等。

1. 节流调节

节流调节就是改变风机进口或出口管路上的节流挡板的开度,来改变风机的工作点,从而调节风机的通风量。

(1) 出口节流调节。

采用风机出口节流调节时,节流挡板装置在风机出口管路上。当需要减少风量时,就关小节流挡板的开度,增大管道系统的阻力,使管道系统特性曲线由 OA 变成 OB ,风机的工作点也由 A 点移到 B 点,从而使风机的风量由 V_A 变成 V_B ,如图 12-35 所示。

采用该方法调节风量时,随着通风量的减小,风机出口压头(即风机叶片后、调节挡板前的风压)将相应上升,在关小节流挡板开度时,管道的局部阻力增加,产生节流损失,使风机运行的经济性下降。此外,对于具有驼峰状曲线的风机,当出口挡板关得过小(即系统阻力增加很多)时,风机的工作点便有可能落入不稳定工况区,这时风机会产生喘振,风压和风量将出现剧烈波动,并产生强烈的振动和噪声,严重影响风机的安全运行和锅炉的燃烧状况。因此,现在锅炉一般已不采用这种调节方式。

(2) 进口节流调节。

风机采用进口节流调节时,节流挡板设置在风机的进口管路上。这种调节方法是通过改变风机进口节流挡板的开度,来改变风机进口压力和性能曲线,使风机工作点相应移动,达到调节风量的目的,如图 12-36 所示。当需要减小风量时,就关小节流挡板的开度,由于风机入口阻力增大使风机进口压力下降,在转速不变的条件下,风机进口压力的下降将导致出口压力成比例下降,使风机的性能曲线由原来的 CA 变为 CB 。而风机出口管道的阻力不变,特性曲线也不变,风机的工作点便由 A 点移至 B 点,使风机的流量也由 V_A 减少至 V_B 。

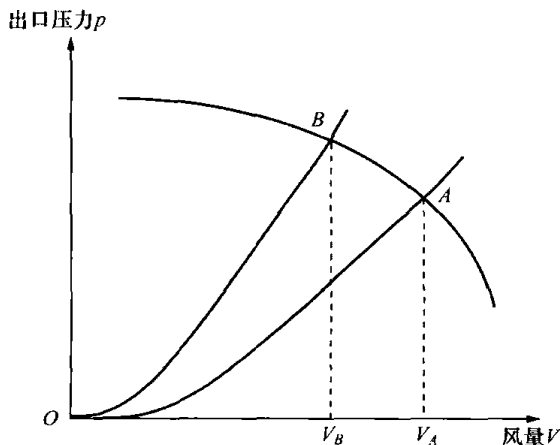


图 12-35 风机出口节流调节

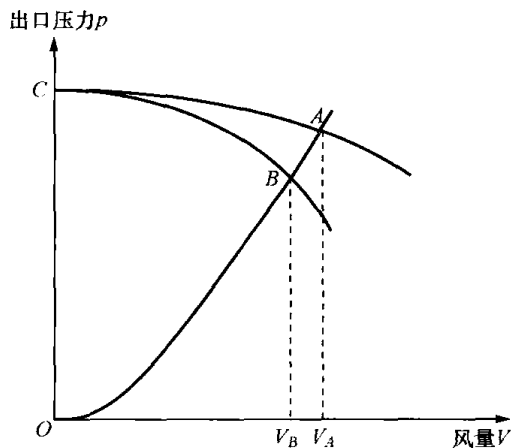


图 12-36 风机进口节流调节

采用该方法来减小风量时,风机的风量、风压及轴功率将同时下降,因此,进口节流调节要比出口节流调节的运行经济性为好。但是,进口节流挡板的开度与风量变化不成线性关系,

不宜采用自动调节,且调节性能较差,所以,大容量风机现在一般也不采用这种调节方式。

2. 变角调节

(1) 入口导流器调节(入口导叶调节、静叶调节)。

该调节是通过改变风机入口处导流器叶片的角度,使风机叶片进口气流的周向速度发生变化,从而改变风机的性能曲线及工作点,达到调节风量的目的,如图 12-37 所示。

由于导流器的附加阻力较小、风机效率下降较少,所以运行的经济性比节流调节高得多,而且导流器结构简单、设备费用低、调节性能较好、运行可靠、维护方便,是风机常采用的一种调节方法。

(2) 动叶调节(轴流式风机)。

动叶调节是指通过改变风机叶片的角度,改变风机的特性曲线,来实现改变风机运行工作点和调节风量,如图 12-38 所示。采用这种调节方法时,运行经济性和安全性均较好,且每一个叶片角度均对应一条性能曲线,叶片角度与风量的变化几乎呈线性关系,便于采用自动调节,因此在大容量轴流式风机中得到广泛采用。

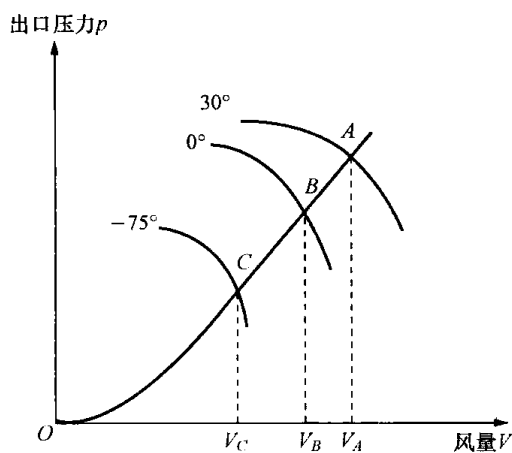


图 12-37 入口导叶调节

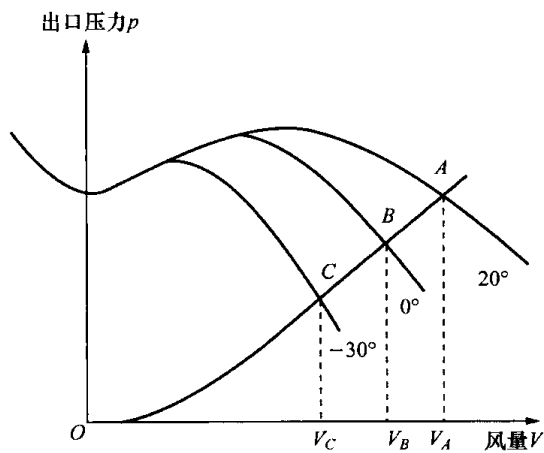


图 12-38 动叶调节

3. 变速调节

变速调节是指通过改变风机叶轮的工作转速,来改变风机的特性曲线,从而达到改变风机运行工作点和调节风量的目的,如图 12-39 所示。改变风机转速的方法有采用液力联轴器或变速小汽轮机驱动等方式来改变风机的转速。

采用变速调节风量时,由于没有附加阻力所产生的额外能量损失,使风机运行的经济性最好,因此,是一种较好的调节风量方法。

4. 风机防喘振

在正常情况下,管路特性曲线如图 12-40 所示中的 I 曲线,当风机动叶角度在 -30° (闭) $\sim 20^\circ$ (开) 变化时(对应开度为 0% $\sim$ 100%),就有相应的风量 $V_C \sim V_A$ 。但在运行过程中,由于控制系统故障或操作不当使风系统上的挡板误动,或因为暖风器、空气预热器堵灰等原因增加了风系统的阻力,使管路特性曲线变为图中的曲线 II,如果这时对应动叶角度为 20° (开度为 100%),则工作点就从稳定的 A 点变到不稳定点 A',这样会使风机进入不稳定状态,风机发生喘振、振动剧烈。

喘振是风机运行中的一种特殊现象,喘振会造成风机叶片断裂或其他机械部件损坏,威胁风机和整个系统的安全。因此运行中一旦发现风机进入喘振区,就应该采取措施使风机运

行点避开喘振区。

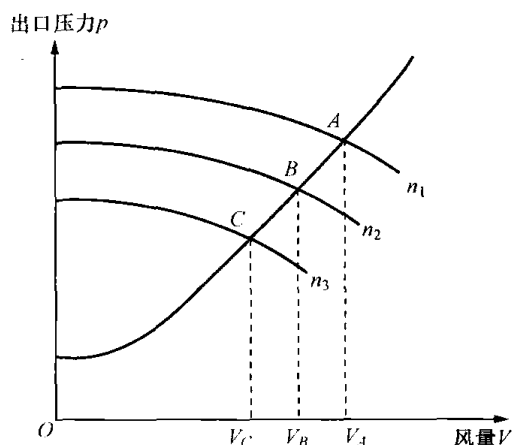


图 12-39 风机变速调节

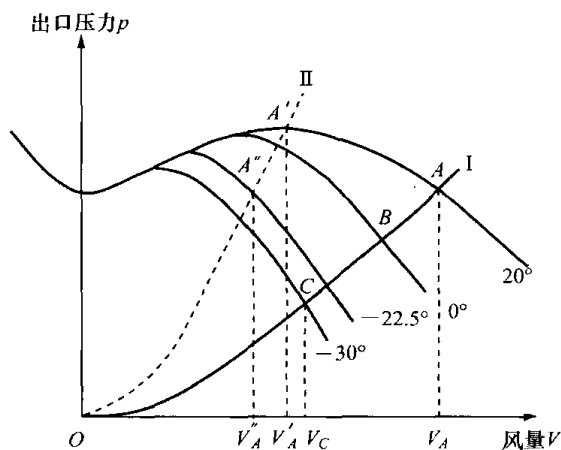


图 12-40 风机的不稳工况与预防

当在管路特性已变条件下，对于轴流式风机，如图 12-40 所示，通过改变动叶角度（减小动叶角度），使风机性能曲线下移，使风机工作点就从不稳定点 A 变到稳定的 A' 点，这样相应的风量也变小。图 12-41 所示是在风机控制回路中的一种风机防喘振方法，通过判别风机工作点来控制动叶开度，当工作点接近喘振区域时，通过强制降低动叶开度，改变风机曲线来防止风机喘振。此外，也有通过闭锁增加动叶角度来防止送风机喘振的方法。

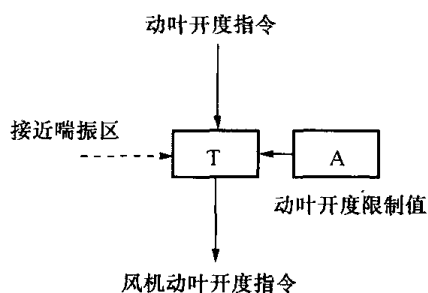


图 12-41 风机防喘振方法

第五节 中储式锅炉燃烧过程控制

中储式锅炉是指锅炉的制粉系统将原煤制成煤粉后存于中间煤粉储存仓中，然后根据需要由给粉机调节吹入炉膛燃烧的煤粉量。带中间煤粉储存仓的锅炉制粉系统和燃烧过程是相互独立运行的。对于燃烧过程而言，中储式锅炉可以迅速有效地改变入炉煤量，以适应负荷的变化。

入炉煤量测量方法影响着燃料控制系统的形式，入炉煤量测量有两种方法。

- (1) 采用热量信号。
- (2) 基于给粉机转速信号修正的测量方法。

在大型发电机组中较少采用单纯热量信号的燃料控制系统。而采用给粉机转速信号代表入炉燃料量信号所组成的燃料控制系统是一种较为常用的控制方案。在通常情况下，给粉机转速与给粉量成正比，而且在发生内扰动时给粉机转速信号要比热量信号反应快，能使燃料控制子系统快速消除干扰，因此本节介绍基于给粉机转速信号的燃料控制系统以及其他相应控制系统基本方案。

一、燃料控制系统

图 12-42 为基于给粉机转速信号的燃料控制系统，它是图 12-22 的燃料基本控制系统的一个扩展。

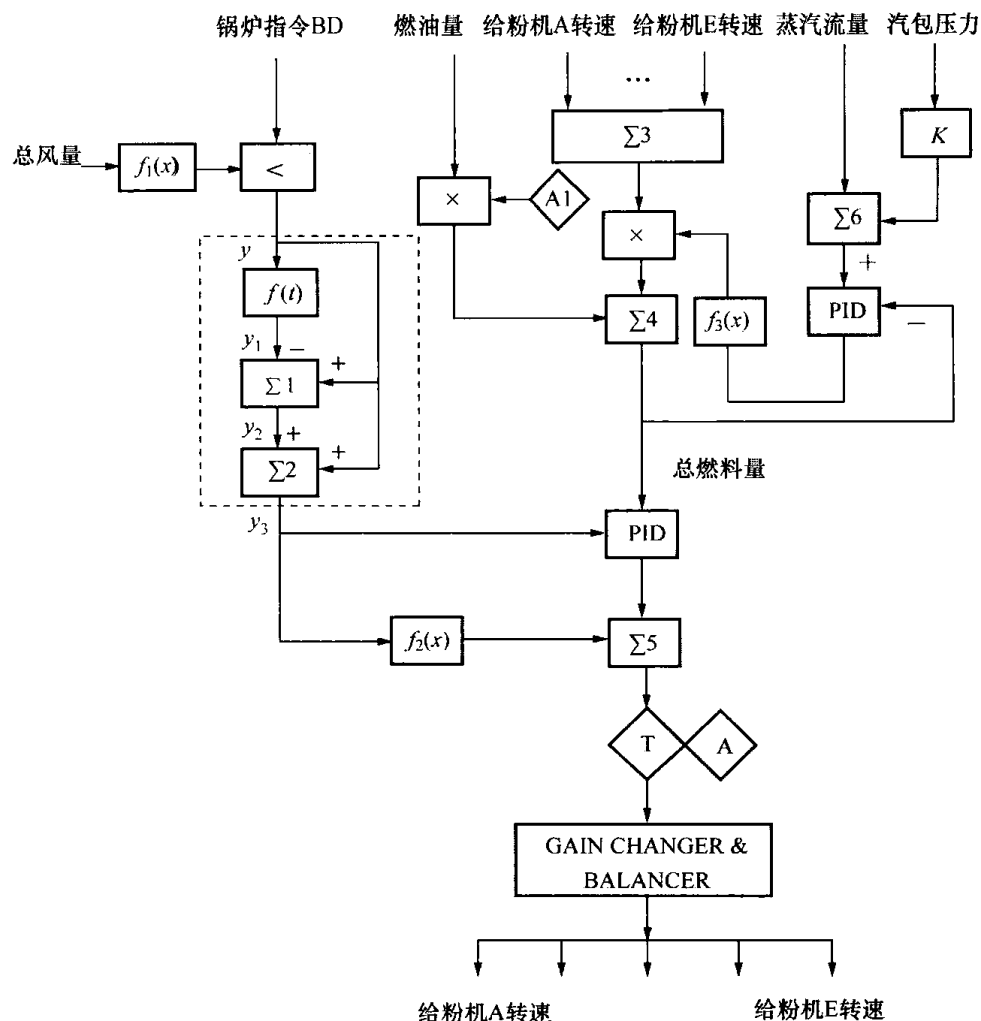


图 12-42 基于给粉机转速的燃料控制系统方案

总风量经函数器 $f_1(x)$ 转化成当前风量下保证经济燃烧所对应的最大煤量，锅炉指令 BD 与最大煤量经过低值选择器输出作为煤量给定。低值选择器与图 12-46 所示的送风控制系统中的高值选择器共同作用实现了风煤交叉限制功能。图 12-42 所示中虚框内的相应模块组合实现了对煤量给定的动态校正功能，其动态校正效果如图 12-43 所示，在增负荷初期，加大煤量，然后随时间逐渐减少煤量直至正常值；在减负荷初期，加大减煤量，然后随时间逐渐增加煤量直至正常值。动态校正实际上利用了锅炉燃烧的惯性和煤粉输送过程的特性，而改善燃料系统的动态响应速度。校正后信号除了作为煤量调节器 PID 的给定值外，还作为前馈信号经函数器 $f_2(x)$ （线性函数）送到加法器 6 以进一步加快燃料系统的动态响应速度。

系统采用给粉机转速代表给煤量，所有给粉机转速经加法器 3 求和后乘于煤发热量修正系数就到总煤量信号，同理，燃油量乘于油发热量系数 $A1$ 就到油量信号（油发热量），总煤量信号与油量信号经加法器 4 后得到的总燃料量信号。由于实际使用煤的发热量是变化的，所以需对总燃料量信号 M 进行修正。修正以代表实际燃料在锅炉中产生的热量信号 D_Q 为基准进行的，热量信号 D_Q 与总燃料量信号 M 之差经 PID 模块进行积分后，经函数器 $f_3(x)$ 改变煤发热量修正系数。至此，燃料控制系统中的总燃料量信号 M 既能反映燃料量的变化，也能反映煤的热值变化。这样有利于消除燃料侧的扰动。

总燃料量信号 M 与给定信号 y_3 的偏差经煤量调节器 PID 运算处理后与前馈信号相加后经增益调整与平衡器 $GAIN\ CHANGER\ \&\ BALANCER$ 改变给粉机转速控制入炉煤粉量。

上面介绍的燃料控制系统实际上是煤量控制系统，在实际生产过程中，还附属有燃油控制系统，主要是为了锅炉低负荷运行时保证稳定燃烧工况。但由于其控制原理简单，在此就不介绍了。

二、一次风压控制系统

采用热风（一次风）送煤粉的中储式锅炉，一次风压影响着送粉量，因此，需要有一个一次风压控制系统以保证一次风压的稳定。

当一次风是由一次风机单独提供时，如图 12-44 所示是其相应的一次风压控制系统，该系统是通过改变一次风机入口挡板开度的手段来控制一次风压（一次风量），其控制原理如图 12-36 所示风机进口节流调节。

由于送粉量与负荷有关，而送粉量能力与一次风压有关，为了使送粉能力与送粉量相适应，因此选蒸汽流量信号经函数器 $f(x)$ 后作为一次风压的给定值，即一次风压随负荷而变化。为了防止低负荷时，一次风压过低影响送粉能力，函数器 $f(x)$ 采用如图 12-45 所示的形式。

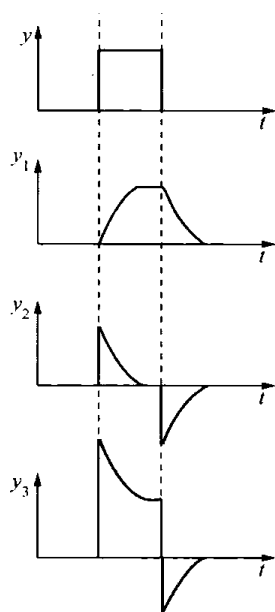


图 12-43 煤量给定动态校正

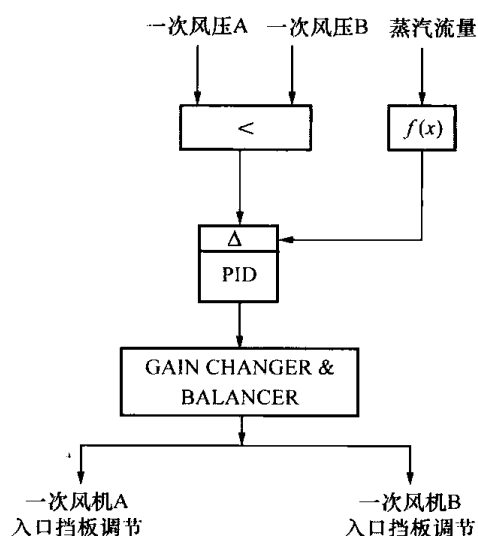


图 12-44 一次风压控制系统方案

同理，两风压测量值经低值选择器作为一次风压系统的测量值，其目的也是防止一次风压过低影响送粉能力。一次风压偏差通过调节器 PID 运算处理后通过改变一次风机入口挡板开度来控制一次风压。

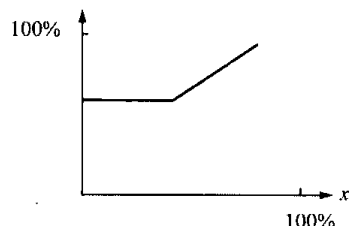


图 12-45 $f(x)$ 函数形式

三、送风控制系统

送风控制系统如图 12-46 所示，其控制形式为如图 12-26 所示的送风控制系统。

图 12-46 所示中虚框内的相应模块组合实现了对风量给定的动态校正功能，其动态校正效果如图 12-47 所示。由于动态校正使得：在增负荷初期，加大风量，然后随时间延长逐渐减少风量直至正常值；在减负荷时，与煤量动态校正有所不同，它不反向减少风量，而是随时间延长逐渐减少风量直至正常值。这样如图 12-42 所示中的煤量给定动态校正配合以及风煤交叉限制一起作用以使在燃烧动态过程中，总能保证处于过氧燃烧，同时加快了送风系统的响应速度。经过动态校正后的锅炉指令 y_5 经函数器 $f_1(x)$ （形式如图 12-48 所示的 $f_2(x)$ 函数）转化成相应的风量指令。氧量调节器 PID1 根据烟气含氧量偏差情况对风量指令进行了修正，烟气含氧量与负荷函数关系如图 12-49 所示。高值选择器将选择修正后的风量指令、最小风量（30% 风量）和总燃料量所对应的风量（由函数器 $f_2(x)$ 得到，函数形式如图 12-48 所示），这三者中的最大值作为风量给定值。给定值除了送至送风量调节器 PID2 外；还作为前馈信

号经函数器 $f_3(x)$ (函数形式如图 12-50 所示) 送到加法器 5 以进一步加快送风系统的动态响应速度。由此可见, 作为送风控制系统的给定值, 需经过动态校正环节、风量修正环节和风量交叉限制环节来保证燃烧的经济性和快速响应。

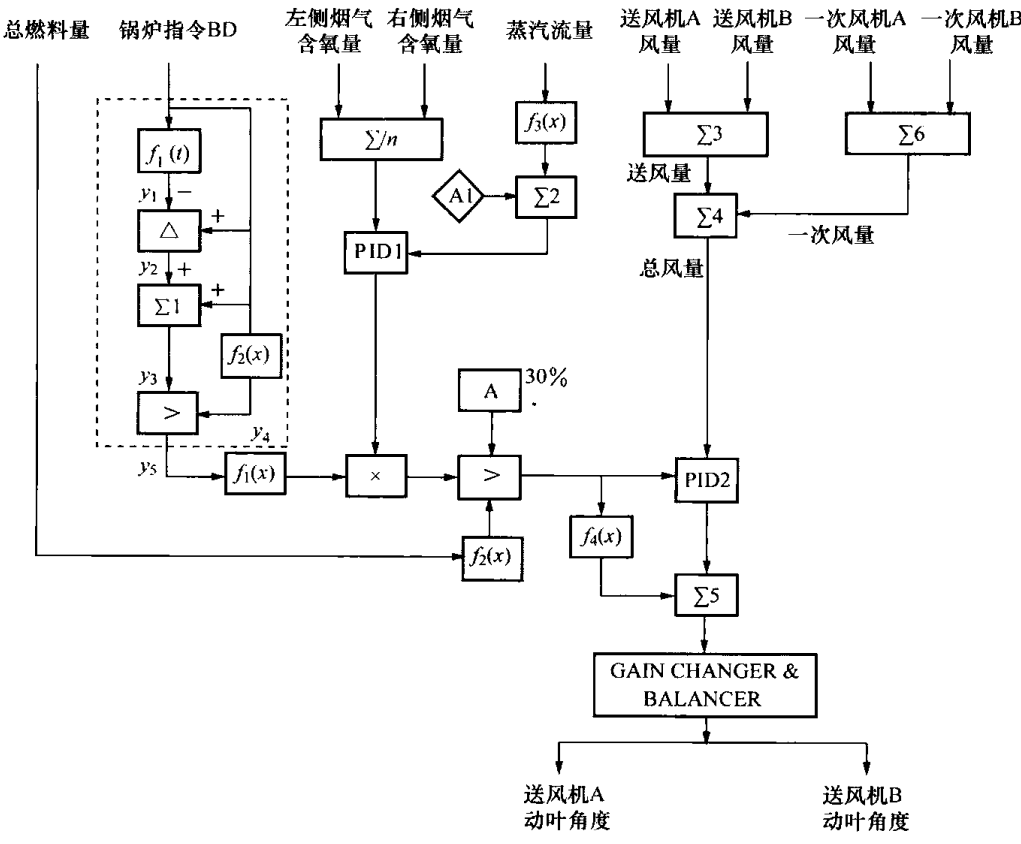


图 12-46 送风控制系统方案

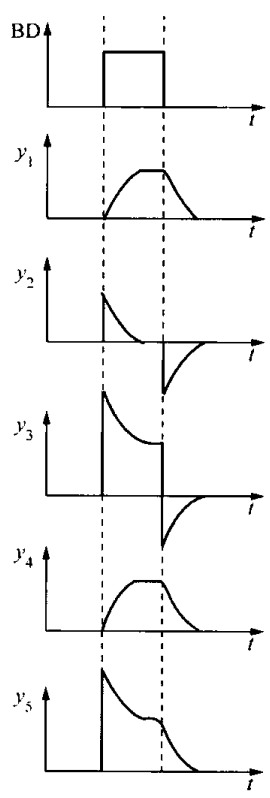


图 12-47 风量给定动态校正

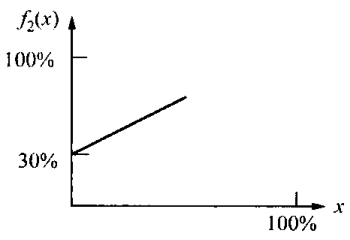


图 12-48 燃料与风量函数关系

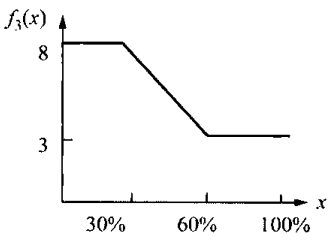


图 12-49 氧量与负荷函数关系

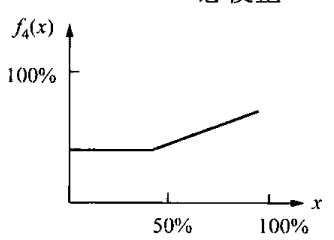


图 12-50 前馈函数形式

由于采用一次风机的热风送粉系统, 因此总风量为两台送风机风量与两台一次风机风量之和。总风量与给定值偏差经风量调节器 PID2 运算处理后, 与前馈信号相加, 经增益调整和平衡器 (GAIN CHANGER & BALANCER) 调节送风机动叶角度来控制送风量。

四、引风控制系统

由于引风控制系统的被调量是炉膛压力, 所以引风控制系统又叫炉膛压力控制系统, 其控制系统如图 12-51 所示, 该系统是一个前馈—单回路控制系统。

由二选一模块 SM2XMTRS 选择一侧的炉膛压力作为系统的测量值, 测量值与给定值比较后, 通过函数器 $f_1(x)$ 后经调节器 PID 运算处理后与前馈信号相加后经增益调整与平衡器 (GAIN CHANGER & BALANCER) 调节引风机入口挡板的开度来改变引风量, 从而维持炉膛压力在允许的范围内。

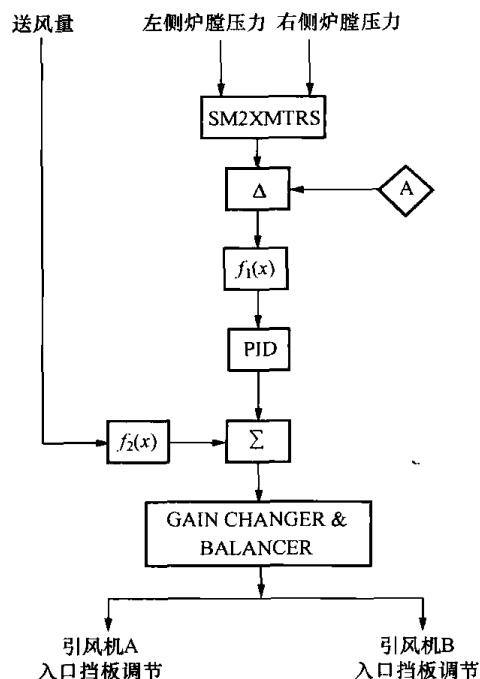


图 12-51 引风控制系统方案

由于炉膛压力的被控对象时间常数小，系统响应速度快，所以为了避免引风机入口挡板频繁动作，特选函数器 $f_1(x)$ 为一带死区的非线性函数，如图 12-52 所示。这样当偏差小于常死区时，调节器 PID 输出不改变，引风机入口挡板不动作。当由于干扰炉膛压力较大波动，其偏差超出非线性函数常死区时，调节器 PID 输出改变，从而消除大偏差。

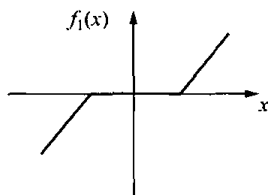


图 12-52 带死区的非线性函数

函数器 $f_2(x)$ 实现将送风量前馈信号转换为引风机入口挡板开度的功能。对于采用一次风机独立送粉系统，系统总风量是送风量（二次风量）与一次风量之和。但由于送风量与总风量变化趋势一致，故本控制系统采用送风量作为前馈信号。实际也可用总风量作为前馈信号，其本质是一样的。

第六节 直吹式锅炉燃烧过程控制

直吹式锅炉的燃料系统没有中间煤粉储存仓，由给煤机将原煤送入磨煤机，原煤磨成煤粉后直接由一次风送入炉膛燃烧，同时二次风送炉膛助燃。这样省去了中间煤粉储存仓，节约了投资。对于 600MW 及以上机组，由于锅炉容量大，如果采用中间储存仓式制粉系统，则煤粉仓较大，会增加投资，同时也不便于锅炉整体布置。因此，600MW 及以上机组均采用直吹式制粉系统，图 12-53 为 600MW 机组锅炉通常采用正压冷一次风机直吹式制粉系统。由于制粉系统不同，直吹式锅炉燃烧过程控制方式与中储式锅炉燃烧过程控制方式有所不同。

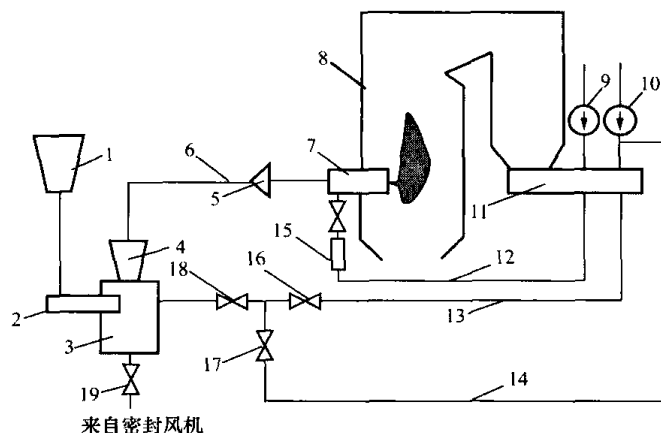


图 12-53 正压冷一次风机直吹式制粉系统

- 1—原煤仓；2—给煤机；3—磨煤机；4—煤粉分离器；5—一次风风箱；6—煤粉管道；7—燃烧器；8—锅炉；
9—送风机；10—一次风机；11—空气预热器；12—二次风管道；13—一次热风管道；14—一次冷风管道；
15—二次风风箱；16—热风挡板；17—冷风挡板；18—一次风门；19—密封风

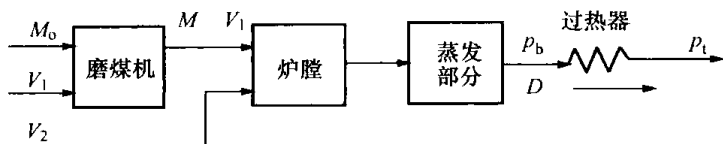


图 12-54 直吹式锅炉汽压生产过程示意图

一、直吹式锅炉燃烧控制特点

直吹式锅炉汽压生产过程如图 12-54 所示，与图 12-6 所示不同的是，由于燃料调节机构——给煤机在磨煤机前，所以制粉过程被包括在控制

通道中，磨煤机已成为燃烧控制系统不可分割的组成部分。磨煤需要时间，因此磨煤机的输出煤粉量 M 与进入磨煤机的原煤量 M_0 之间有时间上的滞后和延迟，显然，制粉过程增大了控制通道的惯性和延迟，对燃烧控制是不利的。因此，如何在负荷变化时，能迅速地改变进入炉膛的煤粉量，是直吹式锅炉燃烧控制系统必须考虑的问题。

磨煤机磨出的煤粉由一次风送入炉膛，送粉能力与一次风量有关；同时，一次风量对制粉系统的正常工作影响很大，一次风量过大，进入炉膛的煤粉颗粒大，使燃烧减慢，会增加不完全燃烧热损失；一次风量过小，影响送粉能力，不能及时将煤粉送出，使部分煤过度磨制，制粉系统出力降低。同时还易造成磨煤机堵塞、管道积粉，风量小、流速过低还会使着火点移近燃烧器喷口，使燃烧器过热或烧坏。所以必须对进入磨煤机的一次风量进行严格准确的控制。磨煤机出口温度与煤粉干燥度有关，出口温度太低，会使煤得不到足够的干燥，煤的可磨性变差，制粉系统出力降低，同时还影响煤粉的输送，甚至会造成堵塞；出口温度太高，则容易发生煤的自燃。为了保证磨煤机磨出的煤粉具有一定的干燥度，同时又要避免煤的自燃，因此，需对磨煤机出口温度进行控制，以确保出口温度在规定的范围内变化。

由图 12-53 所示可见，由于一般是通过调节磨煤机入口热风挡板开度控制磨煤机入口一次风量，通过调节磨煤机入口冷风挡板控制磨煤机出口温度。为保证控制开度与风量的一一对应关系，就要求一次风道的压力稳定，为此需设置一次风压力控制系统。

此外，用于输送煤粉的一次风最终也是属于助燃的风量，但帮助燃料在炉膛内完全燃烧的主要还是由送风机提供的二次风，因此，燃烧过程的经济性是通过调节二次风量来保证。

至此，由于直吹式锅炉的直吹特性，在第六节中介绍的燃烧过程控制的三个控制系统，在直吹式锅炉燃烧过程控制中已演变成六个主要控制系统：燃料控制系统、磨煤机一次风量控制系统、磨煤机出口温度控制系统、一次风压力控制系统、送风控制系统（又称风量控制系统）和炉膛压力控制系统。

二、直吹式锅炉燃烧过程控制的原则性方案

由于磨煤机出口温度控制系统和一次风压力控制系统控制方法相对简单和独立，因此在这里介绍原则性方案时，暂不介绍它们。这里主要介绍燃料控制系统、磨煤机一次风量控制系统、送风控制系统和炉膛压力控制系统这四个控制系统的原则性方案以及各系统之间的关系。

由于制粉系统在燃料控制通道中，主要是一次风送粉，造成了直吹式锅炉燃烧控制的特殊性以及控制系统与中储式锅炉的不同，特别是在燃料量与一次风量控制上，因此，就有了“一次风——燃料”系统和“燃料——风量”系统。

1. “一次风——燃料”系统

图 12-55 所示是在各种扰动下的磨煤机出粉特性。

从图 12-55 中可以看出，改变进入磨煤机的给煤量时，

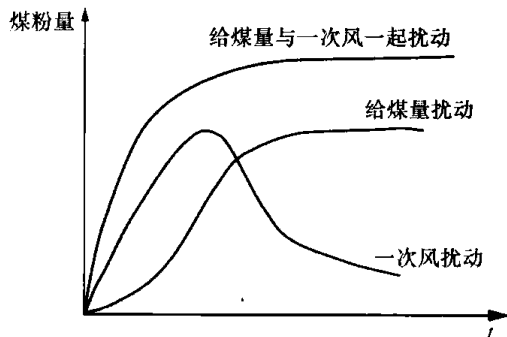


图 12-55 各种扰动下的磨煤机出粉特性

由于原煤研磨需要时间,因此,磨煤机的出粉量存在惯性和迟延,这对锅炉的快速负荷响应是不利的。但是从图 12-55 中可以看出,改变磨煤机的一次风量的磨煤机出粉量响应时间要比改变给煤量的磨煤机出粉量响应时间快。于是对于装煤量大的磨煤机,可通过改变磨煤机的一次风量,吹出磨煤机中的蓄粉,来提高锅炉对负荷的响应速度。

图 12-56 所示就是基于上述思想,提出的一种“一次风——燃料”系统原则图,它是采用一次风量作为燃料控制手段的一种燃烧过程控制方案,该控制方案是解决制粉系统惯性和迟延问题的有效方法之一。

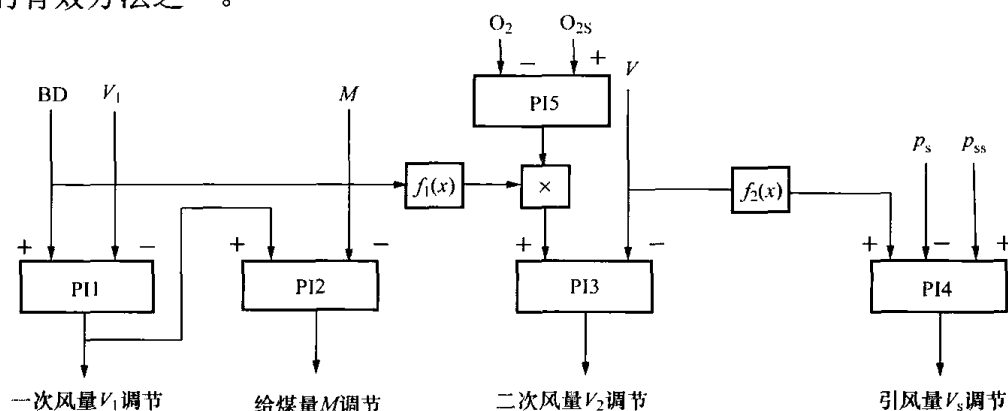


图 12-56 “一次风——燃料”系统

181

“一次风——燃料”系统是由磨煤机一次风量控制系统、燃料控制系统、送风控制系统和炉膛压力控制系统四个子系统组成,根据锅炉负荷指令 BD,分别调节一次风量 V_1 、给煤量 M 、二次风量 V_2 ,并维持炉膛压力稳定。

当负荷改变时,首先由一次风量调节器 PI1 和送风量调节器 PI3 根据锅炉负荷指令 BD 改变一次风量 V_1 和二次风量 V_2 。一次风量的改变,可迅速吹出磨煤机中的蓄粉,以适应负荷变化对炉膛发热量的需求。二次风量的改变,也即总风量的改变,以保证燃烧过程的经济性。

随着一次风量的改变,一次风量 V_1 通过燃料调节器 PI2 调节给煤量,以维持磨煤机有足够的装煤量。由于一次风量是随负荷而变化的,因而燃料量也是随负荷变化的,同时还保证了煤粉量变化时对一次风量的需求。

炉膛压力控制如前所述,在此不赘述。

2. “燃料——风量”系统

虽然 600MW 发电机组的锅炉容量大,磨煤机台数增加,但相对装煤量却减小,这样会使磨中蓄粉减少,因此通过改变一次风量暂时增加进入炉膛的煤粉量,这对于 600MW 发电机组有较大负荷变化时,其吹出的粉量是不够的,因此 600MW 发电机组的燃烧过程控制均采用“燃料——风量”系统形式。

图 12-57 所示是“燃料——风量”系统原则图,该系统采用改变磨煤机的给煤量适应负荷变化,同时调节一次风量和二次风量以保证与燃料量的协调变化。

当负荷改变时,首先由燃料调节器 PI1 和送风量调节器 PI3 根据锅炉负荷指令 BD 改变给煤量 M 和二次风量 V_2 ,使之迅速满足燃烧率和燃烧经济性的需要。由调节器 PI2 根据给煤量变化来调节一次风量 V_1 ,使一次风量与给煤量成比例变化。这样对燃料控制来说,可获得如图 12-55 所示的给煤量与一次风一起扰动的控制效果,提高燃料系统的响应速度。

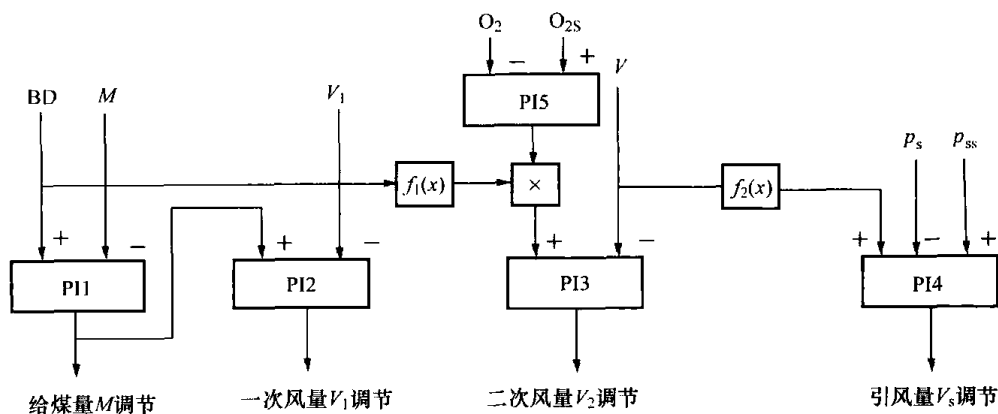


图 12-57 “燃料——风量”系统

引风调节器 PI4 通过调节引风量 V_s ，维持炉膛压力稳定。

三、相应控制系统方案

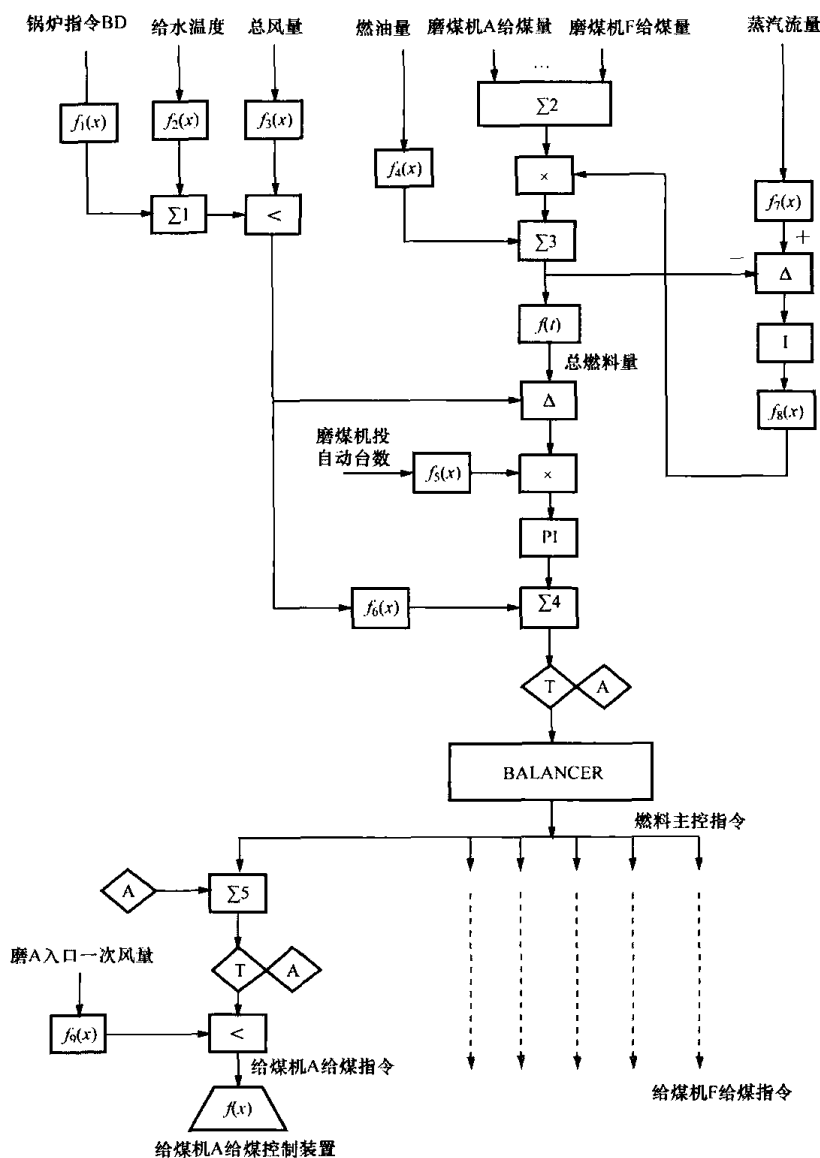


图 12-58 燃料控制系统方案

1. 燃料控制系统

燃料控制包含燃油量控制和煤量控制两部分。在发电机组启动过程和低负荷运行时，才需要投燃油稳定锅炉燃烧，一般燃油量控制是一个简单的单回路控制，而在机组在正常负荷运行时，机组的基本燃料为煤粉，因此本节主要介绍煤量的控制。

图 12-58 所示是一种调节给煤机给煤量作为燃料量控制手段的燃料控制系统方案。该控制系统与后面将要介绍如图 12-59 所示的磨煤机一次风量控制系统一起构成了“燃料——风量”类型的燃烧控制系统。该控制系统为前馈—单回路控制结构。

来自发电机组协调级的锅炉指令 BD 经函数发生器 $f_1(x)$ 转换成燃料（热量）指令。由于锅炉给水温度反映锅炉侧对能量一种需求，其变化也影响着对燃料量需求变化，因此，将给水温度信号经函数器

$f_2(x)$ 转换成对燃料(热量)需求值,该值与锅炉指令经加法器 $\Sigma 1$ 构成总燃料量(热量)指令。总风量(一次风量与二次风量之和)经函数器 $f_3(x)$ 转换成当前风量,保持经济燃烧所对应的燃料量。总燃料量指令与总风量对应的燃料量由低值选择器选小后作为燃料控制的给定值,同时还作为前馈信号经函数器 $f_6(x)$ 送至加法器 $\Sigma 4$,以加快燃料量的响应速度。低值选择器与图 12-63 所示送风控制系统中的高值选择器,共同作用实现了风煤交叉限制功能。如因某种原因导致总风量所对应的燃料量小于总燃料量指令时,低值选择器将限制燃料量指令的增加,以确保任何工况下锅炉的富氧燃烧。

控制系统中的燃料反馈信号采用 12-4 中介绍的基于给煤量修正的总燃料量(发热量)测量方法。所不同之处在于:蒸汽流量经函数器 $f_7(x)$ 后就代表了热量信号。由热量信号构成可知,稳态时汽包压力的微分为零,热量信号 $D_Q=D$ 。因此,总燃料量修正主要体现在稳态时,函数器 $f_8(x)$ 将积分输出值转换为 0.8~1.2 的修正系数。

此外,由于制粉需要时间,磨煤机输出煤粉量 M 与磨煤机输入原煤量 M_0 在时间上存在滞后,其滞后通常用一阶惯性环节描述为

$$G(s)=\frac{M(s)}{M_0(s)}=\frac{1}{T_ms+1} \quad (12-46)$$

另外,当给煤机停用时,制粉系统还有积煤继续吹进炉膛,从给煤机跳闸到系统完全无煤粉送入炉膛是有一个时间过程,该过程也用式(12-46)来描述。图 12-58 所示中的磨煤机给煤量对应于式(12-46)中的 M_0 ,而入炉燃料量对应于式(12-46)中的 M ,为了测量正确,需对测量的给煤量进行动态校正。本系统为了工程方便,对修正后的总燃料量用一个时间函数发生器 $f(t)$ [其作用同式(12-46)]进行动态校正,动态校正后的总燃料量才作为最终的燃料反馈信号。选择合适参数 T_m 可以取得满意的测量校正结果。

根据磨煤机投自动台数经函数器 $f_5(x)$ 和乘法器实现了对对象增益修正。为了加快燃料量控制系统的响应速度,直吹式锅炉燃料控制系统一般均引入燃料量指令信号作为系统的前馈控制信号,该信号直接影响燃料量控制系统的快速性。在本系统中,燃料量调节器 PI 的输出与燃料给定值的前馈信号由加法器 $\Sigma 4$ 相加之后,经平衡器 BALANCER 后,作为燃料主控指令经过相应给煤操作回路后,转变成各自给煤机的给煤指令,分别送至六台给煤机的给煤控制装置来调节给煤量。

在给煤操作回路中,运行人员可根据情况对燃料主控指令进行修正,使各磨煤机的给煤量不同,便于优化炉膛燃烧工况。

给煤机 A 的给煤指令还受到磨煤机入口一次风量的限制,入口一次风量经函数器 $f_9(x)$ 产生一次风量下最大允许给煤量,该最大允许给煤量与给煤量指令通过低值选择器输出,以保证磨煤机入口一次风量有一定富裕度,防止磨煤机堵塞。

这里的给煤机给煤指令同时还送往相应磨煤机一次风量控制系统,作为一次风量控制系统的给定值信号。

由此可见,不管直吹式锅炉燃料控制系统形式如何变化,但其控制系统一般都要具有风煤交叉限制功能、燃料量修正与动态校正功能和对象增益修正功能。此外,为了提高燃料控制系统的响应速度,一般均将燃料量指令信号同时作为前馈信号引入到燃料控制系统中。

2. 磨煤机一次风量控制系统

600MW 发电机组一般配置六台磨煤机,分别为 A、B、C、D、E 和 F,每台磨煤机的控

制原理是完全相同的，但其控制系统结构又都是互相独立的。这里仅以磨煤机 A 的一次风量控制系统为例进行介绍。

由图 12-53 可见，磨煤机入口的三个调节机构都可用来调节磨的一次风量，即热风挡板、冷风挡板和一次风调节门。但多数发电机组一般是通过调节磨煤机热风挡板控制磨煤机入口一次风量；通过调节磨煤机冷风挡板控制磨煤机出口温度。因此，这里介绍调节磨煤机热风挡板控制磨煤机入口一次风量的控制系统方案。

图 12-59 为磨煤机 A 一次风量控制系统方案，控制系统为前馈—单回路控制结构。

由于一次风送粉，其风量大小由给煤量的大小来决定，因此，给煤机给煤指令经函数器 $f(x)$ 转换成相应的一次风量指令，同时运行人员还可根据实际情况对一次风量指令进行修正。此外，为了快速吹出磨煤机的蓄粉和提高燃料响应速度，故还将给煤机给煤指令作为前馈信号送至加法器 $\Sigma 2$ 。一次风量给定值与磨入口一次风量测量值的偏差经调节器 PID 运算输出，送至加法器 $\Sigma 2$ 。加法器 $\Sigma 2$ 将前馈控制信号和偏差控制信号求和后去调节磨煤机的热风挡板开度，进而控制磨煤机的一次风量。

3. 磨煤机出口温度控制系统

图 12-60 为磨 A 出口温度控制系统方案，控制系统是通过调节冷风挡板开度来控制磨出口温度，控制系统为前馈—串级控制结构。

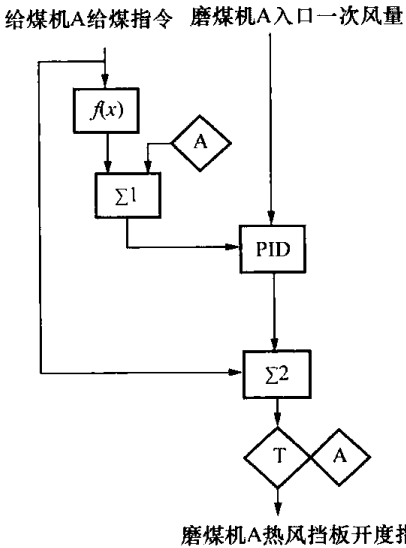


图 12-59 磨煤机 A 一次风量控制系统方案

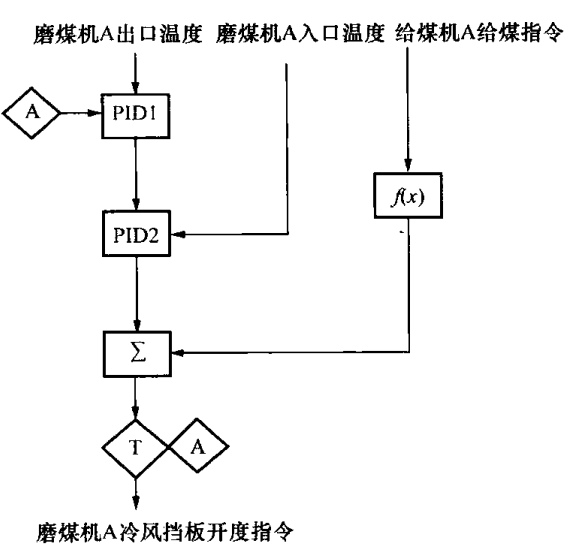


图 12-60 磨煤机 A 出口温度控制系统方案

磨煤机出口温度为串级控制系统的主参数，其给定值信号是由运行人员用定值器设定的。调节器 PID1 为主调节器。磨煤机入口温度为串级控制系统的副参数。调节器 PID2 为副调节器。

当磨煤机一次风量控制系统改变热风挡板开度来控制一次风量时，热风挡板开度改变先影响到磨煤机入口温度，这样利用串级控制系统对进入副回路的二次干扰具有很强抑止能力特点，来有效消除一次风量控制系统调节时对磨煤机出口温度的影响。

此外，为了消除给煤机给煤量变化对磨煤机出口温度的影响，系统引入了给煤机给煤指令作为前馈控制信号。

前馈控制信号和串级控制信号经加法器 Σ 求和后去调节磨煤机的冷风挡板开度，进而控制磨煤机出口温度。

也有一些系统是通过同时调节磨煤机的冷风挡板和热风挡板来控制磨煤机出口温度，这样一次风量的控制就通过调节磨煤机入口的一次风挡板来实现的，其控制方案如图 12-61 所示。

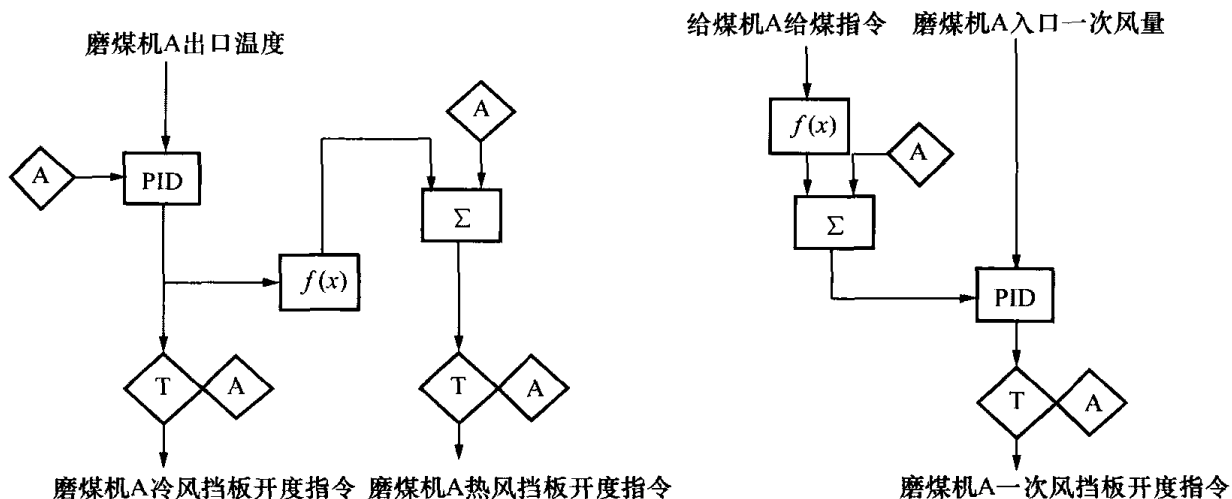


图 12-61 磨煤机出口温度与一次风控制系统

4. 一次风压控制系统

在磨煤机一次风量控制系统中，通过改变磨煤机的进口热风挡板开度来控制磨煤机进口的一次风量，以保证一次风量与给煤量的适当比例。为了使磨煤机热风挡板开度与相应的风量相对应，因此要求一次风压力稳定，图 12-62 所示就是一个保证一次风压稳定的控制方案。

一次风压力控制为单回路控制系统，它是以一次热风母管压力为被调量。由于一次风量是随负荷而变化，为了避免热风挡板开度过大或过小而导致开度与风量的非线性，因此热风母管压力也应随负荷而变化，使在不同的负荷下，热风挡板有适当的开度和相应的风量。在本系统中，由主蒸汽流量代表的锅炉负荷经函数器 $f(x)$ 后给出目前负荷下一次热风母管压力的基本给定值，运行人员还可根据机组实际运行工况在上述基本给定值的基础上手动进行偏置。

一次热风母管压力和其给定值的偏差经调节器 PID 运算处理后，经增益调整与平衡器 GAIN CHANGER & BALANCER，再通过相应的操作

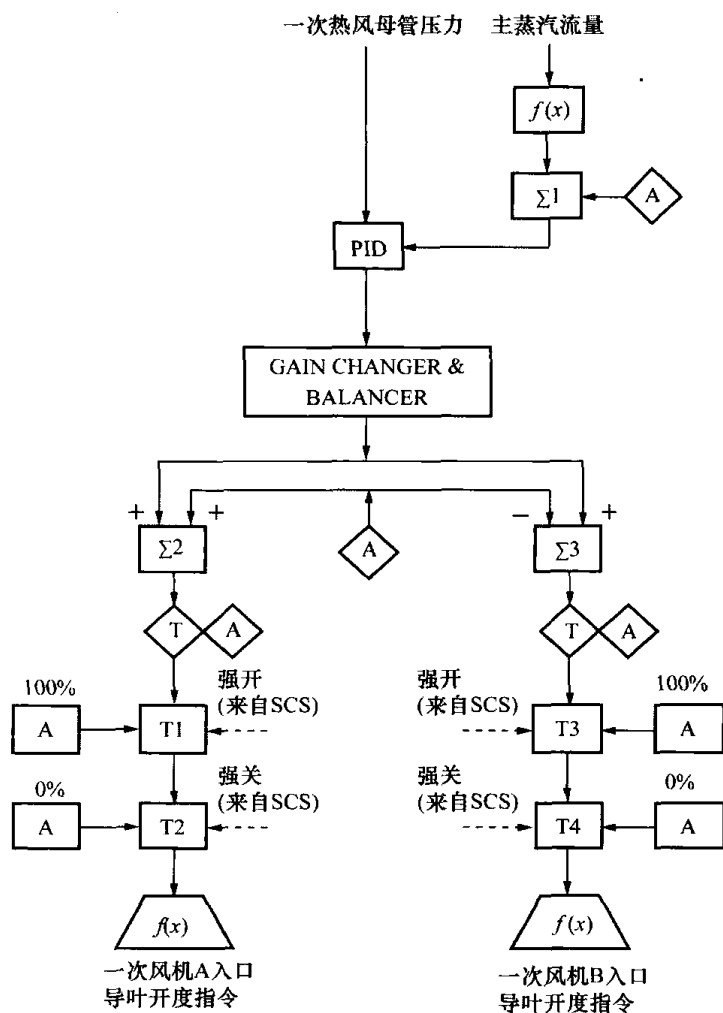


图 12-62 一次风压控制系统方案

回路分别去调节两台一次风机动叶角度,以控制一次热风母管压力。

在操作回路中,运行人员可根据情况,手动修改一次风机动叶角度指令,调节两风机的负荷。此外,风机还接受来自于顺序控制系统(Sequence Control System, SCS)控制,以及还有防喘振回路防止风机喘振。

5. 送风控制系统

送入炉膛的总风量分为一次风量和二次风量。其中一次风量是根据给煤量由一次风量控制系统来控制,因此,送风控制系统是根据烟气含氧量来调节二次风量,以保证燃烧经济性。图 12-63 所示为一种送风控制系统方案,它是图 12-26 所示的控制系统形式,其风煤交叉限制同图 12-33 所示方案。该系统实际为串级—比值控制系统结构,主参数为烟气含氧量,副参数为风煤比。其控制特点是副回路首先确保一定的风煤比,然后主回路根据烟气含氧量对风量进行修正,以确保燃烧的最佳风煤比,使燃烧经济性最佳。

锅炉指令 BD 经过虚框中的动态校正后,经函数器 $f_3(x)$ 后给出目前锅炉负荷下的总风量给定值,虚框同图 12-46 所示中虚框一样,其动态校正效果如图 12-47 所示。动态校正与风煤交叉限制功能一起作用保证动态过程中锅炉的富氧燃烧,同时还加快了送风和燃料系统的响应速度。

由主蒸汽流量代表的锅炉负荷经函数发生器 $f_3(x)$ 后,给出该负荷下烟气含氧量给定值,烟气含氧量与负荷函数关系如图 12-49 所示,运行人员可根据机组的实际运行工况在上述给定值基础上手动进行偏置。主调节器 PID1 根据烟气含氧量偏差情况对总风量给定值进行修正,修正后的总风量给定值、最小风量(30%)和总燃料量所对应的风量(由函数器 $f_4(x)$ 得到)高值选择后作为总风量给定值,同时为了系统的快速性还作为前馈信号送至加法器 $\Sigma 5$ 。

总风量与给定值偏差经副调节器 PID2 运算处理后与前馈信号相加后经增益调整与平衡器 GAIN CHANGER & BALANCER,再通过相应的操作回路分别去改变送风机动叶角度来调节二次风量,以达到确保燃烧的最佳经济性。

在操作回路中,运行人员可根据情况,手动修改送风机动叶角度指令,调节两风机的送风量。此外,风机还接受来自于 SCS 控制,以及还有防喘振回路防止风机喘振。另外,在送风控制系统中,一般还有根据炉膛压力进行送风机动叶开度闭锁增/减回路,炉膛压力过高,动叶开度闭锁增;炉膛压力过低,动叶开度闭锁减。但现在 DCS 系统的 PID 模块或 M/A 操作站提供了闭锁增/减功能,故未在图 12-63 中画出相应的闭锁增/减回路。

该送风控制系统同如图 12-46 所示的中储式锅炉的送风控制系统基本一致。

6. 炉膛压力控制系统

锅炉配置两台引风机,分甲、乙两侧布置。影响炉膛压力的扰动因素来自两个方面:一方面负荷扰动引起的燃料量、空气流量的变化;另一方面是负荷不变时,燃料内扰、制粉系统的暂停以及给煤机断煤耗引起的风粉流量的波动。控制系统在上述各种情况下都应迅速消除扰动,将炉膛压力维持在给定值的范围以内。

炉膛压力控制系统如图 12-64 所示。其控制手段是根据炉膛压力调整两台引风机的静叶片来改变引风量,使其与锅炉的送风量相适应,从而保持炉膛压力为给定值。

为了使引风量变化不滞后于送风量,采用了两台送风机动叶开度指令为前馈信号的单回路定值调节系统。

前馈通道函数 $f_2(x)$ 选得合适,可有效减小炉膛的负压动态偏差。有些系统采用总风量作为前馈信号。

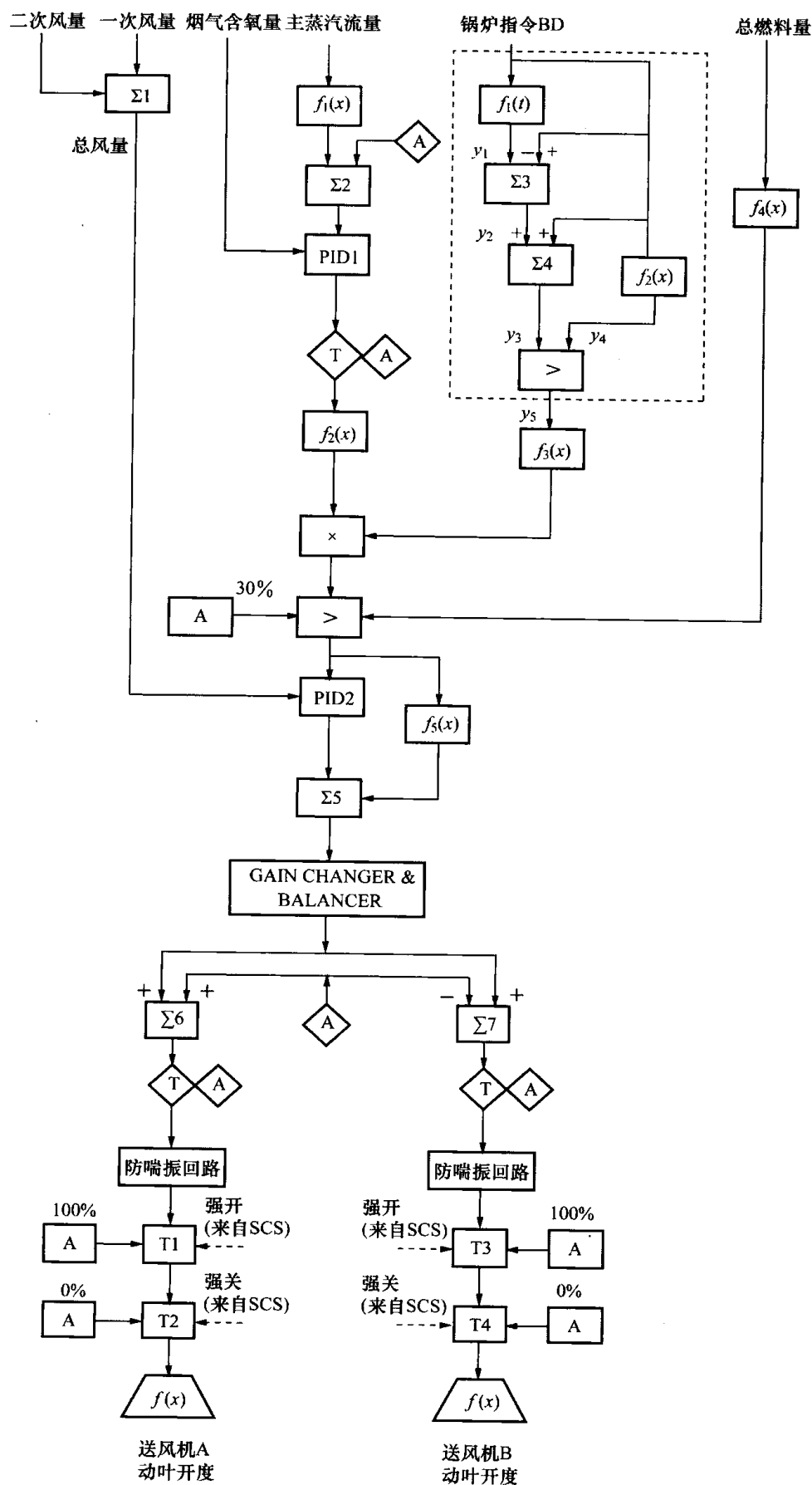


图 12-63 送风控制系统方案

由于炉膛内燃烧过程是一个急剧变化的化学过程，同时炉膛压力被控对象时间常数小，系统响应速度快，因此，炉膛压力一直处于快速波动状态。所以为了避免引风机静叶调节频繁动作，故选择一带死区的非线性函数 $f_1(x)$ ，如图 12-52 所示。这样当偏差小于死区时，调节器 PID 输出不改变，引风机静叶不动作。当由于烟气波动造成炉膛压力较大波动，其偏差超出非线性函数常死区时，调节器 PID 输出改变，后经增益调整与平衡器 GAIN CHANGER & BALANCER，再通过相应的操作回路分别去改变引风机静叶开度来调节引风量，以达到炉膛压力稳定的目的。

在操作回路中，运行人员可根据情况，手动修改引风机静叶角度指令，调节两风机的引风量。此外，风机还接受来自于 SCS 控制，以及还有防喘振回路的指令来防止风机喘振。另外，一般还有根据炉膛压力进行引风机静叶开度闭锁增/减回路，炉膛压力过高，静叶开度闭锁减；炉膛压力过低，静叶开度闭锁增。但现在 DCS 系统的 PID 模块或 M/A 操作站提供了闭锁增/减功能，故未在图 12-64 中画出相应的闭锁增/减回路。

与其他风机控制不同之处，在于炉膛压力控制系统相应操作回路中有一个超驰控制回路，它是为了在发生主燃料跳闸 MFT (Main Fuel Trip) 时，防止炉膛内爆而设置的回路。

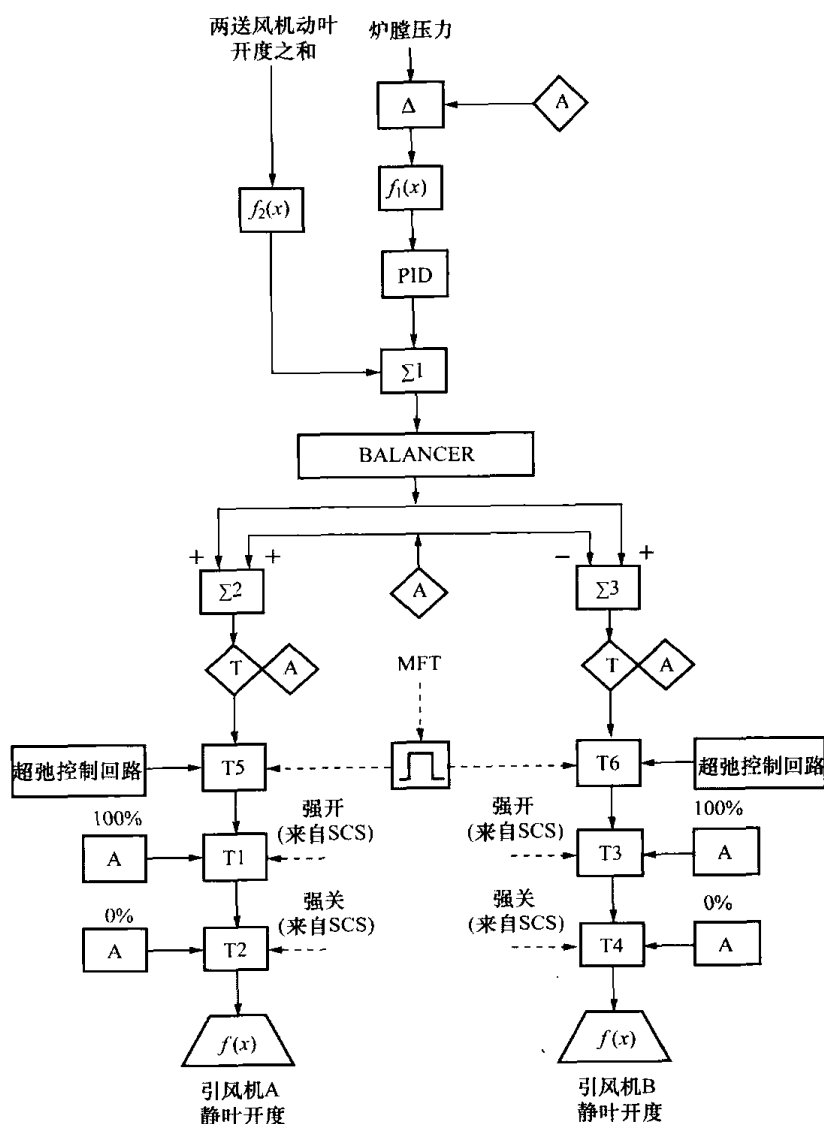


图 12-64 炉膛压力控制系统方案

根据气体性质可知

$$pV = mR\theta \quad (12-47)$$

式中： p 为炉膛绝对压力； V 为炉膛容积； m 为炉膛内烟气质量； R 为烟气常数； θ 为烟气温度。

当发生 MFT 时，炉膛内烟气质量和温度突然降低，则导致炉膛压力急剧下降，严重的话会造成炉膛内爆。为了避免这种危险的产生，在炉膛压力控制系统中加入了防内爆的超弛控制回路。当发生 MFT 时，在一定的时间内，由切换器 T5 和 T6 将超弛控制回路接入系统中进行控制，超弛控制回路将按照一定的速度和幅度暂时关小引风机静叶开度，从而使进入炉膛的风量大于引出炉膛的风量，以缓解炉膛压力的急剧下降。一定时间后，超弛控制回路退出控制系统，静叶开度仍由炉膛压力控制系统来控制。

以上介绍的是直吹式锅炉燃烧过程控制的几个主要控制系统，实际燃烧过程控制还要涉及到燃油控制、二次风控制和密封风控制等一些辅助控制系统，这些系统将在下节的 600MW 发电机组燃烧过程控制实例中介绍。

第七节 600MW 机组燃烧过程控制实例

一、系统总体结构

现以某 600MW 亚临界机组锅炉燃烧控制系统为例进行介绍与分析，该机组采用正压直吹式制粉系统，锅炉采用四角切圆燃烧方式，包括六台磨组。其燃烧控制方案采用如图 12-57 所示的传统“燃料——风量”原则性系统。根据锅炉指令 BD 的变化，改变给煤量，调节一次风量和送风量，使之与燃料量的变化相协调，进而调节一次风温度和炉膛压力，使之维持在设定值上。

该机组燃烧控制系统主要包括以下子控制系统：

- (1) 燃料量控制系统。
- (2) 磨组控制系统。
- (3) 送风控制系统。
- (4) 炉膛压力控制系统。
- (5) 一次风压力控制系统。
- (6) 辅助控制系统。

二、燃料量控制系统

1. 功能概述

燃料量控制的主要任务是根据锅炉指令 BD 调节进入锅炉的燃料量，以满足机组负荷需求。燃料量控制包括燃油量控制和给煤量控制两部分，这里仅介绍给煤量控制部分。

该机组燃料量控制主要包括两部分。一部分为总燃料信号形成回路，如图 12-65 所示，在该回路中，通过对发热量的修正，最终得到总燃料量信号；另一部分为燃料主控制回路，如图 12-66 所示，锅炉指令 BD 和总风量通过交叉限制后，作为燃料量设定值。实际总燃料量（总给煤量与总燃油量之和）与其设定值求偏差，经 PID 调节器运算得到燃料主控指令。燃料主控指令送至各自的给煤机转速控制回路，通过改变给煤机转速调节给煤量。

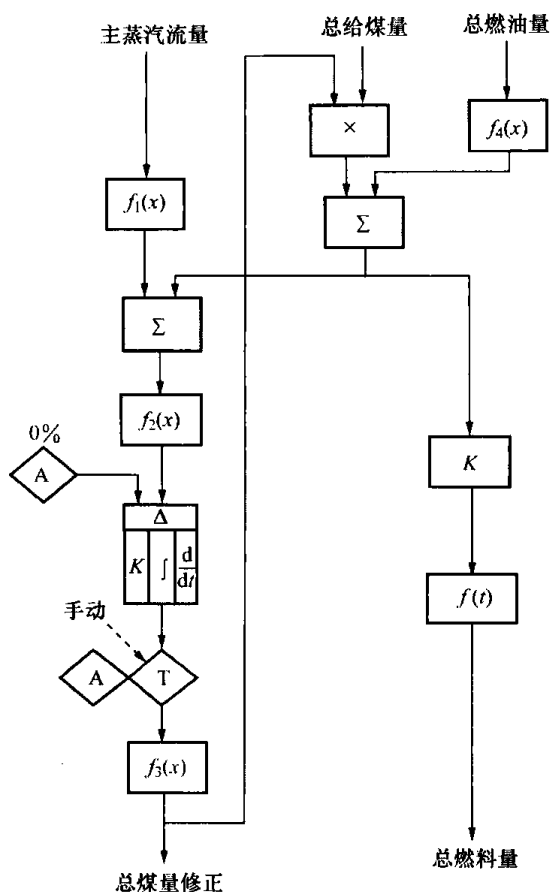


图 12-65 总燃料量信号形成

2. 总燃料量信号

该机组总燃料信号形成如图 12-65 所示。总燃料量信号采用第四节中介绍的基于给煤量修正的总燃料量测量方法，其具体测量原理同时也在第六节中的燃料控制系统中也已介绍，本系统的总燃料量信号与图 12-58 中的总燃料量信号构成原理完全一样。

主蒸汽流量经过函数发生器 $f_1(x)$ 后形成在定压力条件下，产生相应主蒸汽流量所需输入的燃料热量，该燃料热量与总燃料量信号（由总煤量和总燃油量转化的发热量）求偏差后通过积分调节器进行积分计算，直到总燃料量信号与燃料热量信号相等。积分运算的输出值经函数发生器 $f_3(x)$ 转换成相应系数（0.8~1.2）实现对总煤量信号的修正。由于燃油的热值通常不变，因此，总燃油量经过函数发生器 $f_4(x)$ 得到燃油的发热量。修正后的总煤量信号与总燃油量信号之和再经比例器和时间函数发生器 $f(t)$ 滞后校正后作为锅炉实际总燃料量。

当出现下列情况之一时，煤量修正控制站将强制切到手动修正方式。

- (1) 主汽流量信号坏质量。
- (2) 总煤量信号坏质量。
- (3) 总煤量低值信号出现。

3. 燃料量控制

总燃料量设定值由风煤交叉限制的低值选择器产生。如图 12-66 所示，低值选择器的一路输入，是经过给水温度修正后来自协调控制级的锅炉指令 BD，BD 经过函数发生器 $f_1(x)$ 形成相应给水温度值，该值与实际的省煤器入口给水温度求偏差后，经函数发生器 $f_3(x)$ 形成相应的修正系数，该修正系数经乘法器后实现了对锅炉指令 BD 的修正，使得入炉燃料能量不仅要满足锅炉对外输送能量的需要，还要考虑给水温度变化对入炉燃料能量需求的变化。低值选择器的另一路输入来自送风控制系统的总风量（如图 12-75 所示）经函数发生器 $f_2(x)$ 给出当前风量允许的最大总燃料量。两者经低值选择器输出，作为总燃料量设定值。风煤交叉限制原理及作用已在第四节中已介绍，该机组风煤交叉限制方案与图 12-33 所示方案类似，这里不再赘述。

总燃料量与其设定值经加法器求偏差，该偏差乘以对象增益修正系数（根据给煤机投入台数由增益修正模块得到（其原理已在第四节中介绍），送 PID 调节器运算，同时总燃料量设定值作为前馈信号引入控制回路，以加快锅炉的响应速度。调节器输出与前馈信号经过加法器后，送至燃料主控制站，再经增益修正平衡回路 BALANCER 得到燃料主控指令，给出给煤机转速的设定值，送至所有给煤机转速控制回路。

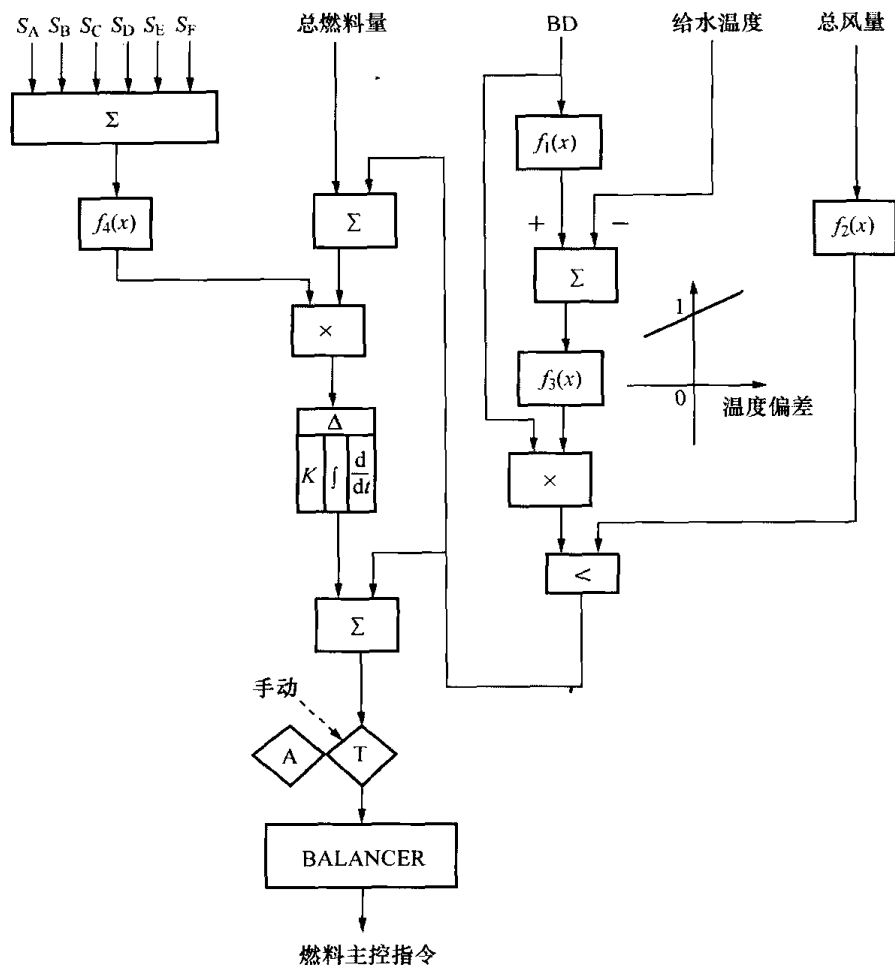


图 12-66 燃料量控制

当出现下列情况之一时，燃料主控制站强制切到手动控制方式。

- (1) 所有给煤机都在手动控制。
- (2) 燃料主控设定值和总燃料量偏差大。
- (3) MFT。
- (4) 两台引风机均手动。
- (5) 任一辅机的 RB 条件存在。

三、磨组控制系统

1. 功能概述

磨组控制是指将一台磨煤机组的控制作为一个整体来考虑，包括给煤机转速控制系统、磨煤机风量控制系统和磨煤机出口温度控制系统。

该机组共配置六台磨煤机，每台磨煤机组的控制系统结构相同且互相独立，现以磨煤机 A 为例进行分析。给煤机转速控制系统通过调节给煤机转速，使给煤量满足燃料主控指令的要求；磨煤机风量控制系统通过调节磨煤机热风挡板开度控制磨煤机入口一次风量；磨煤机出口温度控制系统通过调节磨煤机冷风挡板开度控制磨煤机出口温度。

2. 给煤机转速控制

给煤机转速控制回路如图 12-67 所示。每台给煤机的转速指令均来自燃料主控制站输出，运行人员可在上述指令基础上手动设定偏置。只有当给煤机转速控制在自动控制方式时，才允许手动设置偏置。燃料主控指令加上偏置经过给煤机控制站输出给煤量指令。

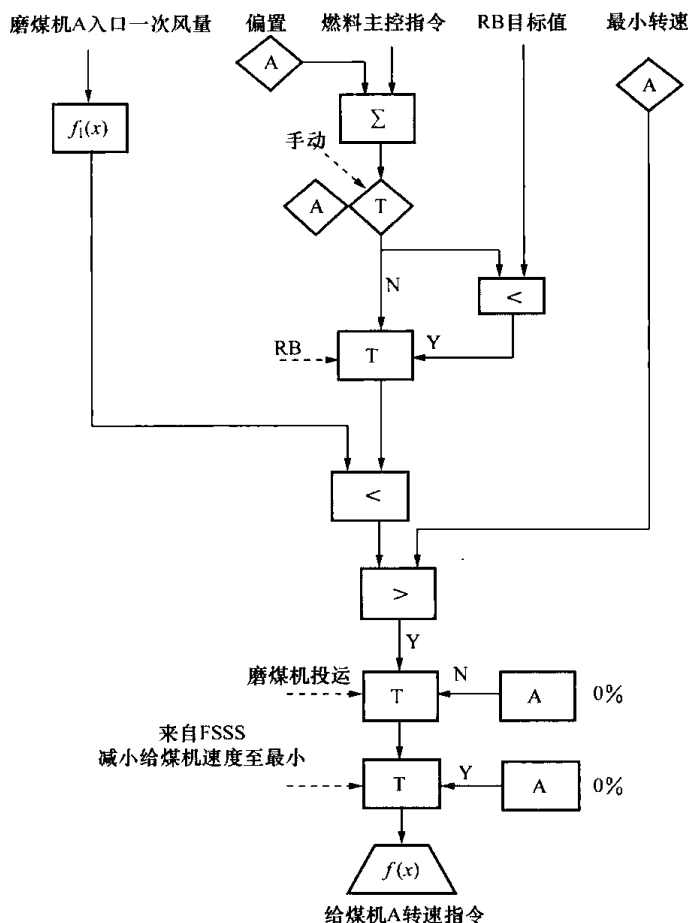


图 12-67 给煤机转速控制

能否增加燃料量首先要看有无足够风量，为确保实际风量大于给煤量所需风量，磨煤机入口一次风量经函数发生器 $f_1(x)$ 后转换为该一次风量允许的给煤量，与给煤量指令通过低值选择器输出，以保证磨煤机入口一次风量有一定富裕度，防止磨煤机堵塞。

在正常运行时，给煤机转速指令应不小于最小转速要求，以保证磨组有一定负荷，使煤粉能稳定燃烧。因此，低值选择输出与给煤机可控最小转速经高值选择后，输出给煤机转速指令控制相应给煤机转速。

除正常控制外，给煤机转速指令还将受到下列信号的限制。

(1) RB 指令限制。

当机组发生部分主要辅机故障跳闸，使机组的最大出力低于给定负荷时，控制系统将机组负荷快速降低到实际所能达到的相应出力，并能控制机组的主要参数在允许范围内继续运行，称为辅机故障快速减负荷即 RB (Run Back)。它是为了保证机组负荷指令在任何时候都不超过机组的最大出力能力。

当机组发生 RB 工况时，给煤机控制系统根据 RB 目标值减小给煤机转速，给煤量与 RB 目标值经小选后输出，降低锅炉总燃料量指令到机组最大出力能力相对应的总燃料量。同时，FSSS 将部分磨煤机切除，保留与机组负荷相适应的磨煤机台数。

(2) FSSS 系统。

当 FSSS 系统来“减小给煤机速度至最小”信号时，给煤机转速控制站将强制输出最小速度，本系统最小速度为 0%。当相应磨煤机未运行时，给煤机转速控制站将强制输出 0%。

当出现下列情况之一时，给煤机控制站强制切到手动控制方式。

- (1) 给煤机未运行。
- (2) 对应磨煤机热风控制站不在自动。
- (3) 给煤机运行且对应给煤量异常。

3. 磨煤机风量和出口温度控制

对于采用直吹式制粉系统的锅炉来说，通过磨煤机热风挡板和冷风挡板的调节，既要使磨煤机入口一次风量满足给煤量要求，又要维持磨煤机出口温度在设定值上，显然，这是一个具有耦合特性的双输入/双输出被控对象。

该机组在冷热风控制方案上采用了前馈—反馈控制系统，通过调节热风挡板开度控制磨煤机入口一次风量，通过调节冷风挡板开度控制磨煤机出口温度。在风量和温度控制都采用常规反馈控制方式的基础上，用给煤机转速指令作为前馈信号。这样当给煤量改变时，能够通过前馈通道预先改变冷风挡板和热风挡板的开度。该控制方案能在一定程度上消除冷风和热风之间的耦合，从而将风量定值扰动对出口温度造成的影响减到最小。

(1) 磨煤机风量控制。

磨煤机入口一次风量形成如图 12-68 所示。磨煤机入口一次风量由三个差压变送器测的，各测量值经过函数发生器 $f_1(x)$ ，开方后得到一次风量，各一次风量分别经过煤机磨入口一次风温度和一次风压力修正后，由三取中模块得到最终的磨煤机入口一次风量实际值。

由于一次风主要作用是送粉，其风量大小由给煤量的大小来决定，因此，用给煤机转速指令经函数器 $f(x)$ 转换成相应的一次风量指令，如图 12-69 所示。同时，加上运行人员手动设置的偏置产生本台磨煤机的入口一次风量设定值。磨煤机一次风量与其设定值的偏差送至 PID 调节器运算，同时用给煤机转速指令作为前馈信号，超前补偿燃料扰动对一次风量的影响，加快风量的响应速度。PID 调节器输出与给煤机指令前馈信号求和，经热风控制站后给出磨煤机热风挡板开度控制指令。

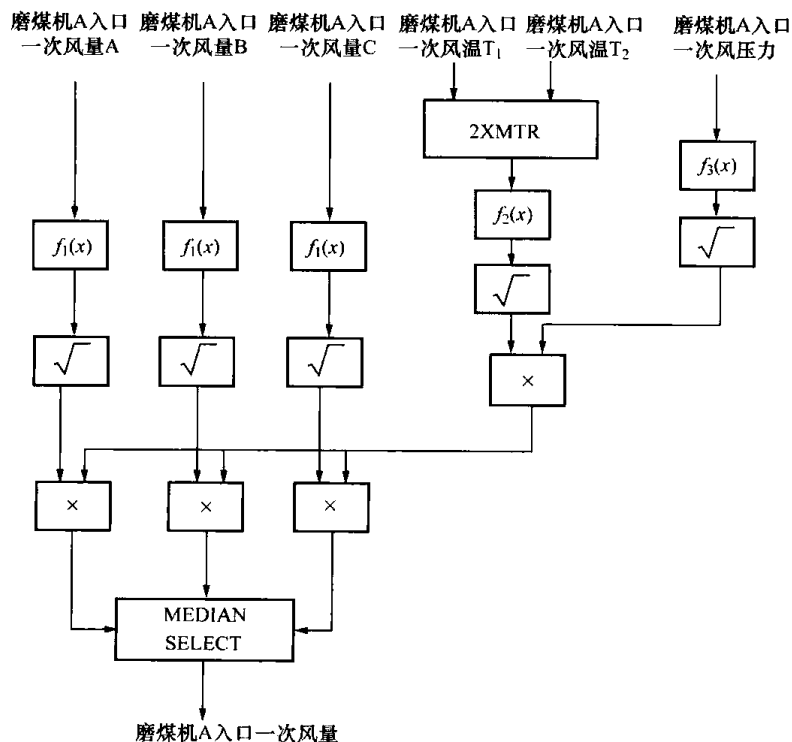


图 12-68 磨煤机 A 入口一次风量测量

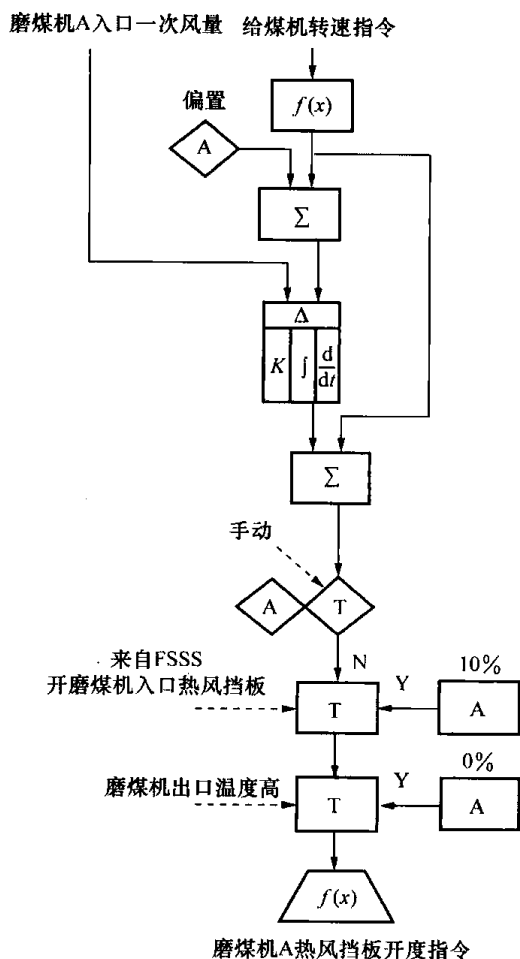


图 12-69 磨煤机入口一次风量控制

除正常的控制外，热风挡板开度指令还要受下列信号的限制：

- 1) 当 FSSS 系统来开磨煤机入口热风挡板信号时，磨煤机入口热风挡板控制站将强制输出至

一定值（10%）。

2) 当磨煤机出口温度高信号出现时，磨煤机入口热风挡板全关，磨煤机入口冷风挡板全开。

此外，当出现下列情况之一时，磨煤机热风挡板控制站强制切到手动控制方式。

- 1) 磨煤机入口风量信号故障。
- 2) 磨煤机未运行。
- 3) 磨煤机入口风量设定值与实际值偏差大。
- 4) 磨煤机入口热风挡板指令与位偏差大。

(2) 磨煤机出口温度控制。

冷风挡板控制的主要任务通过调节冷风挡板的开度使磨煤机出口温度保持在设定值，使磨煤机有合适的温度，保证磨煤机安全运行和干燥。

该机组冷风控制采用前馈—串级控制系统。如图 12-70 所示，外回路取磨煤机出口温度为被调量，磨煤机出口温度由三个通道测量值经三取中回路得到，磨煤机出口温度的设定值由运行人员根据经验设定。两者的偏差经 PID 调节器运算后作为设定值，与导前温度磨煤机入口温度求偏差后，经内回路 PID 调节器运算后，再加上给煤机转速指令经函数发生器 $f(x)$ 转化而来的前馈信号，送至冷风挡板控制站，给出磨煤机入口冷风挡板开度指令。

该串级控制系统设计能够改善磨煤机出口温度的大滞后特性，及早消除磨煤机入口温度变化的扰动，有效消除冷风挡板的过调，使磨煤机出口温度有较好的调节品质。同时，控制回路中加入给煤机转速指令作为其前馈，减少了控制系统调节的滞后。

除正常的控制外，冷风挡板开度指令还受下列信号的限制：

(1) 当 FSSS 系统来“开磨煤机入口冷风挡板”信号时，磨煤机入口冷风挡板控制站将强制输出至一定值（10%）。

(2) 当磨煤机出口温度高时，磨煤机入口热风挡板全关，磨煤机入口冷风挡板全开。

当出现下列情况之一时，磨煤机冷风挡板控制站强制切到手动控制方式。

- 1) 磨煤机出口温度信号故障。
- 2) 磨煤机未运行。

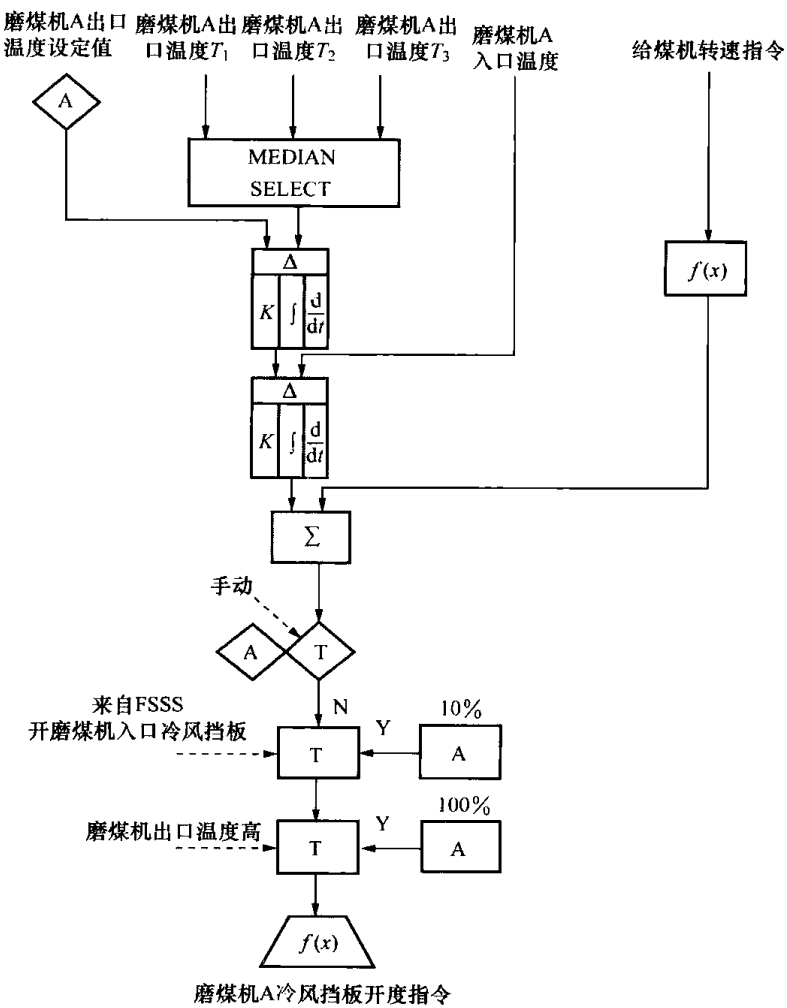


图 12-70 磨煤机出口温度控制

3) 磨煤机出口温度设定值与实际值偏差大。

4) 磨煤机入口冷风挡板故障。

四、送风控制系统

1. 功能概述

送风控制的主要任务通过调节运行送风机的动叶开度，维持锅炉总风量为设定值，使送风量与燃料量协调变化，保证燃烧的经济性和安全性。

该机组风量控制采用串级—比值控制系统结构。其控制特点是内回路首先确保一定的风煤比，然后外回路根据烟气含氧量对风量进行修正，用来修正燃料量与风量的比例系数，以确保燃烧的最佳风煤比，以使燃烧经济性最佳。

2. 总风量信号

总风量是总热二次风量和总一次风量之和，各风量测量信号均经过相应温度和压力校正。

如图 12-71 所示，锅炉 A、B 两侧的二次风量测量值各由三个差压变送器测得，其测量值经过函数发生器 $f_1(x)$ ，开方运算后得到风量测量值。各风量测量值分别经过空气预热器出口二次风温及二次风压修正后，经过三取中回路得到一侧二次风量，A、B 侧二次风量之和为总二次风量。总一次风量为 6 台磨煤机入口一次风量之和，如图 12-68 所示。

3. 总风量指令

锅炉指令 BD 经过动态校正、函数变换、氧量修正后与修正后的实际燃料量、30% 的最低风量经风量限制器高选而形成总风量指令，如图 12-74 所示。

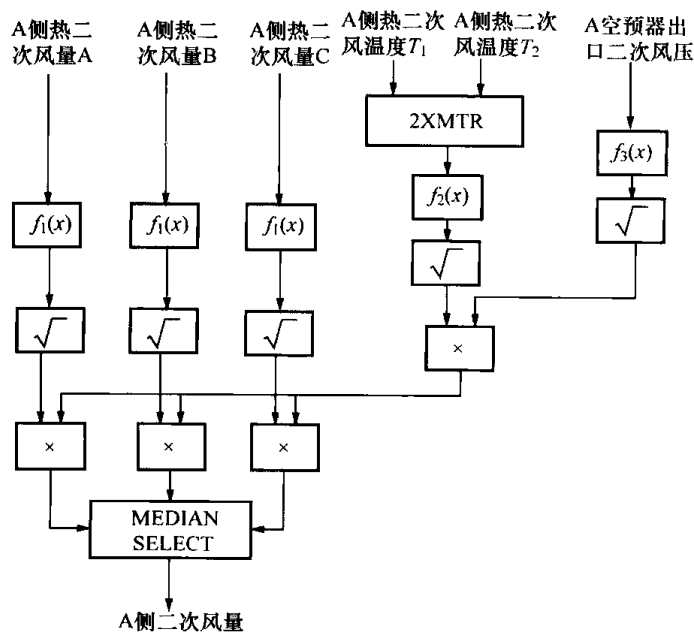


图 12-71 A 侧二次风量测量

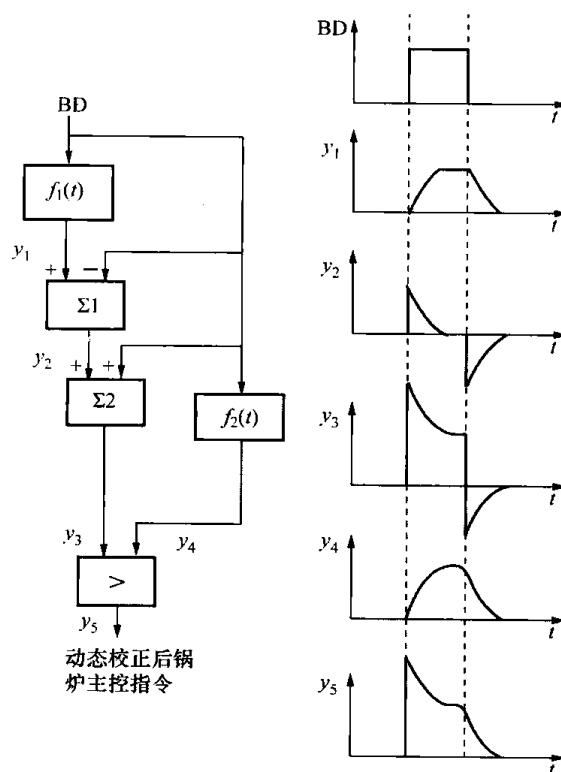


图 12-72 锅炉主控指令动态校正

对锅炉指令 BD 进行了动态校正，其动态校正如图 12-72 所示，该校正环节结构同图 12-46，其原理也相同。即：在增负荷初期， y_3 输出比惯性环节输出 y_4 大，因此通过高值选择

器，加大风量，然后随时间逐渐减少风量直至正常值，使风量修正量得到超前增加；在减负荷时，惯性环节输出 y_4 减小将比 y_3 减小慢，所以 y_4 输出通过高值选择器，因此减复合式并反向减少风量，而是随时间逐渐减少风量直至正常值，使的风量修正量减小较慢。经过动态校正后的锅炉主控指令经函数器 $f_4(x)$ （如图 12-74 所示）转化成对应的风量指令。

采用控制烟气含氧量以保证经济燃烧。烟气氧量信号形成如图 12-73 所示，锅炉燃烧需氧量设定值与锅炉负荷成一定函数关系，因此采用主蒸汽流量代表锅炉负荷，经函数发生器 $f_1(x)$ 后给出该负荷下烟气含氧量的基本设定值，运行人员根据发电机组的实际运行工况，在上述基本设定值基础上手动进行偏置。经各自三取中以后，左、右侧烟气含氧量信号取平均值，经惯性环节后作为烟气含氧量信号。氧量信号与其设定值求偏差后，经 PID 调节器运算，送至氧量修正控制站输出氧量修正系数，对总风量指令进行修正，如图 12-74 所示。

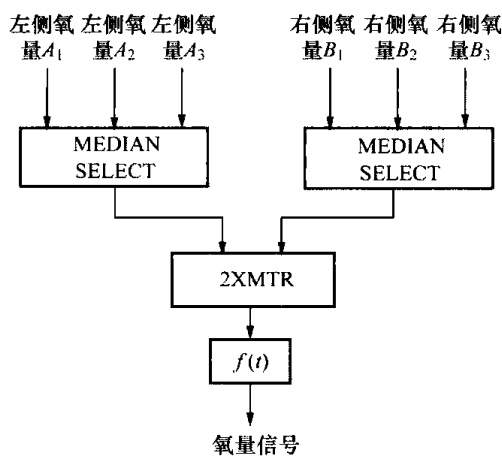


图 12-73 烟气氧量信号形成

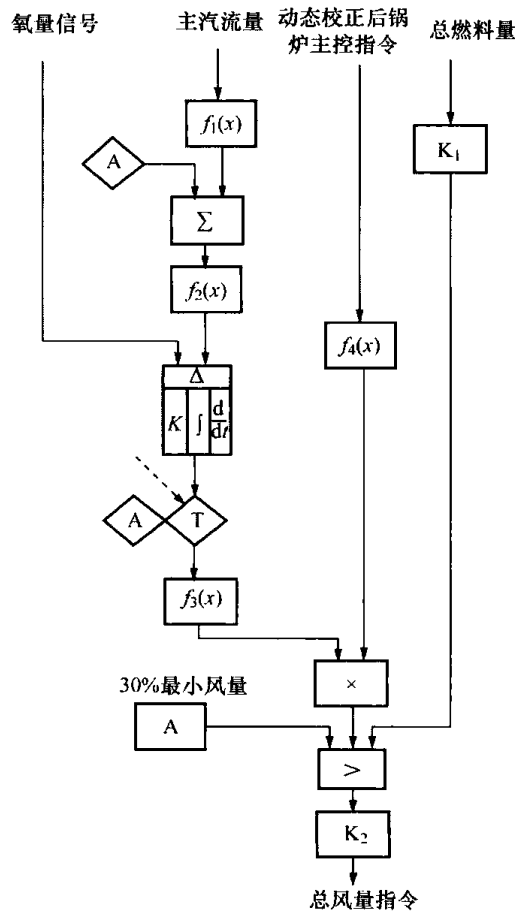


图 12-74 总风量指令形成

在机组增减负荷时，为了保证有充足的风量和一定的过量空气，锅炉负荷指令 **BD** 同时加到燃料量控制系统和风量控制系统，并经过了风煤交叉限制。在送风控制中，由于高值选择器的作用，风量随着锅炉负荷指令的增加而增加（如图 12-74 所示）。这样与燃料量控制中的给煤量动态校正配合以及风煤交叉限制一起作用，使在燃烧动态过程中总能保证锅炉处于过氧燃烧，同时加快了送风系统的响应速度。总燃料量经增益修正环节 K_1 转换为所需风量，同时当锅炉负荷较低时，为了保证锅炉能够安全燃烧，总风量应维持在 30% 以上。因此，动态校正锅炉主控指令经过氧量修正后，与 30% 最小风量信号、总燃料量对应风量信号，经高值选择器后作为总风量设定值。

4. 送风控制回路

送风控制回路如图 12-75 所示，总风量与其设定值的偏差经过 PID 调节器运算后送至增益修正回路 **BALANCER**，由两台送风机平衡分配总风量。同时，用总风量指令经过函数发生器 $f(x)$ 后作为前馈信号引入控制回路，以实现超前控制。

当两台送风机动叶控制站都在自动控制方式时,可对两台送风机进行偏置,使两台送风机的出力平衡。当负荷不平衡且两台送风机均在自动时,可以对相应送风机加一定的偏置,避免一侧风机出力变化时对被控对象产生扰动,从而使两台送风机的动叶开度保持同步变化。当至少有一台送风机在手动时,由控制回路自动对动叶控制站输出进行修正,使送风机动叶开度之和保持不变,减小对系统的扰动。同时,处于手动的控制站,总风量指令将跟踪该站输出,以保证控制系统实现手自动无扰切换。

除正常的控制外,送风机动叶开度指令还要受下列信号限制。

(1) 当炉膛压力过低时,产生闭锁降信号,使送风机动叶只许开大,不许关小。

(2) 当炉膛压力过高时,产生闭锁升信号,使送风机动叶只许关小,不许开大。

(3) 当 SCS 来“开 A (或 B) 送风机动叶”信号时,送风机 A (或 B) 动叶控制站将强制输出至定值。

(4) 当 SCS 来“关闭 A (或 B) 送风机动叶”信号时,送风机 A (或 B) 动叶控制站将强制输出 0%。

当出现下列情况之一时,送风机动叶控制站强制切换到手动控制方式。

- (1) 总风量信号故障。
- (2) A、B 引风机均在手动。
- (3) 相应送风机未运行。
- (4) MFT。
- (5) 总风量设定值与实际值偏差大。
- (6) 送风机动叶指令与反馈偏差大。

当出现下列情况之一时,氧量修正控制站强制切换到手动控制方式。

- (1) 两台送风机均在手动。
- (2) 烟气氧量信号故障。
- (3) 主汽流量信号故障。
- (4) 氧量设定值与测量值偏差大。

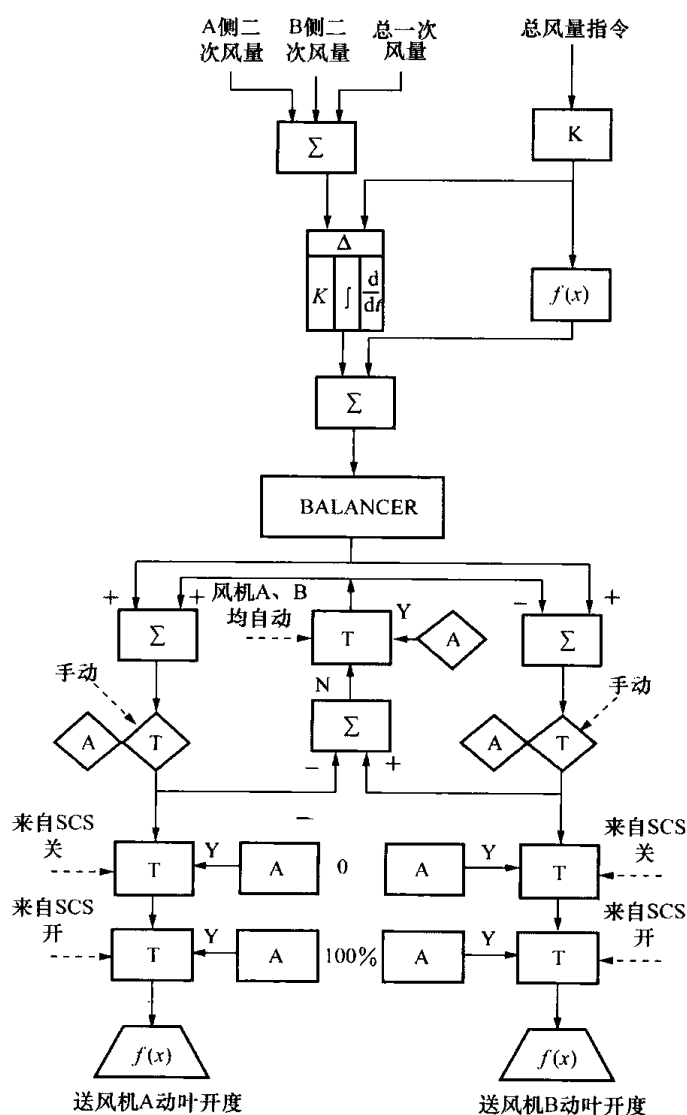
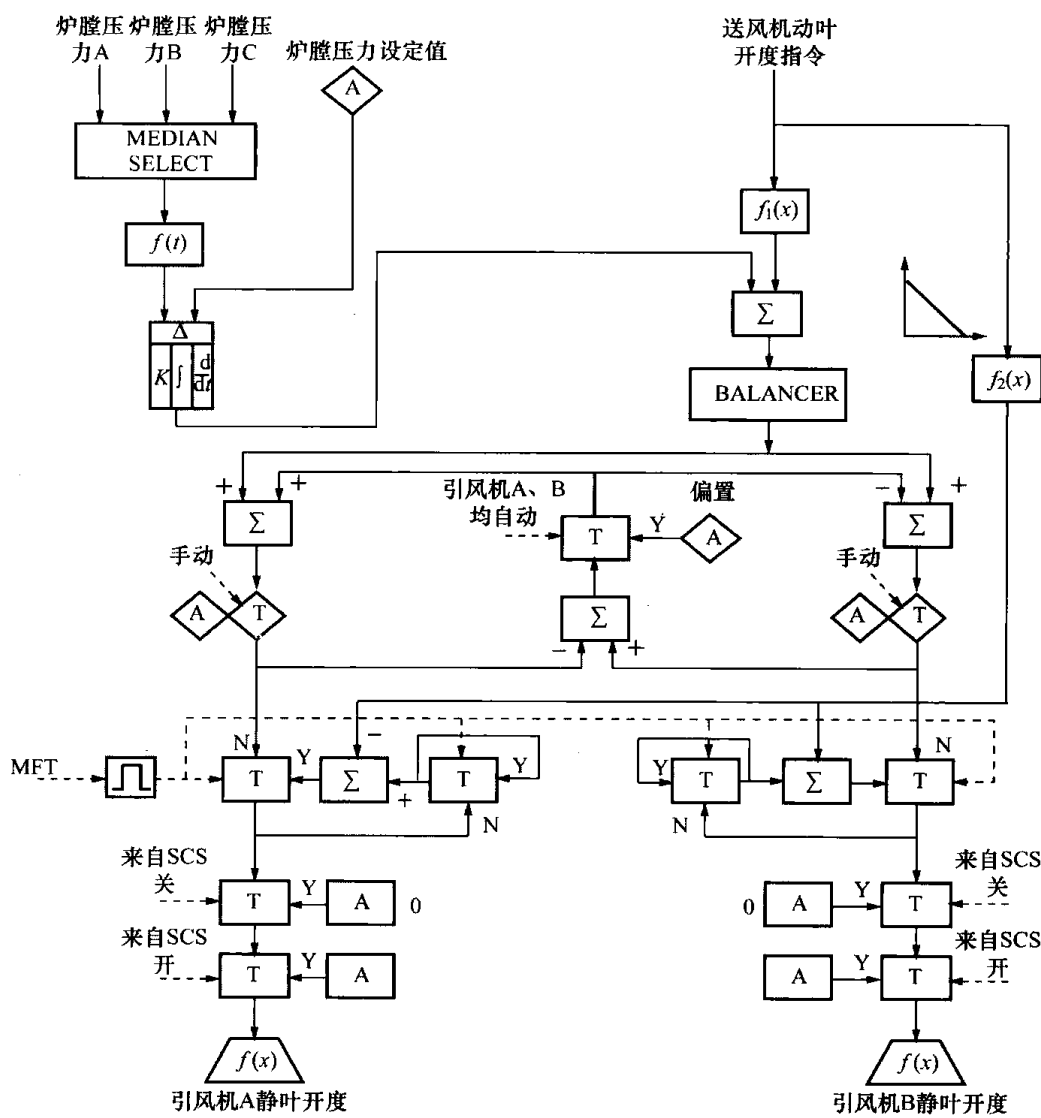


图 12-75 送风控制回路

五、炉膛压力控制系统

炉膛压力控制的主要任务是通过调节引风机静叶开度维持炉膛压力为设定值。该机组炉膛压力控制采用前馈—反馈控制系统，如图 12-76 所示。



炉膛压力信号由三个通道变送器测得，经三取中算法得到炉膛压力测量值。由于炉内燃烧化学反应剧烈，因此允许炉膛压力在一定范围内波动，为防止引风机静叶频繁来回动作，炉膛压力测量值要经时间函数发生器 $f(t)$ 对其进行滤波。炉膛压力设定值由运行人员在操作员站上手动设定。

减小送风量变化对炉膛压力的影响波动，采用两台送风机动叶开度指令之和代表送风量作为引风控制的前馈信号。通过适当选择函数 $f_1(x)$ ，一旦负荷变化引起送风量变化时，可通过此前馈信号迅速调节引风量，不必等到负压出现较大偏差后再由炉膛压力控制回路来调节，从而可避免较大的动态偏差，使炉膛压力调节品质得以改善。

炉膛压力测量值和其设定值的偏差经 PID 调节器运算后再加上前馈信号，经过增益修正回路 BALANCER 后，分别送往引风机 A、B 静叶控制站。

同送风控制系统一样，在 BALANCER 后可对引风机开度设置偏置。当两台引风机静叶

控制站都在自动控制方式时，可对两台引风机的开度指令进行偏置，重新分配两台引风机的负荷，使两台引风机的出力平衡。当至少有一台引风机在手动控制方式时，由控制回路自动对静叶开度指令进行修正。

除正常的控制外，引风机动静叶开度指令还要受下列信号限制。

(1) 当炉膛压力低于一定值时，形成闭锁升信号。限制引风机静叶进一步打开，而只能关小。

(2) 当炉膛压力高于一定值时，形成闭锁降信号，限制引风机静叶进一步关小，只能打开。

(3) 当 SCS 来“开 A（或 B）引风机静叶”信号时，引风机 A（或 B）静叶控制站将强制输出至定值；当 SCS 来“关闭 A（或 B）引风机静叶”信号时，引风机 A（或 B）静叶控制站将强制输出 0%。

(4) MFT 超驰指令限制。

当锅炉发生 MFT 时，由于熄火炉膛内烟气质量和温度突然降低，导致炉膛压力大幅度急剧下降，如果不采取措施，锅炉就有可能发生内爆事故。

为避免此类事故的发生，炉膛压力控制系统在两台引风机静叶控制指令的输出端，还加入了一个引风机超驰控制，如图 12-76 所示。当锅炉发生 MFT 工况时，控制回路通过脉冲块发出脉冲信号使引风机静叶开度在原开度值下迅速关小一个开度，该关小开度由送风量决定，是送风机动叶指令的函数。根据送风量情况，迅速减少引风量，使得进入炉膛的风量大于从炉膛抽出的烟气量，这种暂时的不平衡可以尽快补偿 MFT 因炉膛灭火而导致的炉膛压力下降太多缺失。当超驰时间一到，引风机静叶恢复到正常的炉膛压力控制。

当出现下列情况之一时，引风机静叶控制站强制切换到手动控制方式。

(1) 引风机静叶控制指令和反馈偏差大。

(2) 炉膛压力变送器故障。

(3) 相应引风机未运行。

(4) 炉膛压力设定值与实际值偏差大。

六、一次风母管压力控制系统

一次风母管压力控制系统的任务是通过调节一次风机的入口导叶开度维持一次风母管压力为设定值。

一次风母管压力控制采用单回路控制系统，如图 12-77 所示。一次风母管压力信号由三个测点经三取中回

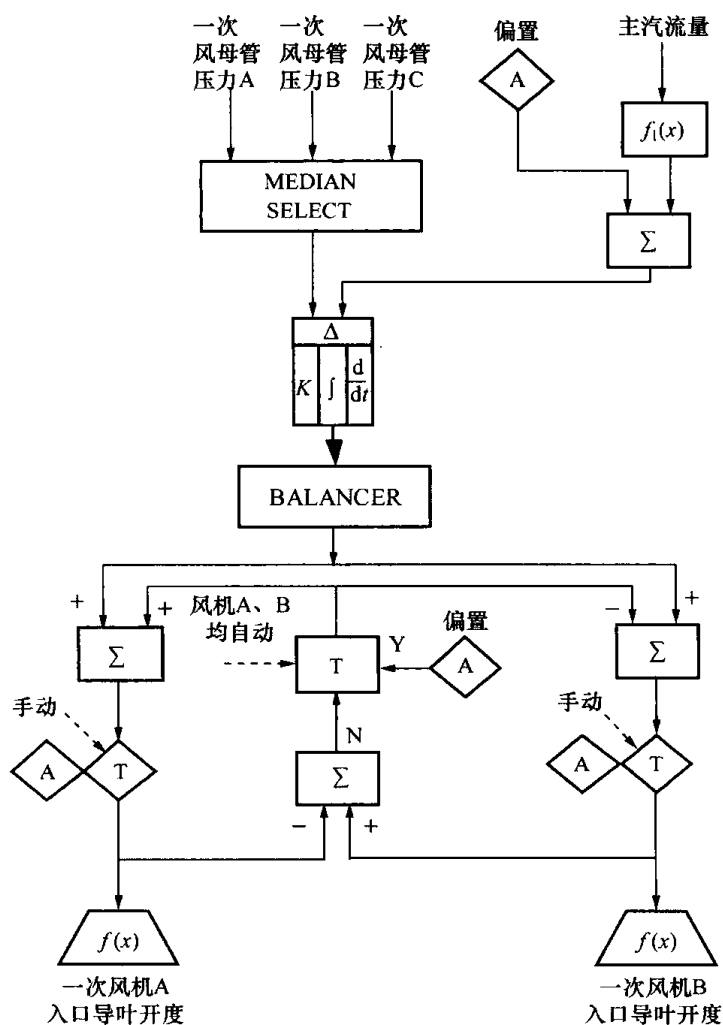


图 12-77 一次风母管压力控制

路取中值得到。由主蒸汽流量代表的锅炉负荷经函数发生器 $f_1(x)$ 后给出该负荷下一次风母管压力的基本设定值, 运行人员可根据机组的实际运行工况在上述基本设定值基础上手动进行偏置。一次风母管压力和其设定值的偏差经 PID 调节器运算后, 作为两台一次风机导叶开度共用指令, 再经过增益修正回路分别送往两台一次风机入口导叶控制站, 调节一次风机导叶开度。当两台一次风机导叶控制站都在自动控制方式时, 同样可对两台一次风机入口导叶的开度指令设置偏置, 其实现原理同送风控制和引风控制相同, 这里不再赘述。

除正常的控制外, 一次风机入口导叶开度指令还要受下列信号限制。

(1) 当 SCS 来“开 A (或 B) 一次风机入口导叶”信号时, 一次风机 A (或 B) 入口导叶开度指令将输出至定值。

(2) 当 SCS 来“关闭 A (或 B) 一次风机入口导叶”信号时, 一次风机 A (或 B) 入口导叶开度指令将强制输出 0%。

当出现下列情况之一时, 一次风机导叶控制站强制切换到手动控制方式。

- (1) 一次风母管压力设定值与实际值偏差大。
- (2) 一次风母管压力信号故障。
- (3) 一次风机入口导叶控制指令和反馈偏差大。
- (4) MFT。
- (5) 主汽流量信号故障。
- (6) 相应一次风机未运行。

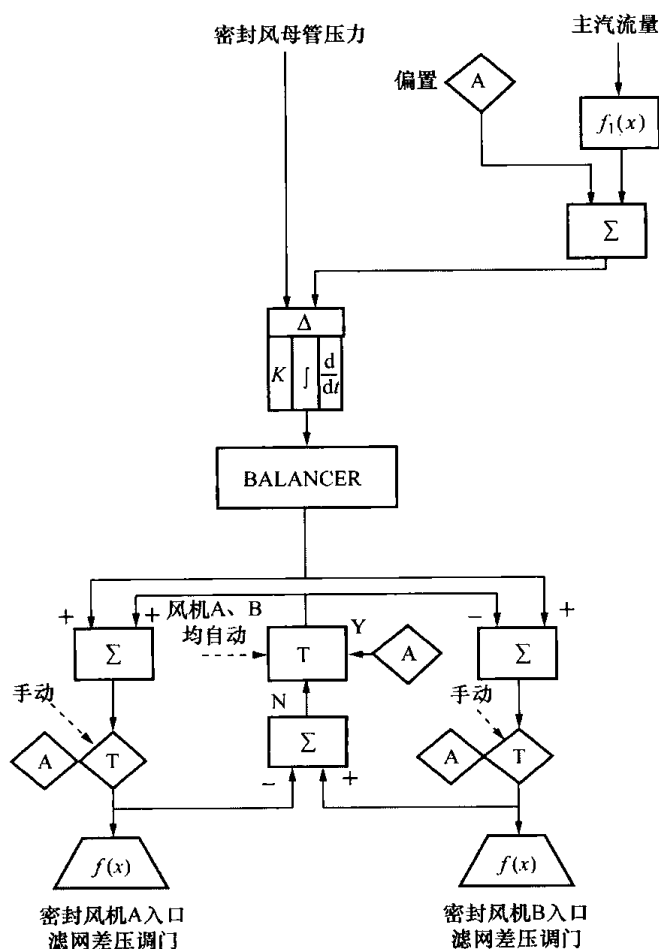


图 12-78 密封风母管压力控制

七、密封风母管压力控制系统

该控制系统是通过调节密封风机入口滤网差压调节门开度来维持密封风母管压力为设定值。控制通常采用单回路控制系统。

该机组密封风母管压力控制系统如图 12-78 所示。由主蒸汽流量代表的锅炉负荷经函数发生器 $f_1(x)$ 后给出该负荷下密封风母管压力的基本设定值, 运行人员可根据机组的实际运行工况在上述基本设定值基础上手动进行偏置。密封风母管压力信号与其设定值求偏差, 经 PID 调节器运算后作为两台密封风机共用指令, 经增益修正回路 BALANCER 后, 分别送两台密封风机控制站, 从而控制对应密封风机入口滤网差压调门开度。同样, 当两台密封风机控制站都在自动控制方式时, 可对两台密封风机入口滤网差压调节门的开度指令进行偏置, 以使得两台密封风机的出力平衡。

当出现下列情况之一时, 密封风机入

口滤网差压调节控制站强制切到手动控制方式。

(1) 密封风机母管压力设定值与实际值偏差大。

(2) 密封风机母管压力信号故障。

(3) 密封风机入口滤网差压调节门控制指令和反馈偏差大。

(4) MFT。

(5) 主汽流量信号故障。

(6) 相应密封风机未运行。

八、辅助控制系统

1. 二次风组成及分布

二次风的主要作用是助燃，其总风量通过调节送风机动叶开度来调节。二次风经过空气预热器预热后，进入二次风大风箱，从炉前进入炉膛时有分为三部分。

(1) 辅助风（二次风），它是二次风的主要部分，约占二次总风量 60%~70%，所以常称二次风，提供煤粉和油完全燃烧所需的空气量。

(2) 周界风（燃料风），约占二次总风量 15%~25%，分布在一次风和煤粉的喷嘴周围，提供一次风煤粉气流以适当的空气，补充由于煤粉高度集中在燃烧初期可能出现的氧量不足。调整好周界风有利于煤粉气流着火和燃烧的扩展，还可减弱一次风煤粉气流的衰减速度，增强气流的刚度，同时对一次风喷嘴口还起冷却和保护作用等。

(3) 燃尽风（过燃风），约占二次总风量 15%，布置在燃烧器的最上部两层，降低炉膛火焰中心温度，减少烟气中 NO_x 生成量。

该机组煤粉燃烧器为四角布置、切向燃烧、摆动式燃烧器。燃烧器共设置六层煤粉喷嘴，锅炉配置 6 台 HP1003 型中速磨煤机，每台磨的出口由四根煤粉管接至炉膛四角的同一层煤粉喷嘴。其 1[#]角二次风喷嘴布置如图 12-79 所示，

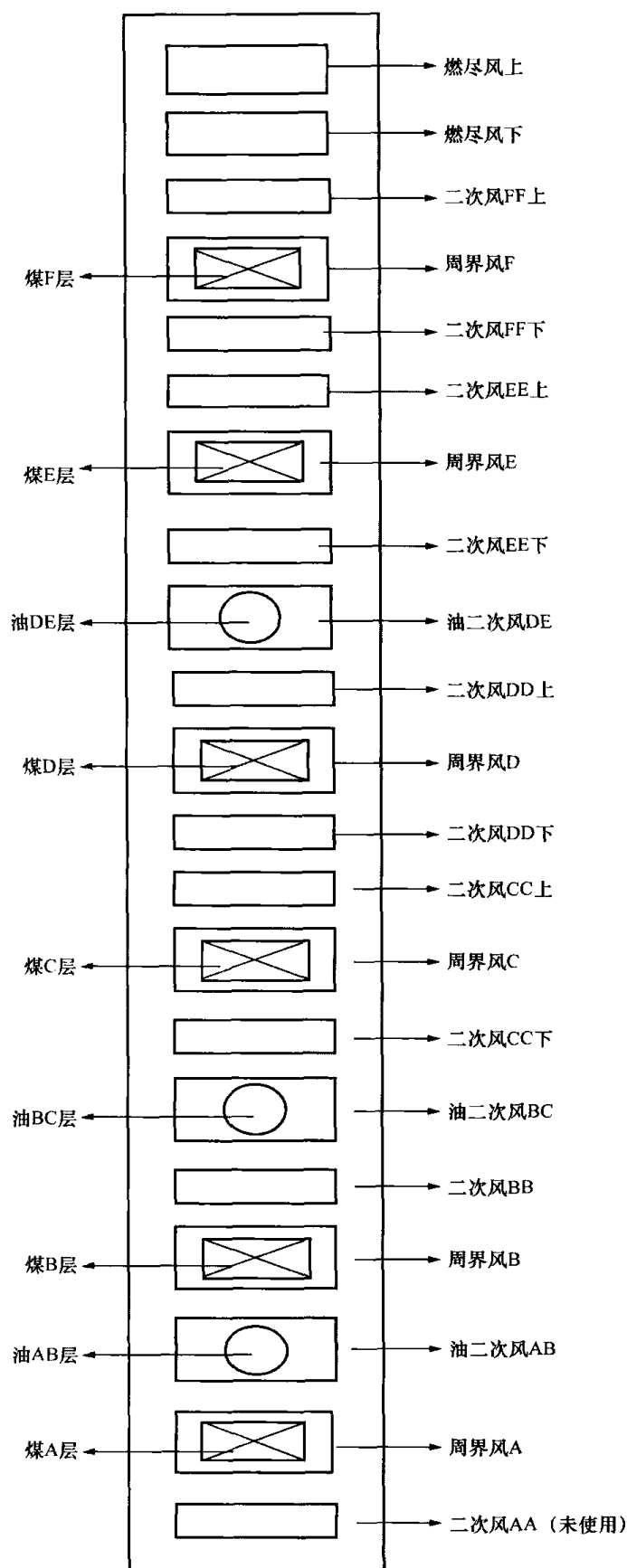


图 12-79 1[#]角二次风喷嘴布置图

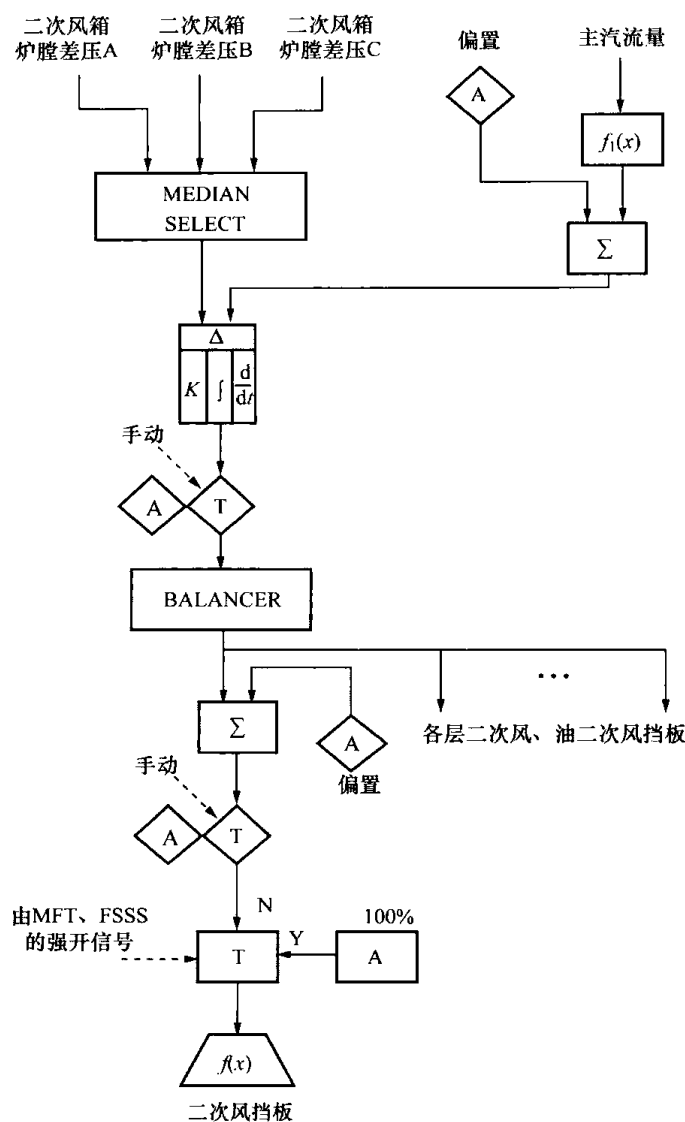


图 12-80 二次风控制系统

其余 2[#]、3[#]、4[#]角布置相同。从图中可以看出，主风箱共设计有 6 层强化着火煤粉喷嘴，在煤粉喷嘴四周布置有燃料风（周界风）喷嘴，在每层煤粉喷嘴上下各布置有 1 层辅助风（二次风）喷嘴，其中二次风 AA 喷嘴未使用。其次，机组还设计有 3 层油枪助燃，分别布置在 AB 层、BC 层、DE 层，在油枪喷嘴四周布置有油二次风（辅助风）喷嘴。此外，在主风箱顶部设置有 2 层燃尽风喷嘴。因此，该机组每角共布置有 6 层煤粉喷嘴，3 层油枪喷嘴，20 层二次风门。二次风门中，包含煤二次风（辅助风）9 层，油二次风（辅助风）3 层，周界风（燃料风）6 层，燃尽风 2 层。

下面分别介绍这三种二次风的控制。

2. 二次风（辅助风）控制系统

二次风控制系统通过调节二次风门挡板维持二次风箱/炉膛的差压为设定值，控制系统为单回路控制结构。

如图 12-80 所示，控制系统以二次风箱/炉膛差压为被调量，差压信号共有九个测点，正常情况下三选中，再三选中产生风箱/炉膛差压信号。由主蒸汽流量代表的锅炉负荷经函数发生器 $f_1(x)$

后，给出该负荷下二次风箱/炉膛差压的基本设定值，运行人员可根据机组的实际运行工况，在上述基本设定值基础上手动进行偏置。二次风箱/炉膛差压和其设定值的偏差，经 PID 调节器运算后送二次风箱/炉膛差压控制站，再经过增益修正回路 BALANCE 后作为风箱/炉膛差压控制主指令，送往各层煤二次风和油二次风控制站，去控制各层二次风挡板的开度。

同时，由于各层磨煤机负荷可能不同，需要的配风也不同，允许运行人员在各层二次风挡板控制站设置偏置。此外，油二次风挡板在油枪点火时根据油枪投运只数控制其开度为“点火位”，点火结束后，才接受二次风箱/炉膛差压控制站发出的指令。

除正常控制外，各二次风挡板指令在以下信号之一出现时将强制输出至 100%。

(1) MFT 信号。

(2) FSSS 的自然通风信号。

当出现下列情况之一时，二次风箱/炉膛差压控制强制切换到手动控制方式。

(1) 主蒸汽流量信号坏质量。

(2) 二次风箱/炉膛差压信号坏质量。

(3) 所有二次风、油二次风全在手动控制。

(4) 二次风箱/炉膛差压设定值与实际值偏差大。

(5) 二次风箱/炉膛差压偏高。

3. 周界风（燃料风）控制系统

周界风控制系统为比值控制系统。图 12-81 为 A 层周界风控制系统，其余各层周界风控制系统与此相同。

当磨煤机运行时，周界风挡板开度由给煤机转速决定，由给煤机转速指令经函数发生器再加上运行人员设置的偏置给出周界风挡板开度指令，送往周界风挡板控制站。当磨煤机停运时，周界风挡板将全关。

当下列信号之一出现时，周界风挡板指令将强制输出至 100% 全开。

- (1) MFT 信号。
- (2) FSSS 的自然通风信号。

4. 燃尽风控制系统

燃尽风控制系统也是比值控制系统。如图 12-82 所示，燃尽风挡板指令为锅炉负荷的函数，由主汽流量经函数发生器再加上运行人员设置的偏置，得到燃尽风挡板的开度指令，送至燃尽风挡板控制站。

当下列信号之一出现时，燃尽风挡板控制站将强制输出至 100% 全开。

- (1) MFT 信号。
- (2) FSSS 的自然通风信号。

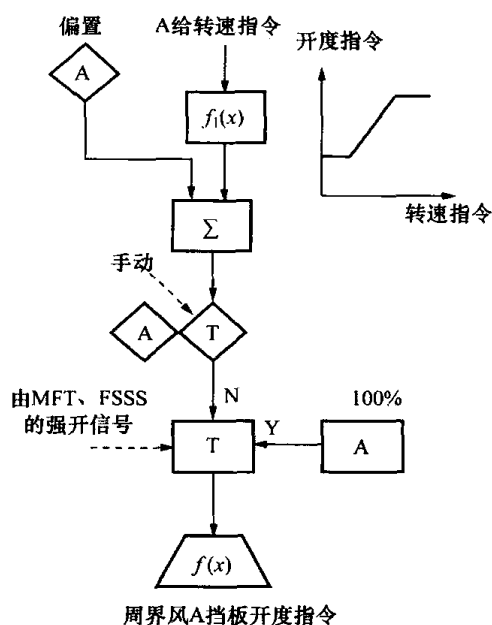


图 12-81 周界风控制系统

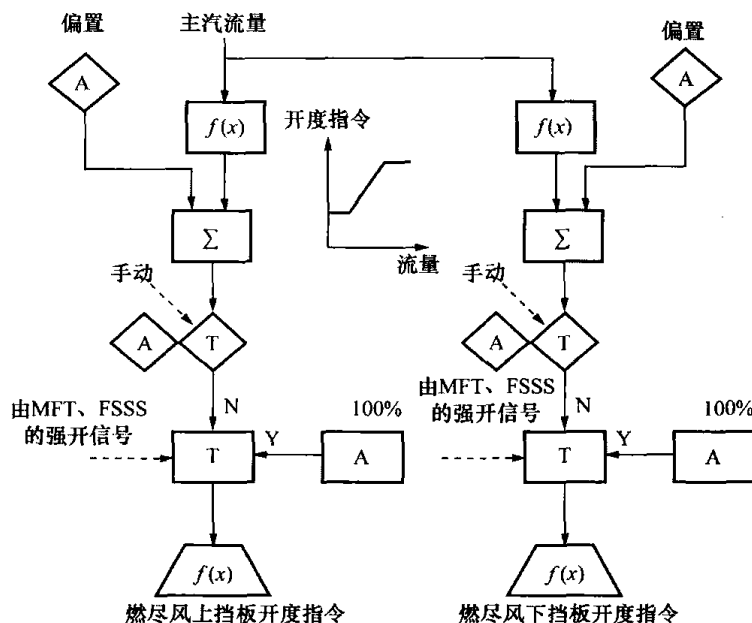


图 12-82 燃尽风控制系统

第十三章 单元机组协调控制系统

第一节 概 述

一、单元机组控制

在热力发电厂中,存在着母管制和单元制两种不同的热力系统。

在母管制系统中,每台锅炉的出口蒸汽管道都用蒸汽母管相互连通,汽轮机所需要的蒸汽是由一组锅炉产生,每台锅炉只承担一台汽轮机所需蒸汽的一部分,汽轮机与锅炉之间无一对应关系,汽轮机负荷变化对每台锅炉影响较小。在母管制热力系统中,汽轮机和锅炉的控制是各自独立的,汽轮机的控制系统通过改变调节阀的开度,调节汽轮机进汽量来满足负荷要求,锅炉的控制系统通过改变燃烧率来控制蒸汽压力。

单元制热力系统是一台汽轮机配一台锅炉,形成锅炉—汽轮机—发电机组成单元制运行方式。单元制运行方式简化了热力系统,使蒸汽经过中间再热处理成为可能,提高了机组的热效率。目前,大型机组都是采用单元制热力系统,单元机组是由锅炉、汽轮机和发电机联合起来共同适应电网的负荷要求,因此要求单元制机组具有变负荷运行能力,同时还具有一定的调频能力,此外,在机组发生某些局部故障的情况下,依然要维持机组运行。

在单元机组满足外部电网负荷要求时,同时还要求机组能够安全经济运行,其主要反映在内部运行参数(主蒸汽压力)稳定。单元机组的输出电功率与电网负荷要求是否一致,反映着机组与外部电网之间能量供求的平衡关系,而主蒸汽压力反映了单元机组内的锅炉、汽轮机和发电机之间能量供求的平衡关系。因此机组的输出电功率 P_E 和主蒸汽压力 p_T 是单元机组控制的两个主要参数。

就单元机组控制而言,锅炉、汽轮机和发电机是一个不可分割的整体,然而从内部来看,汽轮机、锅炉实际上又是相对独立的,通过相应的调节手段,如汽轮机调节阀开度、锅炉燃烧率,来满足电网负荷要求和保持主蒸汽压力稳定。然而锅炉和汽轮机的动态特性存在很大差异,即汽轮机动态响应快,锅炉动态响应慢。这一快一慢的控制对象组合一起,在实施单元机组控制时,必须协调好机、炉两侧的控制动作,在满足负荷响应的同时,兼顾内部运行参数稳定,既具有较快的负荷响应和一定调频能力,又保证主蒸汽压力偏差在允许范围之内,因此从单元机组整体考虑,构建一种单元机组协调控制系统(Coordination Control System, CCS)来协调机炉控制任务。

二、单元机组协调控制系统基本组成

一般单元机组协调控制系统构成如图 13-1 所示,它是一个分级控制系统结构,由协调控制级的负荷控制系统(又称主控制系统)、基础控制级的子控制系统(锅炉控制系统和汽轮机控制系统)和单元机组对象组成。

负荷控制系统通过锅炉控制系统和汽轮机控制系统来使机组达到既满足负荷要求又满足主蒸汽压力稳定的要求。负荷控制系统相对于锅炉控制系统和汽轮机控制系统这些子控制系统来说,起到上位控制的作用;而锅炉、汽轮机的控制系统相对于负荷控制系统来说,相

当于起到下位控制的作用。

负荷控制系统是由负荷指令处理回路（又称负荷管理中心）和机炉主控制器（机炉主控制回路）两部分组成。

负荷指令处理回路（Load Demand Computer, LDC）接受的外部负荷指令有：电网调度所的负荷分配指令 ADS（Automatic Dispatch System）、值班员手动指令和电网频率（由电网频率产生调频所需的负荷指令）。负荷指令处理回路将对外部负荷请求指令进行选择，并根据机组主、辅机运行情况加以处理，使之转变为单元机组安全运行所能接受的实际负荷指令 P_0 。

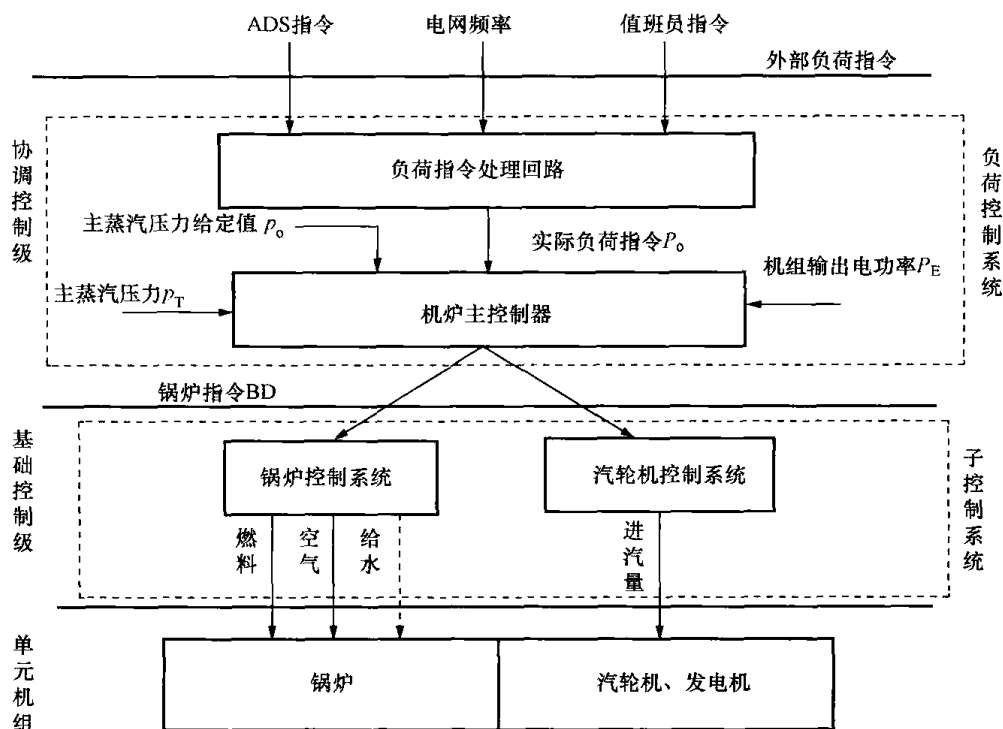


图 13-1 单元机组协调控制系统组成

机炉主控制器有两个主要作用，一是根据机组的运行条件及要求，选择合适的负荷控制方式；二是接受实际负荷指令 P_0 、输出电功率 P_E 、主蒸汽压力给定值 p_0 和主蒸汽压力 p_T 信号，并根据选择的负荷控制方式，对输出电功率和主蒸汽压力进行相应的控制运算，分别产生汽机（主控制）指令 TD（Turbine Demand）和锅炉（主控制）指令 BD（Boiler Demand），这些指令作为协调机炉动作的控制信号分别送汽轮机和锅炉控制系统。

基础控制级上，对于汽轮机侧来说，汽轮机控制系统是汽轮机数字电液控制系统（Digital Electric Hydraulic System, DEH）。对于锅炉侧来说，参加单元机组负荷控制的控制系统主要是燃烧过程控制系统（直流锅炉还含给水控制系统）。燃烧过程控制系统根据锅炉指令 BD 调节燃料量（给水量与之相适应）来改变燃烧率，汽轮机数字电液控制系统根据汽机指令 TD 调节阀门开度来改变汽轮机进汽量。当机组采用协调控制方式时，由于燃烧率（给水量）和进汽量的协调变化，使得机组既快速满足外部发电负荷的要求，同时又使得主蒸汽压力波动小，保证了机组安全经济运行。

三、机组负荷控制系统被控对象动态特性

从机组负荷控制系统角度来看，负荷控制系统的被控对象除了单元机组外，还包括汽轮机控制系统、锅炉控制系统，如图 13-2 所示。其控制输入量为汽机指令 TD 和锅炉指令 BD；

输出量（被控量）为机组输出电功率 P_E 和主蒸汽压力 p_T 。

为了便于讨论问题，先分析单元机组的动态特性。

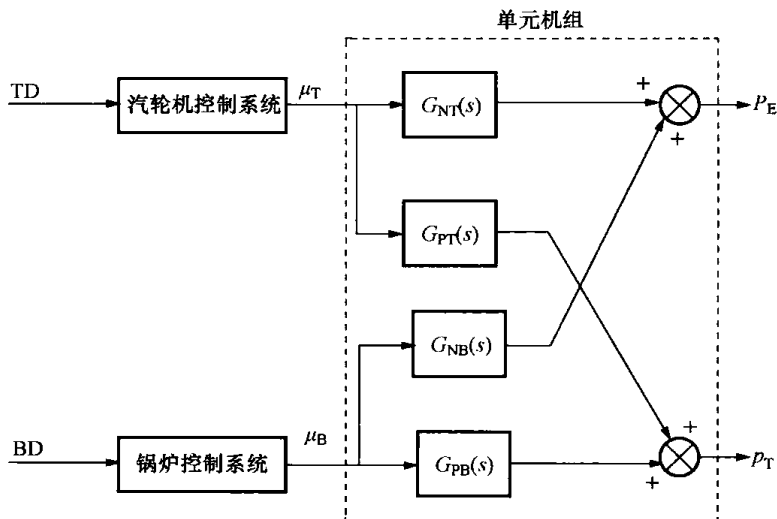


图 13-2 负荷被控对象方框图

$G_{NT}(s)$ —汽轮机调门开度 μ_T 对机组输出电功率 P_E 的传递函数； $G_{PT}(s)$ —汽轮机调门开度 μ_T 对主蒸汽压力 p_T 的传递函数；
 $G_{NB}(s)$ —燃烧率 μ_B 对机组输出电功率 P_E 的传递函数； $G_{PB}(s)$ —燃烧率 μ_B 对主蒸汽压力 p_T 的传递函数

1. 单元机组的动态特性

单元机组是一个存在相互关联的双输入双输出被控对象，对象的两个控制输入量为：汽轮机调门开度 μ_T 和锅炉燃烧率（及相应的给水流量） μ_B ，两个被控量为机组输出电功率 P_E 和主蒸汽压力 p_T 。

锅炉燃烧率（及相应的给水流量） μ_B 的改变既影响主蒸汽压力 p_T ，又影响输出电功率 P_E ；汽轮机调门开度 μ_T 的改变也同样同时影响主蒸汽压力 p_T 和输出电功率 P_E 。在第十二章中已经讨论了锅炉燃烧率 μ_B 和汽轮机调门开度 μ_T 分别扰动下的主蒸汽压力 p_T 的动态特性，下面对两个控制输入量（ μ_B 、 μ_T ）扰动下，被调量（ P_E 、 p_T ）变化的动态特性作进一步分析。

（1）锅炉燃烧率 μ_B （及相应的给水流量）扰动下主蒸汽压力 p_T 和输出电功率 P_E 的动态特性。

当汽轮机调门开度 μ_T 不变，而 μ_B 发生阶跃扰动时，主蒸汽压力 p_T 和输出电功率 P_E 的响应曲线如图 13-3（a）所示，锅炉燃烧率 μ_B 增加，使锅炉蒸发受热面的吸热量增加，主蒸汽压力 p_T 经一定迟延后逐渐升高。由于汽轮机调门开度 μ_T 保持不变，进入汽轮机的蒸汽流量增加，从而自发地限制了主蒸汽压力的升高。最终，当蒸汽流量与燃烧率（及相应的给水流量）达到新的平衡时，主蒸汽压力 p_T 就趋于一个较高的新稳态值，具有自平衡能力。由于蒸汽流量的增加使汽轮机输出功率增加，输出电功率 P_E 也增加。最终，当蒸汽流量不变时，输出电功率 P_E 也趋于一个较高的新稳态值，具有自平衡能力。

μ_B 扰动下的 P_E 和 p_T 的动态特性可用高阶惯性环节的传递函数来描述。根据阶跃响应曲线的特征参数，可以求得相应的传递函数。一般 $G_{PB}(s)$ 、 $G_{NB}(s)$ 常采用二阶惯性环节来描述，其形式为

$$G_{PB}(s) = \frac{p_T(s)}{\mu_B(s)} = \frac{K_1}{(T_1 s + 1)^2} \quad (13-1)$$

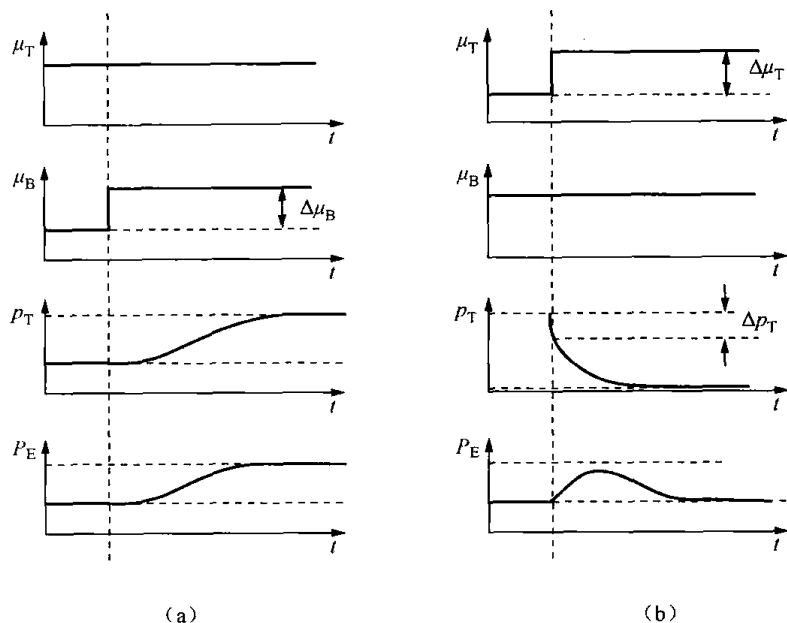


图 13-3 单元机组被控对象动态特性

(a) μ_T 不变 p_T 、 P_E 的响应曲线; (b) μ_B 不变 p_T 、 P_E 的响应曲线

$$G_{NB}(s) = \frac{p_E(s)}{\mu_B(s)} = \frac{K_2}{(T_2s+1)^2} \quad (13-2)$$

(2) 汽轮机调门开度 μ_T 扰动下主蒸汽压力 p_T 和输出电功率 P_E 的动态特性。

当锅炉燃烧率 (及相应的给水流量) μ_B 保持不变, 而 μ_T 发生阶跃扰动时, 主蒸汽压力 p_T 和电功率 P_E 的响应曲线如图 13-3 (b) 所示。

汽轮机调门开度阶跃增加后, 一开始进入汽轮机的蒸汽流量立刻成比例增加, 同时主蒸汽压力 p_T 也随之阶跃下降 Δp_T (Δp_T 阶跃下降的幅度与蒸汽流量的阶跃增量成正比, 且与锅炉的蓄热量大小有关)。由于锅炉燃烧率保持不变, 所以蒸发量也不变。蒸汽流量的增加是因为锅炉汽压下降而释放出的一部分蓄热, 这只是暂时的。最终蒸汽流量仍恢复到与燃烧率相应的扰动前的数值, 主蒸汽压力 p_T 也逐渐趋于一个较低的新稳态值。因蒸汽流量在过渡过程中有暂时的增加, 故输出电功率 P_E 相应也有暂时的增加。最终输出电功率 P_E 也随蒸汽流量恢复到扰动前的数值。

可以看出机组增加负荷时, 初始阶段所需的蒸汽量主要是由锅炉释放蓄热量而产生的。然而, 随着汽轮机容量的日益增大, 锅炉蓄热量越来越小, 单元机组负荷适应能力与保持汽压不变之间的矛盾越来越突出。

根据阶跃响应曲线的特征参数, 可以求得相应的传递函数。一般 $G_{PT}(s)$ 、 $G_{NT}(s)$ 常采用如下形式为

$$G_{PT}(s) = \frac{P_T(s)}{\mu_T(s)} = - \left[K_3 + \frac{K_4}{(T_4s+1)} \right] \quad (13-3)$$

$$G_{NT}(s) = \frac{P_E(s)}{\mu_T(s)} = \frac{K_5}{T_5s+1} - \frac{K_6}{(T_6s+1)^2} \quad (13-4)$$

单元机组动态特性的特点是: 当汽轮机调门开度动作时, 被调量 P_E 和 p_T 的响应都很快即热惯性小; 当锅炉燃烧率改变时, P_E 和 p_T 的响应都很慢, 即热惯性大, 一快一慢就是机炉

对象动态特性方面存在的较大差异。

2. 负荷控制系统被控对象动态特性

把汽轮机、锅炉控制系统包括在负荷控制对象之内，就构成了负荷控制系统的被控对象如图 13-2 所示，其控制输入量为锅炉指令 BD 和汽轮机指令 TD 。

对于锅炉侧，由于各控制系统的动态过程相对于锅炉特性的迟延和惯性可忽略不计，因此可假设它们配合协调，能及时跟随锅炉指令 BD ，接近理想随动系统特性，故有 $\mu_B = BD$ 。

对于汽轮机侧，如果汽轮机控制系统采用纯液压调速系统，则汽轮机指令 TD 就是调门开度 μ_T ， $\mu_T = TD$ 。这样，负荷控制系统的被控对象的动态特性与单元机组的动态特性相同。

如果汽轮机控制系统采用功频电液控制系统，则汽轮机指令 TD 就是汽轮机功率指令。这样，被控对象的动态特性会有很大改变，其方框图如图 13-4 所示。

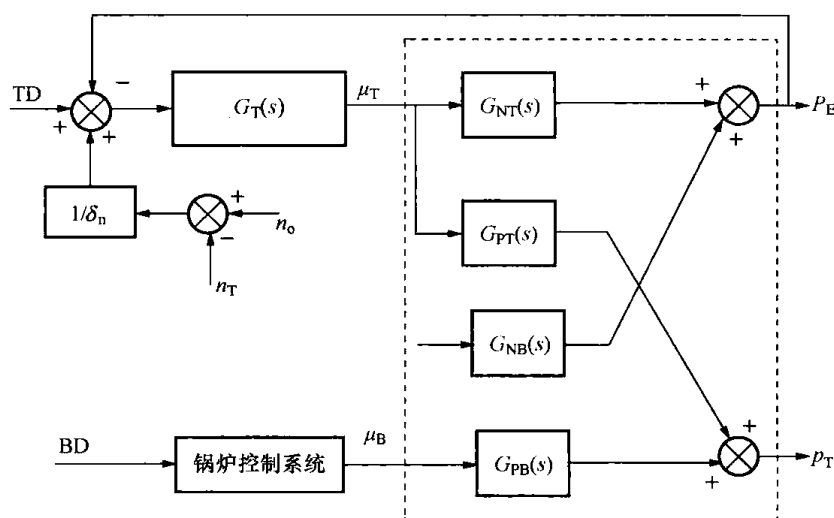


图 13-4 汽轮机采用功频电液控制系统时被控对象方框图

$G_T(s)$ —功频调节器； n_T —汽轮机转速； n_o —转速给定值； δ_n —转速不等率

由图 13-4 可见，被控对象动态特性的改变是由于汽轮机功率调节回路的存在，假设功率调节回路能保持汽轮机功率 (P_E) 与功率指令 (TD) 一致，那么，锅炉指令 BD 和汽轮机指令 TD 就分别代表锅炉的输入与输出能量，若保持其中任一指令不变而另一指令阶跃扰动，则会因锅炉输入与输出能量的不平衡，主蒸汽压力 p_T 随时间一直变化，没有自平衡能力。如图 13-5 所示为汽轮机采用功频电液控制系统时，锅炉指令 BD 和汽轮机指令 TD 分别阶跃扰动下，主蒸汽压力 p_T 和电功率 P_E 的响应特性。

图 13-5 (a) 表示 TD 不变， BD 阶跃扰动下主蒸汽压力 p_T 和电功率 P_E 的响应特性， p_T 的动态特性近似为具有惯性的积分环节特性， P_E 近似不变。

图 13-5 (b) 表示 BD 不变， TD 阶跃扰动下主蒸汽压力 p_T 和电功率 P_E 的响应特性， p_T 的动态特性近似比例加积分环节的特性， P_E 的动态特性近似为惯性环节或比例加惯性环节的特性。

由此可见：从负荷控制系统被控对象动态特性来看，不管汽轮机侧采用何种控制系统，锅炉和汽轮机（发电机）的动态特性存在很大差异，即汽轮机（发电机）负荷响应快，锅炉负荷响应慢，所以单元机组内部两个能量供求关系互相制约，外部负荷响应性能与内部运行参数稳定性之间存在固有的矛盾。根据这一特点，单元机组在实施协调控制时，必须很好地协调机炉

两侧动作,合理地保持好两个能量供求平衡关系,以兼顾负荷响应性能和内部运行参数稳定。

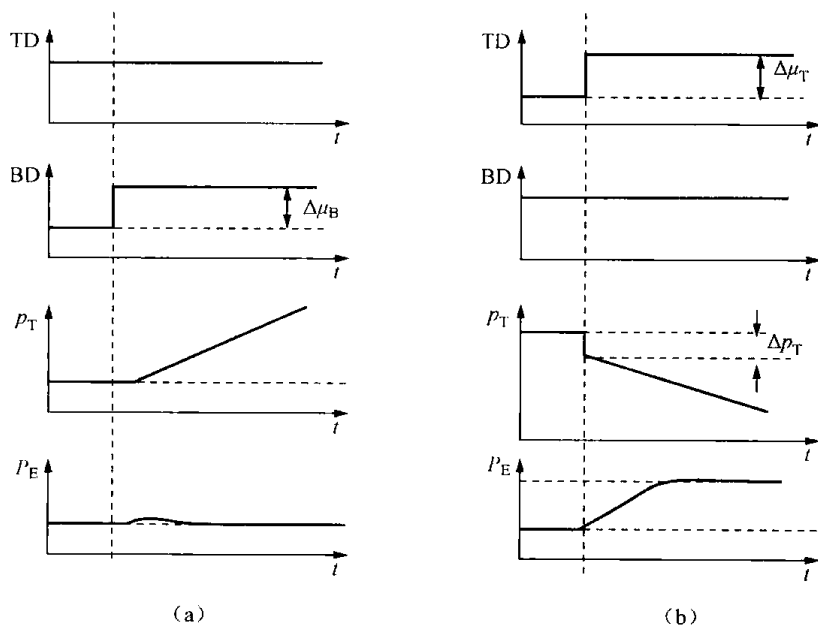


图 13-5 汽轮机采用功频电液控制系统时被控对象动态特性

(a) TD 不变 p_T 、 p_E 的响应曲线; (b) BD 不变 p_T 、 p_E 的响应曲线

209

第二节 负荷指令处理回路

负荷指令处理回路的形式是多样的,但主要功能还是基本相同的,因此,本节主要介绍负荷指令处理的基本原理和负荷指令处理回路构成的基本原则。

负荷指令处理回路的主要作用是:对外部负荷要求指令进行选择并根据机组运行情况进行处理,使之转变为一个适合于机、炉运行状态的实际负荷指令 P_o 。同时根据发电机组的运行方式,产生主蒸汽压力给定值 p_o 。

在机组正常工况和异常工况下,负荷指令的处理是不一样的。下面分别介绍。

一、正常工况下负荷指令处理

在机组的设备及主要参数都正常的情况下,机组通常接受的三个外部负荷指令为:电网调度所的负荷分配指令 ADS、值班员手动指令(就地负荷指令)和电网调频所需负荷指令。

一般根据机组的运行状态和电网对机组的要求,选择其中的一种或两种指令构成目标负荷指令。其中就地负荷指令和 ADS 指令不可同时选中,即只能两者选其一。但在选择就地负荷指令或 ADS 指令情况下都可参加一次调频,即所选的负荷指令与一次调频指令相叠加。

随着机组自动化功能的提高,厂级监控信息系统(Supervisory Information System, SIS)等也可发出负荷指令,即负荷指令的选项会增多,但基本原理基本相同。

正常工况下,负荷指令一般受到以下限制。

1. 负荷指令变化速率限制

ADS 指令是电网调度所利用计算机,根据系统各类型机组的特点,对所带的负荷、系统潮流分布、电力系统稳定性计算和负荷需求量平衡计算等情况,做出负荷在各机组的最佳负荷分配指令。就地负荷指令是机组值班员根据对机组的负荷要求,通过负荷设定器发出的负

荷指令。这两个指令信号都近似于阶跃形式，而这种形式的指令是机组所不能接受的，需将阶跃信号处理成以一定斜率变化的斜坡信号，其终值等于负荷指令值。

当机组参加调频时，当频率偏差信号为正时（电网频率低于给定频率）只要机组尚有增加负荷的能力，这个正的频率偏差信号，使机组增加负荷；反之，若机组无增加负荷的能力，则要限制机组参加调频。当频率偏差信号为负时（电网频率高于给定频率），这时电网要求机组减负荷。

由于电网要求发电机组具有快速调频能力，故调频信号一般不加速率限制。

2. 运行人员所设定的最大、最小负荷限制

运行人员可根据机组的状况，设定机组的最大、最小负荷，只允许负荷指令在此范围内变化。

图 13-6 给出了正常工况下，负荷指令处理的一种原则性方案。

通过切换器 T1 可以选择电网中心调度所的 ADS 指令或值班员手动指令（就地设定的负荷指令）。所选中的目标负荷指令经速率限制器送至加法器 $\Sigma 1$ 。

函数发生器 $f(x)$ 用来规定调频范围和调频特性，其特性相当于死区和限幅环节特性的结合。当频率偏差在死区所规定的范围内时，函数发生器输出为零，频率偏差信号切除，机组不参加调频；只有当频率偏差超出死区所规定的范围时，机组才根据超出的大小进行调频。

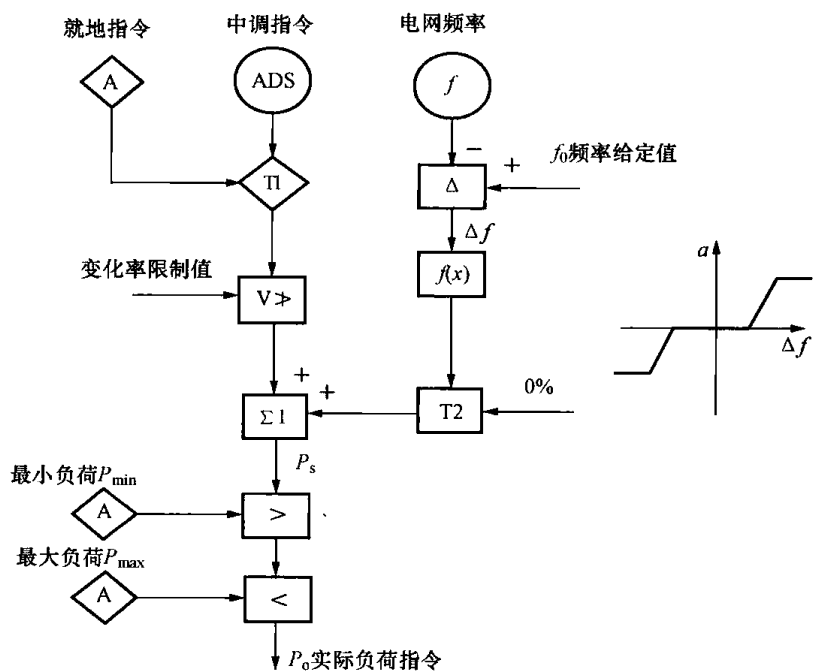


图 13-6 正常工况下负荷指令处理原则性方案

当频率偏差超出限幅值规定的范围时，函数发生器输出保持不变，即不再继续调频。函数发生器的斜率代表了电网对本机组调频的负荷分配比例，此比例应与汽轮机控制系统的静特性对应，即等于汽轮机的转速变动率的倒数。当不参加调频时，可由切换器 T2 切除调频信号。加法器的输出 P_s 再经过最小、最大负荷限制回路以后，所输出的就是实际负荷指令 P_o 。

二、异常工况下的负荷指令处理

当机组的主机、主要辅机或设备发生故障，影响到机组的带负荷能力或危及机组的安全运行时，就要对机组的实际负荷指令进行必要的处理，以防止局部故障扩大到机组其他处，

以保证机组能够继续安全、稳定地运行。

单元机组的主机、主要辅机或设备的故障原因有两类:

(1) 跳闸或切除, 如某台风机跳闸, 这类故障的来源是明确的, 可根据切投状况加以确定。

(2) 工作异常, 其故障来源是不明确的, 无法直接确定, 只能通过测量有关运行参数的偏差间接确定。

针对以上两类故障, 对机组实际负荷指令的处理方法有四种: 负荷返回 (Run Back, RB); 快速负荷切断 (Fast Cut Back, FCB, 快速甩负荷); 负荷闭锁增/减 (Block Increase/Block Decrease, BI/BD) 和负荷迫升/迫降 (Run Up/Run Down, RU/RD)。其中, 负荷返回 RB 和快速负荷切断 FCB 是处理第一类故障的, 负荷闭锁增/减 BI/BD 和负荷迫升/迫降 RU/RD 是处理第二类故障的。下面分别进行介绍。

1. 负荷返回 RB

负荷返回是针对由于辅机故障减负荷或甩负荷, 其主要作用是: 根据主要辅机的切投状况, 计算出机组的最大可能出力值。若实际负荷指令大于最大可能出力值, 则发生负荷返回, 将实际负荷指令降至最大可能出力值, 同时规定机组的负荷返回速率。

因此, 负荷返回回路具有两个主要功能: 计算机组的最大可能出力值; 规定机组的负荷返回速率。

(1) 最大可能出力值的计算。

当机组运行正常时, 机组的最大可能出力值与主要辅机的切投状况直接有关, 主要辅机跳闸或切除, 最大可能出力值就会减小。因此机组的最大可能出力由投入运行的主要辅机的台数确定。应随时计算最大可能出力值, 并将它作为机组实际负荷指令的上限。

发电机组的主要辅机设备有风机 (送、引风机)、给水泵 (电动、汽动给水泵)、锅炉循环水泵、空气预热器以及汽轮机或电气侧设备等。因此, 负荷返回 RB 的主要类型包括送风机 RB、引风机 RB、一次风机 RB、给水泵 RB、磨煤机 RB 等。

对于某一台辅机, 都有一个对应机组容量的负荷百分数。根据共同运行的台数, 将它们的负荷百分数相加, 即可确定该种辅机所能承担的最大可能出力。例如, 一台锅炉配用两台容量百分数为 50% 的送风机, 两台同时运行时, 带 100% 负荷。若其中一台退出运行, 则由送风机决定的机组最大可能出力值就减小到 50%。又如, 配用五台容量百分数为 25% 的磨煤机, 由磨煤机决定的机组最大可能出力值为 $n \times 25\%$, 其中 n 为投入运行的台数。当 $n \geq 4$ 时, 最大可能出力值为 100%。再如, 若配用三台给水泵, 其中两台容量百分数为 50%, 一台为 30%, 则根据不同投运台数的组合, 由给水泵决定的机组最大可能出力值有 100%、80%、50%、30% 几挡, 其他辅机以此类推。

从各种辅机负荷百分数中选出最小值, 就是机组的最大可能出力值。

FSSS (furnace safeguard supervisory system) 系统根据 RB 目标值将部分磨煤机切除, 保留与机组负荷相适应的磨煤机台数。送风机 (或引风机、一次风机) RB 发生时, 一般需要切掉对应侧的其他风机, 以保证炉膛负压稳定。若风机的执行机构动作及时, 也可以将对应侧的其他风机快关, 以保证机组辅机 RB 发生之后能够快速恢复正常调节。

当发生负荷返回时, 会自动切换机组的运行方式。若锅炉辅机发生跳闸而产生负荷返回, 则机组将以汽轮机跟随方式运行, 因为此时锅炉担负机组负荷能力受到限制。同理, 若汽轮机辅机发生跳闸而产生负荷返回, 则机组将以锅炉跟随方式运行。

(2) 负荷返回速率的规定。

当机组的主要辅机跳闸或切除时，最大出力阶跃下降，这对于机组来说是一个较大的冲击，为保证负荷返回过程中机组能安全、稳定地继续运行，所以必须对最大可能出力值的变化速率进行限制。

一般对于不同辅机的跳闸，要求的负荷返回速率是不同的。例如，正常工况下，跳一台同容量百分数的给水泵所要求的减负荷速率通常比跳一台送风机的要大。因为，当一台给水泵跳闸时，初期流入锅炉的给水量比流出的蒸汽流量小许多，因此，必须快速减小蒸汽负荷，以防锅炉干烧而使事故扩大，而一台送风机跳闸可相对缓慢地减负荷，否则会造成过大的扰动。负荷返回回路应根据不同辅机对返回速率的要求，采取相应的措施给以满足。

图 13-7 为某 600MW 发电机组负荷返回回路的设计方案。该机组主要选择送风机、引风机、一次风机、汽动给水泵、电动给水泵以及空气预热器为负荷返回监测设备。当其中设备因故跳闸，则发出负荷返回请求，同时计算出负荷返回速率。RB 目标值和 RB 返回速率送到如图 13-9 所示的负荷指令处理回路中去。

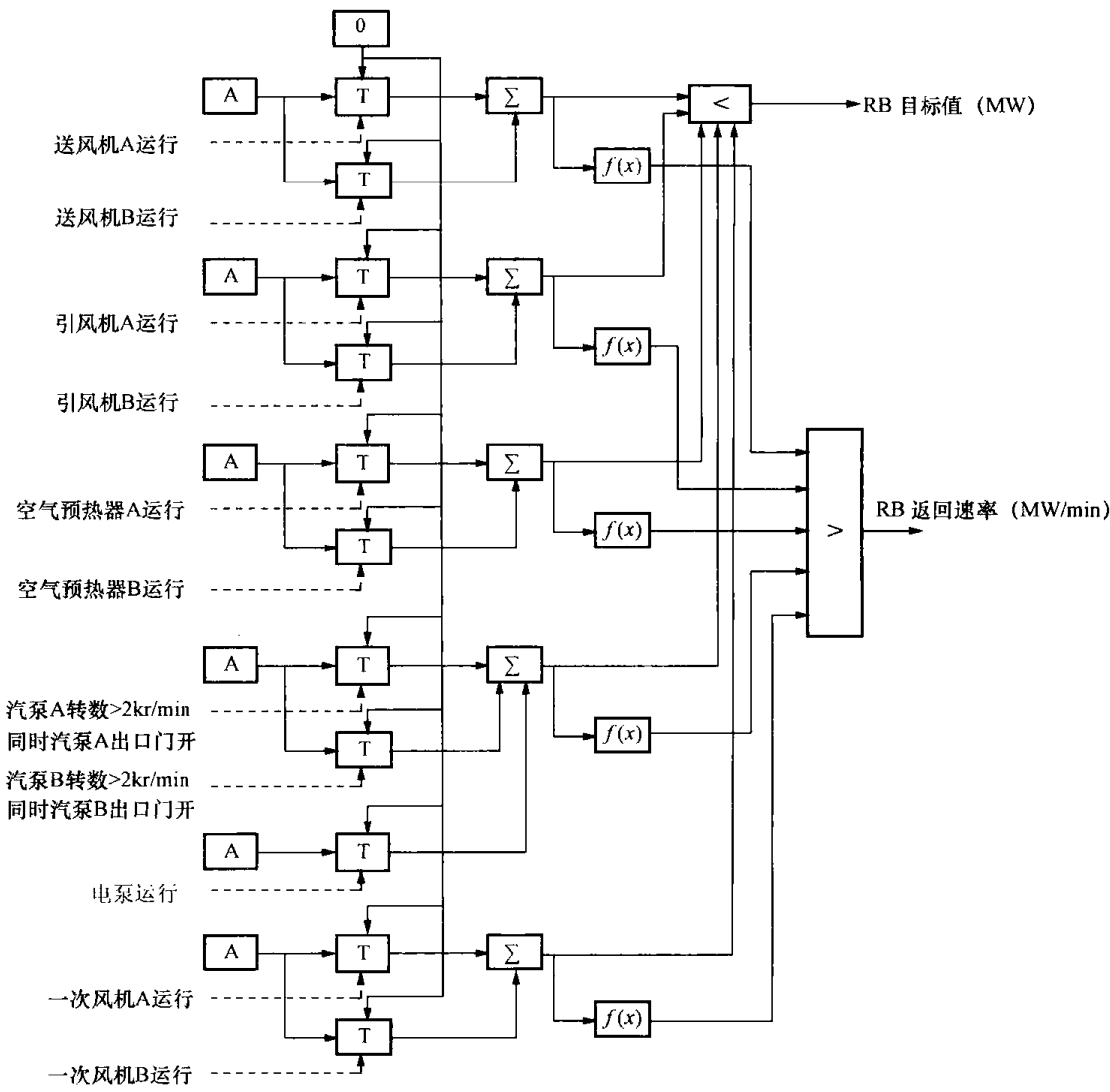


图 13-7 负荷返回回路

2. 负荷快速切断 FCB

负荷快速切断 FCB(又称快速甩负荷)的作用是当机组突然与电网解列(送电负荷跳闸)，

或发电机、汽轮机跳闸时，快速切断负荷指令，实现机组快速甩负荷。

负荷快速切断通常考虑两种情况：一种是由于电网系统故障使主断路器跳闸，机组与电网解列（送电负荷跳闸），机组能带厂用电运行（或空载运行），即不停机不停炉；另一种是发电机、汽轮机跳闸，由旁路系统维持锅炉继续运行，即停机不停炉。对于前一种情况，负荷指令必须快速切到厂用电负荷值；对于后一种情况，负荷指令应快速切到 0（锅炉仍维持最小负荷运行）。

负荷快速切断回路的功能与实现和负荷返回回路相似，只不过减负荷的速率要大得多。

设置 FCB 目的是为故障消除后能快速并网发电。从电网稳定性来看，在一个大电网中应规划若干机组配备 FCB 功能，尤其是处于电网终端的机组，一旦发生系统故障，具备 FCB 能力的机组可快速恢复向电网送电，便于整个系统的恢复。

3. 负荷闭锁增/减 BI/BD

第二类故障为：燃烧器喷嘴堵塞、风机挡板卡涩、执行器连杆折断、给水调节机构故障等，这类故障属设备工作异常情况，出现这类故障时会造成诸如燃料量、空气量、给水流量等运行参数的偏差增大。

负荷闭锁增/减指的是，当机组在运行过程中，如果出现下述任何一种情况：①任何一种主要辅机已工作在极限状态，比如送风机工作在最大极限状态；②燃料量、空气量、给水流量等任何一种运行参数与其给定值的偏差已超出规定限值；就认为设备工作异常，出现故障。该回路就对实际负荷指令加以限制，即不让机组实际负荷指令朝着超越工作极限或扩大偏差的方向进一步变化，以防止事故的发生，直至偏差回到规定限值内才解除闭锁，这就是所谓的负荷指令闭锁或负荷闭锁。负荷指令闭锁分闭锁增 BI（实际负荷指令上升方向被闭锁）和闭锁减 BD（实际负荷指令下降方向被闭锁）。

例如，当燃料量的实际值比给定值小到一定数值后，这意味着燃烧系统可能出现某些异常，若负荷指令继续增加，就会使偏差更大，所以，要求阻止负荷指令进一步增加，锁住负荷指令增加，即闭锁增。

引起机组实际负荷指令闭锁的原因主要有：

（1）闭锁增 BI。

1) 负荷 BI：机组实际负荷指令达到运行人员手动设定的最大负荷限制值，或机组输出功率小于机组实际负荷指令，且二者偏差大于允许值。

2) 主蒸汽压力 BI：汽轮机负荷达到最大值，或在锅炉跟随方式下，机前主蒸汽压力小于给定值，且二者偏差大于允许值。

3) 燃料 BI：燃料指令达到高限（给煤机工作在最大极限状态），或燃料量小于燃料指令，且二者偏差大于允许值。

4) 给水泵 BI：给水泵输出指令达到高限，或给水量小于给水指令，且二者偏差大于允许值。

5) 送风机 BI：送风机输出指令达到高限，或风量小于风量指令，且二者偏差大于允许值。

6) 引风机 BI：引风机输出指令达到高限，或炉膛压力高于给定值，且二者偏差大于允许值。

7) 一次风机 BI：一次风机输出指令达到高限，或一次风压小于给定值，且二者偏差大于允许值。

（2）闭锁减 BD。

1) 负荷 BD：机组负荷指令达到运行人员手动设定的最小负荷限制值；或机组输出电功

率大于机组实际负荷指令，且二者偏差大于允许值。

2) 主蒸汽压力 BD: 在锅炉跟随方式下，机前主蒸汽压力大于给定值，且二者偏差大于允许值。

3) 燃料 BD: 燃料指令达到低限（给煤机工作在最小极限状态），或燃料量大于燃料指令，且二者偏差大于允许值。

4) 给水泵 BD: 给水泵输出指令达到低限，或给水量大于给水指令，且二者偏差大于允许值。

5) 送风机 BD: 送风机输出指令达到低限，或风量大于风量指令，且二者偏差大于允许值。

6) 引风机 BD: 引风机输出指令达到低限，或炉膛压力低于给定值，且二者偏差大于允许值。

7) 一次风机 BD: 一次风机输出指令达到低限，或一次风压大于给定值，且二者偏差大于允许值。

根据上面的逻辑关系，可以构成 BI/BD 回路，图 13-8 所示为相应的负荷闭锁增 BI 逻辑图。BI 逻辑控制信号通过控制图 13-9 中的虚框内切换器 T 就可实现负荷闭锁增功能。

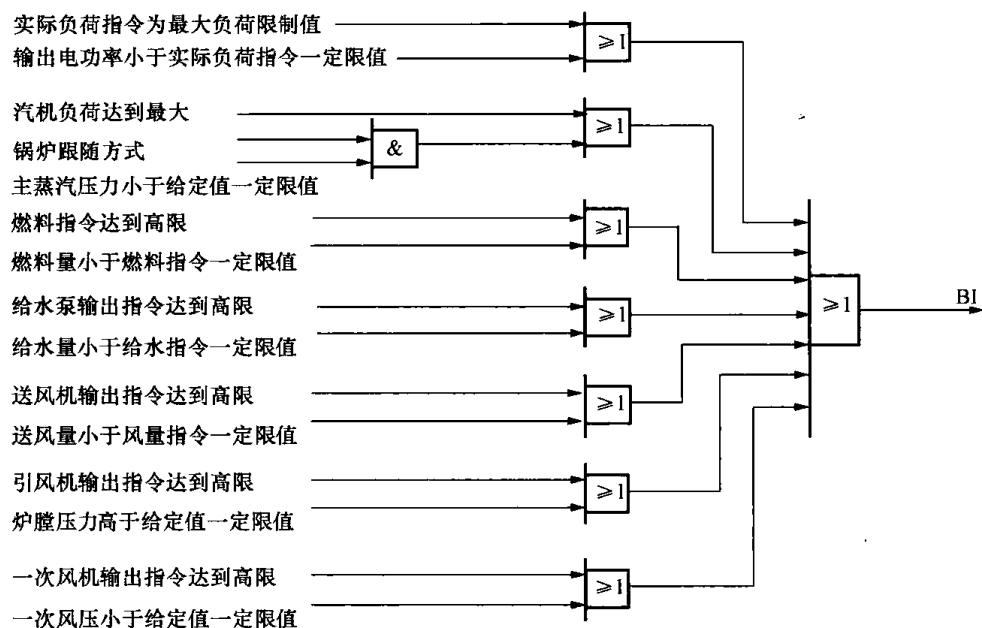


图 13-8 负荷闭锁增 BI 逻辑图

4. 负荷迫升、迫降 RU/ RD

对于第二类故障，采取 BI/BD 措施是机组安全运行的第一道防线。当采用 BI/BD 措施后，监测的燃料量、空气量、给水流量等运行参数中的任一参数依然偏差增大，这样需采取进一步措施，使负荷实际负荷指令减小 / 增大，直到偏差回到允许范围内。从而达到缩小故障危害的目的。这就是实际负荷指令的迫升 / 迫降 RU/ RD，负荷迫升/迫降是机组安全运行的第二道防线。

通常，下列情况之一发生，则产生实际负荷指令迫降 RD。

(1) 燃料 RD: 燃料指令达到高限（给煤机工作在最大极限状态），同时燃料量小于燃料指令，且二者偏差大于允许值。

(2) 给水 RD: 给水泵输出指令达到高限（给水泵工作在最大极限状态），同时给水量小于给水指令，且二者偏差大于允许值。

(3) 送风机 RD: 送风机输出指令达到高限（送风机工作在最大极限状态），同时风量小

于风量指令，且二者偏差大于允许值。

(4) 引风机 RD：引风机输出指令达到高限（引风机工作在最大极限状态），同时炉膛压力高于给定值，且二者偏差大于允许值。

(5) 一次风机 RD：一次风机输出指令达到高限（一次风机工作在最大极限状态），同时一次风压小于给定值，且二者偏差大于允许值。

实际负荷指令的迫升与迫降相反，不再列出。根据相应的逻辑关系，可以构成 RU/RD 回路。RU/RD 对偏差信号的监视部分与前述负荷闭锁增/减回路相似，只是把高低限监控的定值范围取得更大些。RU/RD 逻辑控制信号通过控制图 13-9 所示中的相应的切换器 T 即可实现负荷迫升/迫降功能。

另外，还有一种方案，就是只要有关运行参数与其给定值偏差超越限值（此限值高于闭锁增/减的限值），即对实际负荷指令进行迫升或迫降。

从上述分析可看出，异常工况时，根据故障的不同情况，对负荷指令作上述相应的处理后，就得到实际负荷指令。图 13-9 所示是负荷指令处理回路的一种原则性功能框图，它是在图 13-6 所示的正常工况下负荷指令处理原则性方案上，添加了异常工况下相应负荷指令处理功能。

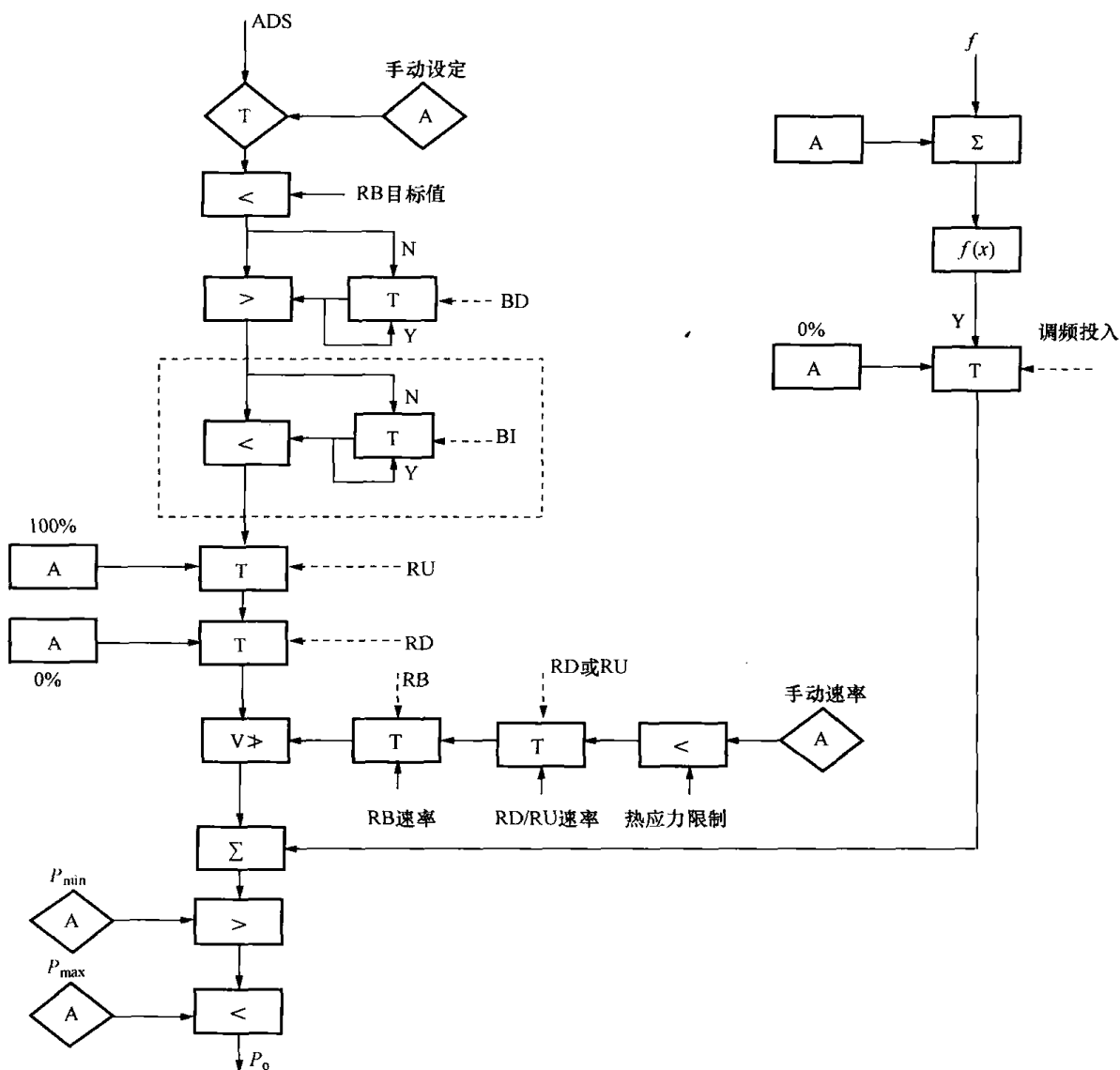


图 13-9 负荷指令处理回路原则性构成功能框图

在图中虚框内, 当未产生负荷闭锁增 BI 时, 切换器接 N 端, 低值选择器两输入端相同, 其输出值等于输入值。当异常工况下, 产生负荷闭锁增 BI 信号时, 切换器接 Y 端, 低值选择器的一输入端为原低值选择器的输出值, 如果这时负荷指令增大, 则低值选择器将选择原输出值作为低值选择器的输出值, 因此闭锁了负荷指令增大的要求。负荷闭锁减 BD 的原理与闭锁增 BI 原理相似, 只不过闭锁方向相反。

当发生负荷迫降 RD 时, 切换器接 0%, 迫降实际负荷指令 P_0 向 0% 负荷方向变化, 其下降速率由 RD 信号控制切换器接 RD/RU 速率, 并将该速率送到速率限制回路中, 限制实际负荷指令 P_0 下降速度, 此时强迫机组减负荷直到 RD 信号消失为止。

第三节 机炉主控制器

机炉主控制器是由汽轮机主控制器 (Turbine Master, TM) 和锅炉主控制器 (Boiler Master, BM) 两部分组成, 是机炉协调控制思想的具体实现之处。

机炉主控制器主要作用是:

(1) 根据机组运行的条件和要求, 选择合适的负荷控制方式。

(2) 接受实际负荷指令 P_0 、机组输出电功率 P_E 、主蒸汽压力 p_T 和主蒸汽压力给定值 p_0 信号, 并按照选择的负荷控制方式将这些信号送到机炉主控制器中的相应控制回路中, 控制回路经过控制运算给出锅炉指令 BD 和汽机指令 TD, 以实现相应的负荷控制方式, 从而完成负荷控制任务。

负荷控制方式可分为两类, 即机炉分别控制方式和机炉协调控制方式。

一、机炉分别控制方式

一般来讲, 机炉分别控制方式分两种, 即锅炉跟随的负荷控制方式 (简称锅炉跟随方式或炉跟机方式, BF) 和汽轮机跟随的负荷控制方式 (简称汽轮机跟随方式或机跟炉方式, TF), 这是两种基本的负荷控制方式, 在第十二章中已介绍过, 在此再简单复述一下其工作原理和主要特点。此外, 还有一种特殊控制方式: 基本控制方式, 下面分别介绍。

1. 锅炉跟随方式

锅炉跟随方式的控制方案如图 13-10 所示, 由汽轮机侧调功率, 锅炉侧调汽压。根据图 13-10 所示可画出其控制系统方框图 13-11。

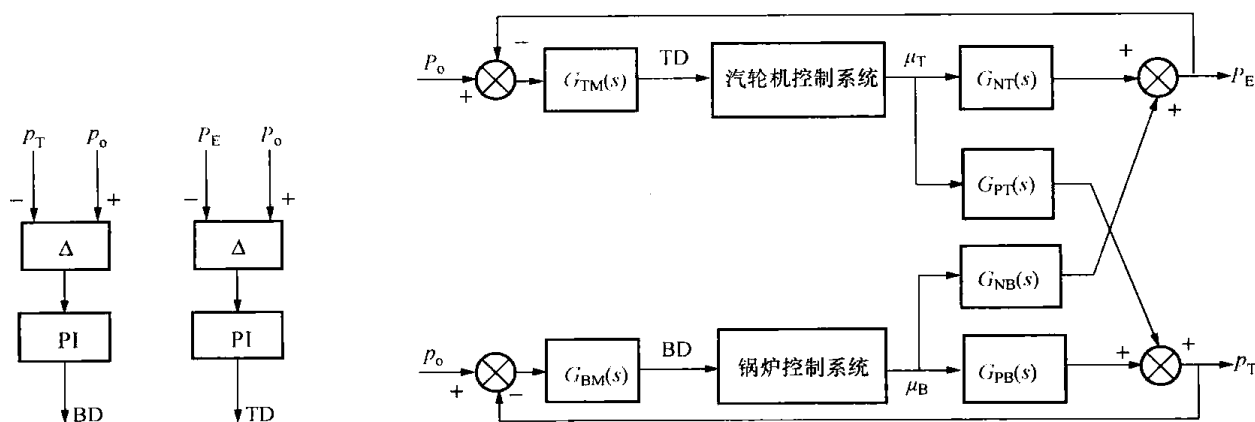


图 13-10 锅炉跟随方式

图 13-11 锅炉跟随方式方框图

$G_{TM}(s)$ —汽机主控制器传递函数; $G_{BM}(s)$ —锅炉主控制器传递函数

当实际负荷指令 P_o 改变时, 汽轮机主控制器先发出改变调门开度的汽机指令 TD, 从而改变汽轮机的进汽量, 使机组输出电功率 P_E 迅速与 P_o 趋于一致。调门开度改变后机前主蒸汽压力 p_T 随即变化, 这时, 锅炉主控制器根据汽压偏差发出锅炉指令 BD, 改变锅炉的燃烧率 (及相应的给水流量), 使 p_T 恢复到给定值 p_o , 最后稳态时, $P_E = P_o$, $p_T = p_o$ 。

由于当实际负荷指令 P_o 改变时, 先汽轮机调门动作调节输出功率 P_E , 待主蒸汽压力 p_T 改变后, 锅炉再根据压力偏差发出控制动作, 故称锅炉跟随方式。

当燃烧率扰动 (内扰) 时, 汽压变化而产生偏差, 蒸汽流量也变化。汽轮机侧为了保持输出电功率不变而要动作调门, 其结果将进一步加剧汽压的变化, 使偏差增大, 造成较大的汽压波动。

当 P_o 改变时, 锅炉跟随方式是利用机组的蓄热能力使输出功率有较迅速响应, 这种方式具有较好的负荷适应性, 对带变动负荷及电网调频有利。但 P_o 变化过快, 容易造成蓄热量过分利用而导致汽压 p_T 产生较大波动, 甚至超出允许范围, 这对机组运行的安全性和稳定性不利。

锅炉跟随方式一般用于蓄热能力相对较大的中、小型汽包锅炉机组, 母管制运行机组常采用这种方式。大型单元机组蓄热能力相对较小, 尤其是直流锅炉机组在负荷变化较剧烈的场合, 正常情况下一般不采用这种负荷控制方式。通常锅炉跟随方式在大型单元机组负荷控制中只是作为一种辅助运行方式。一般当锅炉侧正常, 机组输出电功率因汽轮机侧的原因而受到限制时, 如汽轮机侧的主、辅机或控制系统故障, 汽轮机控制系统处于手动状态, 常采用锅炉跟随方式来维持主蒸汽压力稳定。

2. 汽轮机跟随方式

汽轮机跟随方式的控制方案如图 13-12 所示, 由锅炉调节机组的输出电功率、汽轮机调节汽压。根据图 13-12 所示可画出其控制系统方框图 11-13。

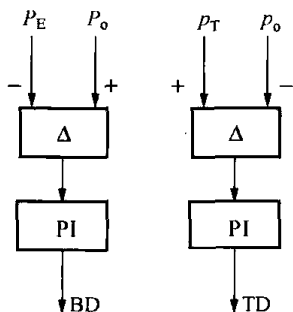


图 13-12 汽轮机跟随方式

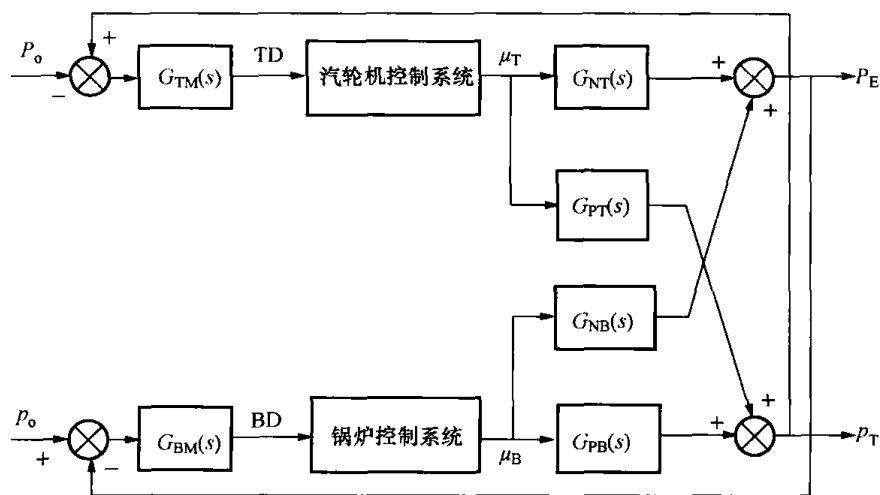


图 13-13 汽轮机跟随方式方框图

当实际负荷指令 P_o 改变时, 锅炉主控制器先发出改变锅炉的燃烧率 (及相应的给水流量) 的指令 BD。待机前主蒸汽压力 p_T 改变后, 汽轮机主控制器发出改变调门开度的指令 TD, 从而改变进入汽轮机的蒸汽流入量, 使机组输出电功率 P_E 改变, 并与实际负荷指令 P_o 趋于一致。最后稳态时, $P_E = P_o$, $p_T = p_o$ 。

由于当实际负荷指令 P_o 改变时, 先改变锅炉燃烧率, 待主蒸汽压力 p_T 改变后, 汽轮机

才动作, 故称汽机跟随负荷方式。

当燃烧率扰动时, 汽压变化而产生偏差, 蒸汽流量也变化, 机组输出电功率随之变化。汽轮机主控制器为了保持汽压而要动作调门, 其结果将进一步加剧蒸汽流量的变化, 使机组输出电功率的变化加剧, 偏差增大。造成较大的输出电功率波动。

汽机跟随方式的特点是: 由于汽压对调门响应快, 故汽压波动小, 这对机组安全和稳定有利。但 P_0 改变时, 由于没有利用锅炉的蓄热能力, 而只有当锅炉的燃烧率改变之后, 主蒸汽压力变化时, 才改变机组的输出电功率, 时间上有较大的迟延, 因此机组负荷响应速度慢, 不利于带变动负荷和参加电网调频。这种负荷控制方式适用于带基本负荷的单元机组, 在一些特殊场合被使用, 如: ①新机组刚投入运行, 机组特性尚未完全掌握的情况下; ②锅炉出力小于汽轮机出力, 而且想让机组带最大可能的负荷运行时; ③在锅炉侧发生主机、辅机及控制系统故障, 锅炉控制系统投入手动运行时; ④机组启动过程中采用滑压升负荷, 当汽压达到额定值后, 进行定压升负荷。

3. 其他方式

某些特殊条件下, 机炉主控制器需要部分或全部切除自动控制, 转为手动操作。

218

在单元机组的启动和停止阶段, 以及设备问题不能承担输出电功率自动控制任务时, 将输出电功率自动控制作用切除, 转为操作员手动操作。对于锅炉跟随方式, 汽轮机主控制器切换为手动, 操作员手动改变汽机主控指令, 调节机组输出功率, 而汽压仍由锅炉侧进行自动控制。

对于汽轮机跟随方式, 锅炉主控制器切换为手动状态, 由操作员手动改变锅炉主控指令, 调节机组的输出电功率, 而汽压仍由汽轮机侧进行自动控制。

以上两种方式, 跟随特点没变, 只是手动代替主控制器的自动控制, 通常叫不带功率控制的锅炉跟随方式和汽轮机跟随方式。

机炉主控制器全部解除自动控制, 转为手动控制, 主控指令由操作员手动改变, 各自维持各子系统的运行参数稳定, 而不参与机组输出功率和汽压的自动控制, 负荷自动控制系统相当于被切除, 这种方式称为基本控制方式。

二、机炉协调控制方式

上面介绍锅炉跟随方式和汽机跟随方式, 没有考虑机组的动态特性, 并忽视了机炉之间的内在相互关联性, 因此对带变动负荷的单元机组来说, 其在输出功率和汽压的控制性能方面存在顾此失彼的问题。机炉协调控制是将锅炉和汽轮机作为有机的整体进行系统设计, 以解决负荷响应快速性和汽压运行稳定问题, 由此要考虑汽轮机侧和锅炉侧同时兼有调功和调压的双重任务。

输出电功率 P_E 反映了机组对外能量的输出量, 对它的要求迅速适应负荷变化的需要。故输出电功率为外部参数。机前主蒸汽压力 p_T 反映机、炉之间用汽和产汽的能量平衡与否以及机组蓄能大小, 是机炉运行是否协调的一个主要指标。

从机组的动态特性知: 从燃烧率改变到引起机组输出电功率变化的过程有较大的惯性和迟延, 如果只是依靠锅炉侧的调节, 必然不会获得迅速的负荷响应, 而汽轮机调门动作可使机组释放部分蓄能, 输出电功率暂时迅速增加。因此, 为提高负荷响应能力, 在保证机组安全运行(即汽压在允许范围内变化)前提下, 充分利用机组的蓄热能力, 加快机组初期负荷的响应速度。与此同时, 加强对锅炉侧燃烧率的调节, 及时恢复蓄能, 使蒸发量保持与机组负荷一致。

因此,协调控制系统的一个重要设计思想,就在于蓄能的合理利用和补偿,也就是:①充分利用锅炉的蓄能,又要相应限制这种利用。②补偿蓄能,动态超调锅炉的能量输入。

协调控制系统的一个关键控制策略,在于尽可能减少和消除锅炉、汽轮机动作间的相互影响,采用扰动补偿、自治或解耦的控制原则。扰动应由扰动侧的控制回路自行快速消除,而非扰动侧的控制回路应少动或不动,以利于动态过程的稳定。为了提高负荷响应能力,目前在协调控制系统中多采用前馈控制技术。同时为了保证充分利用蓄热能力,并使汽压不超过允许范围,协调控制系统还引入了一些非线性环节。因此协调控制是以前馈——反馈控制为主的多变量控制系统,其中反馈控制是负荷控制的基础,通过它来确保机组内、外两个能量供求平衡关系,前馈控制主要是为了补偿机组的动态迟延,加快负荷响应。而非线性环节的引入是为了合理地利用机组蓄热能力。

协调控制系统的方案很多,下面介绍一些典型控制方案。

1. 以汽轮机跟随为基础的协调控制系统

汽轮机跟随的负荷控制方式的特点:当负荷要求变化时,负荷响应速度慢,但汽压波动小。要想使这种控制系统的负荷响应速度加快,必须设法利用锅炉的蓄热量。为此,在汽轮机跟随方式的基础上,允许主蒸汽压力在一定范围内变化,构成以汽轮机跟随为基础的协调控制方式,如图 13-14 所示。

该控制系统提高机组对负荷的响应而采用的措施是:功率偏差 $P_0 - P_E$ 除作为锅炉侧功率控制回路的调节器输入信号外,还通过一个具有上下限幅的非线性环节,作用于汽轮机侧汽压控制回路的调节器。当功率偏差未超限时,通过加强汽轮机调门开度来提高机组负荷响应能力。如当 P_0 增加,而功率偏差 $P_0 - P_E$ 未超限时,由于非线性环节的作用加大了汽轮机调门开度指令,增加了机组输出电功率。当功率偏差超过限制值时,由于非线性环节的限幅作用,其输出不再改变,限制了对汽轮机调门开度的进一步影响,避免了压力波动的增大。

非线性环节的限幅值 $\pm \Delta p_{\max}$ 即为主蒸汽压力 p_T 允许变化的范围,这是因为:由于汽轮机调门开度变化时,汽压响应很快,汽机侧的调节器可保证其输入端的代数和经常为零,即有

$$\Delta p - K \Delta P \approx 0 \quad (13-5)$$

式中: K 为限幅非线性环节的斜率。

如果对 $K \Delta P$ 加以限幅,即使 $|K \Delta P| \leq |\Delta p_{\max}|$, 则能保证 $|\Delta p| \leq |\Delta p_{\max}|$, 因此, $\pm \Delta p_{\max}$ 即为主蒸汽压力 p_T 允许变化的范围。

该控制系统所带来的机组适应负荷变化能力的提高是通过牺牲主蒸汽压力的稳定换来的,因为在实际负荷指令 P_0 改变时,汽轮机调门配合锅炉侧同时动作,暂时利用了蓄热能力,所以负荷响应加快,但是汽压偏差也因此加大。另外,稳态时, $P_E = P_0$, 非线性环节输出为零,不影响汽压控制,即 $p_T = p_0$ 。

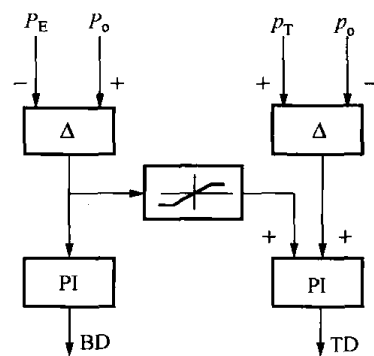


图 13-14 以汽轮机跟随方式为基础的协调控制系统

2. 以锅炉跟随为基础的协调控制系统

这种控制方式是在锅炉跟随方式的基础上改进形成的,如图 13-15 所示,为了避免汽压波动大,给汽轮机调节汽门开度信号设置一个限制环节。

在动态过程中,当汽压偏差 Δp ($\Delta p = p_o - p_T$) 在非线性环节的死区范围内时,即 $|\Delta p| \leq |A|$ 时, Δp 对 TD 无影响;当 $|\Delta p| > |A|$ 时, Δp 将经非线性环节限制 TD。从而限制汽轮机调门开度进一步变化,达到限制汽压偏差的目的。

死区值 A 的大小粗略反映了机组运行时主汽压力偏差的允许变化范围。

由于机、炉在共同保持主蒸汽压力过程中采取了协调的控制动作,因此称这种控制方式为以锅炉跟随为基础的协调控制方式。

从汽压偏差对汽轮机调门的限制作用可见,尽管这样可使汽压波动不超过允许范围,但同时也减慢了输出电功率的响应速度,实质上是以降低输出电功率响应性能作为代价来换取汽压控制质量的提高。

3. 综合型协调控制系统

前述两种协调控制方式只实现了“单向”的协调,从图 13-14 和图 13-15 可以看出,机、炉指令 TD 和 BD 中,只有一个指令信号同时受功率偏差 ΔP 和汽压偏差 Δp 信号的协调控制,而另一指令信号单独受 ΔP 或 Δp 的控制。

综合型协调控制方式实现“双向”协调,即机、炉指令 TD 和 BD 都是同时受 ΔP 或 Δp 信号的协调控制。

图 13-16 所示为一种综合型协调控制系统。该系统是在锅炉跟随方式上增加了两个前馈环节,一个是将功率偏差 ΔP 信号经过 PD 环节引入到锅炉侧的汽压控制系统中;另一个是将汽压偏差 Δp 信号经过带死区非线性环节引入到汽轮机侧的功率控制系统中。

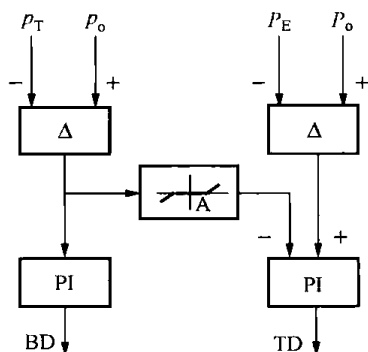


图 13-15 以锅炉跟随为基础的协调控制系统

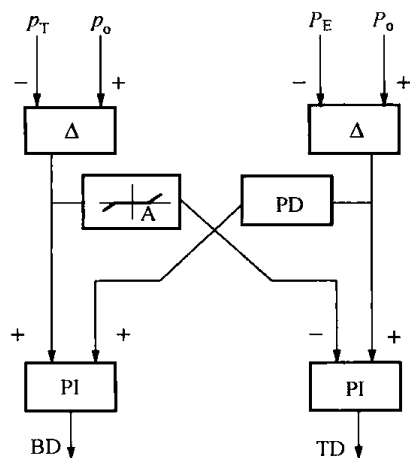


图 13-16 综合型协调控制系统

当实际负荷指令 P_o 改变时,除了汽轮机侧通过汽机指令 TD 改变汽轮机调门开度外,还通过 PD 环节及时改变锅炉的燃烧率(及相应的给水流量),以克服锅炉的惯性,减小主蒸汽压力 p_T 的波动。当汽压偏差 Δp 超出非线性环节的死区时,非线性环节将输出一个信号作用到汽机指令 TD 上,改变汽轮机调门开度来限制汽压偏差 Δp 增大。系统稳态时, $P_E = P_o$, $p_T = p_o$ 。

4. 负荷指令间接平衡的协调控制系统

由于锅炉的动态迟延和惯性是影响单元机组负荷特性的主要制约因素,因此,前馈控制的重点是锅炉侧。前馈信号来源有两种:①按负荷指令进行的前馈控制,负荷指令反映电网

对机组的负荷要求, 将负荷指令作为锅炉侧的前馈信号, 可加速平衡汽轮机与锅炉之间能量供求关系, 进而加快锅炉侧的负荷响应速度。②按蒸汽流量进行前馈控制, 蒸汽流量反映汽轮机对锅炉的负荷要求, 将蒸汽流量作为锅炉侧的前馈信号, 也可加快锅炉侧的负荷响应速度。因此, 虽然前馈信号不同, 但作用都是使锅炉的输入能量与能量要求随时保持平衡, 也就是使机炉之间能量保持平衡。

图 13-17 所示就是将负荷指令作为前馈信号的一种负荷指令间接平衡的协调控制系统。该系统是以汽轮机跟随为基础的一种协调控制方式。锅炉侧是以 $P_0(1+d/dt)$ 作为前馈信号, 形成对锅炉侧的前馈控制作用。其中比例作用使得燃烧率与指令始终保持一致, 微分作用用于补偿锅炉的动态迟延和惯性, 加速锅炉的负荷响应。

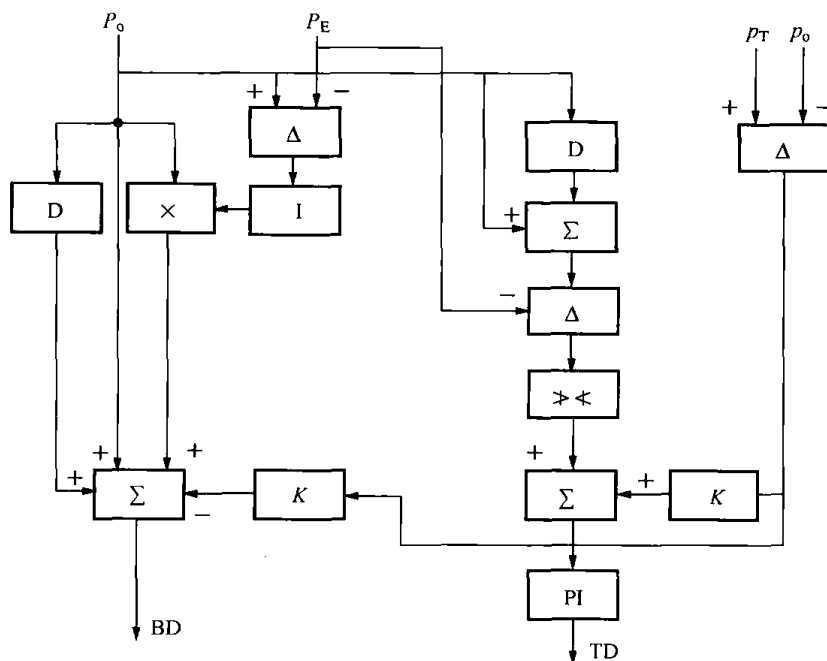


图 13-17 负荷指令间接平衡的协调控制系统

锅炉侧以功率偏差作为反馈信号, 对功率偏差进行积分来校正锅炉指令 BD , 以保证机组的功率偏差在稳态时为零。此外, 还根据汽压偏差来修正指令 BD , 即通过调整锅炉燃烧率来减少汽压波动。如当主蒸汽压力 p_T 低于给定值时, 应增大燃烧率使锅炉蓄能增加, 使 p_T 上升。锅炉指令为

$$BD = (1+s)P_0 + K_1(p_0 - p_T) + K_2 P_0 \times \frac{1}{s}(P_0 - P_E) \quad (13-6)$$

稳态时, 积分控制使得 $P_E = P_0$, 若汽压偏差为零, 则 $BD = P_0$ 。

汽轮机侧以汽压偏差作为反馈信号, 形成对汽轮机侧的 PI 反馈控制。而功率偏差作为前馈信号用来修正压力给定值。当 P_0 改变时, 引起压力给定值的改变, 控制器发出的汽机指令 TD 的改变。这样能充分利用锅炉的蓄热能力提高机组负荷响应速度。

汽轮机侧的 PI 调节器可保证稳态时, 其调节器输入端信号的代数和近似为零, 于是有

$$(1+s)P_0 - P_E + K(p_T - p_0) \approx 0 \quad (13-7)$$

$$p_T \approx p_0 - \frac{1}{K}(P_0 - P_E) \quad (13-8)$$

当 P_o 增加时, $P_o - P_E$ 立即增加, 由式 (13-8) 可知, 相当于暂时减少压力给定值, 这时汽轮机侧的 PI 调节器输出立即增大调门开度指令 TD, 增大机组输出电功率。

对这个系统, P_o 作为前馈信号送到机、炉控制回路中, 使机、炉同时改变负荷, 保证快速响应外界负荷要求。

当燃烧率干扰为增加时, 使 p_T 上升, 使得 P_E 增加, 由于中间再热机组功率滞后较大, p_T 的反应比 P_E 灵敏, 在扰动初期, 汽轮机调门将开大, 又对汽轮机是一扰动, 使得 P_E 增加。这种协调控制系统消除锅炉燃烧内扰能力相对较差。汽轮机汽机调门产生扰动时, p_T 与 P_E 变化方向相反, 一般控制回路能较快消除扰动。

5. 以能量平衡信号为基础的协调控制系统

以能量平衡信号为基础的协调控制系统是一种以汽轮机能量需求信号为基础的协调控制系统, 其出发点是在任何工况下保证锅炉输入能量与汽轮机需求能量相适应。

汽轮机耗汽量可作为对锅炉输入能量的要求信号, 以保持锅炉产能与汽轮机耗能随时平衡, 从而实现机、炉间的基本协调。汽轮机对锅炉的能量要求信号也称能量平衡信号。

根据汽轮机原理可知, 调节级压力 p_1 可以代表进入汽轮机的实际蒸汽流量, 所以通常都以 p_1 作为汽轮机耗汽量的测量参数, 因此用 p_1 作为对锅炉的能量要求信号, 减少了汽轮机耗汽量测量的节流损失。但仅采用 p_1 作为前馈信号将对主蒸汽压力 p_T 造成动态正反馈作用。如燃烧率增加, 使主蒸汽压力 p_T 上升, 会使调节级压力 p_1 上升, 这样采用 p_1 前馈作用会使燃烧率进一步增加。由此可见, p_1 并不总是代表汽机的能量要求, 因此很少单引 p_1 作为锅炉前馈信号。

为了克服正反馈, 应以汽轮机的能量需求信号而不是实际的消耗能量信号, 作为对锅炉的能量要求信号, 即应以蒸汽流量的需求 (称为目标蒸汽流量) 而不是实际蒸汽流量作为锅炉的前馈控制信号。为此必须对 p_1 进行修正, 以形成目标蒸汽流量信号。目前有两种修正法: 压力比修正法和压力差修正法。

下面介绍具有压力比修正的能量平衡信号的构成。

能量平衡信号为 $p_1 p_o / p_T$, 压力比 p_o / p_T 为 p_1 的修正系数, 它能克服动态过程中 p_1 正反馈, 能量平衡信号准确地代表汽轮机的能量需求。调节级压力 p_1 与主蒸汽压力 p_T 之比精确地表示汽轮机调门的有效流通面积或开度。即 $u_T = f(p_1 / p_T)$ 。当 $\mu_T = 0$ 时, $p_1 = 0$; 当 $\mu_T = \mu_{Tmax}$ 时, $p_1 = p_{1max}$ 。如果定压运行时, p_o 为常数, 则能量平衡信号与调门开度之间是线性关系, 汽轮机能量需求也可由代表调门开度的压力比 p_1 / p_T 表示。如果滑压运行时, p_o 不是常数, 则能量平衡信号与调门开度不是线性关系, 代表调门开度的压力比 p_1 / p_T 不能正确表示汽轮机能量需求, 这时必须采用 $p_1 p_o / p_T$ 作为汽轮机的能量需求信号。

锅炉侧扰动对主蒸汽压力 p_T 和调节级压力 p_1 具有相似的影响, 如燃烧率自发增加时, p_T 上升, p_1 也上升, 而 p_1 / p_T (调门开度) 保持不变, 能量平衡信号 $p_1 p_o / p_T$ 不变, 因而动态过程中正反馈作用消失。稳态时, 通过控制使得 $p_T = p_o$ 时, 故 $p_1 p_o / p_T = p_1$, 即能量需求等于实际消耗或目标蒸汽流量等于实际蒸汽流量。

由此可见, 能量平衡信号 $p_1 p_o / p_T$ 无论动态还是静态都能准确地代表汽轮机的能量需求。因此, 能量平衡信号 $p_1 p_o / p_T$ 被广泛应用于单元机组的协调控制中, 形成了各种形式的协调控制方案。

如图 13-18 所示就是一种以能量平衡信号为前馈信号的协调控制方案, 该系统是以锅炉

跟随为基础的一种协调控制方式,在该方案中,锅炉侧除了接受压力偏差控制信号外,还接受能量平衡信号 $p_1 p_0 / p_T$, 该信号为前馈控制信号,以提高锅炉侧的负荷响应速度。汽轮机侧调功率,为了避免负荷调节时,对主蒸汽压力产生过大波动,故对机组实际负荷指令进行了修正。当主蒸汽压力偏差小时,未超过函数器 $f(x)$ 的死区,不对实际负荷指令进行修正,即不限制负荷调节;当主蒸汽压力偏差过大时,超过了函数器 $f(x)$ 的死区后,对实际负荷指令进行修正,避免在负荷调节时汽轮机调节阀开度过大或过小,以避免主蒸汽压力偏差的进一步增大,从而保证机组的安全运行。

稳态时,由于锅炉和汽轮机调节器均采用 PI 控制策略,因此,相应的调节器入口信号代数为零。因此,有 $p_T = p_0$, 这时函数器 $f(x)$ 输出为零,不影响汽轮机侧的负荷调节,于是有 $P_E = P_0$ 。

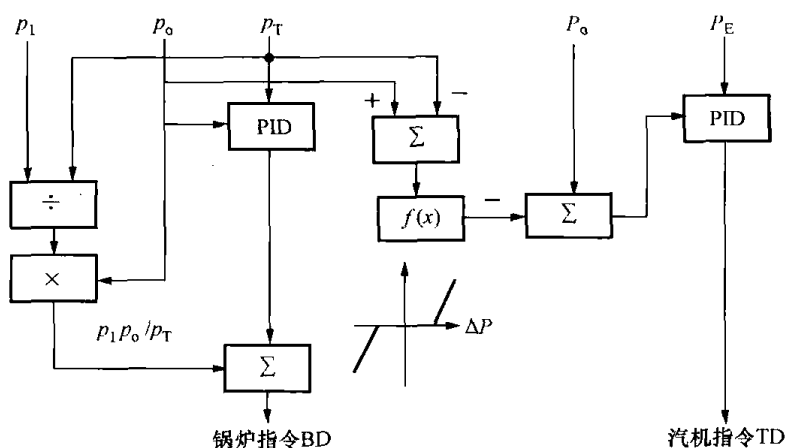


图 13-18 以能量平衡信号为前馈信号的协调控制方案

第四节 600MW 机组协调控制实例

一、系统总体介绍

某 600MW 机组协调控制系统结构同图 13-1, 其中负荷控制系统由负荷指令处理回路和机炉主控制器两部分构成, 机炉主控制器发出的控制指令最终形成锅炉(主控)指令和汽轮机(主控)指令。

机组采用如下四种控制方式。

(1) 当锅炉主控制器和汽轮机主控制器均为手动时, 采用基本方式 (BASE MODE)。当锅炉主燃料控制为自动时, 锅炉指令和汽机指令均由手动设定, 汽轮机调门由 DEH 独立控制。

(2) 当锅炉主控制器为自动, 汽轮机主控制器为手动时, 采用锅炉跟随方式 (BF MODE)。这时机前主蒸汽压力(机前压力)由锅炉燃烧率自动控制, 汽轮机调门由 DEH 独立控制。

(3) 当锅炉主控制器为手动, 汽轮机主控制器为自动时, 采用汽轮机跟随方式 (TF MODE)。这时主蒸汽压力由汽轮机调门自动控制, 机组功率由运行人员手动控制。

(4) 当锅炉主控制器和汽轮机主控制器均为自动时, 采用协调控制方式 (CC MODE)。采用以锅炉跟随为基础 (CBF) 的协调控制方式, 即主蒸汽压力通过锅炉燃烧率自动控制, 机组功率通过汽轮机调门自动控制。

在协调控制和锅炉跟踪方式下，可以采用滑压控制。滑压控制时，主蒸汽压力的给定值是根据机组负荷来自动设定。在机组定压控制时，主蒸汽压力的给定值由运行人员手动设定。

二、负荷指令处理回路

1. 负荷指令处理回路

负荷指令处理回路如图 13-19 所示，本机接受的负荷指令为：ADS 指令、运行人员负荷指令和汽轮机转速。根据机组情况，按一定的逻辑条件进行这三种负荷指令的选择。

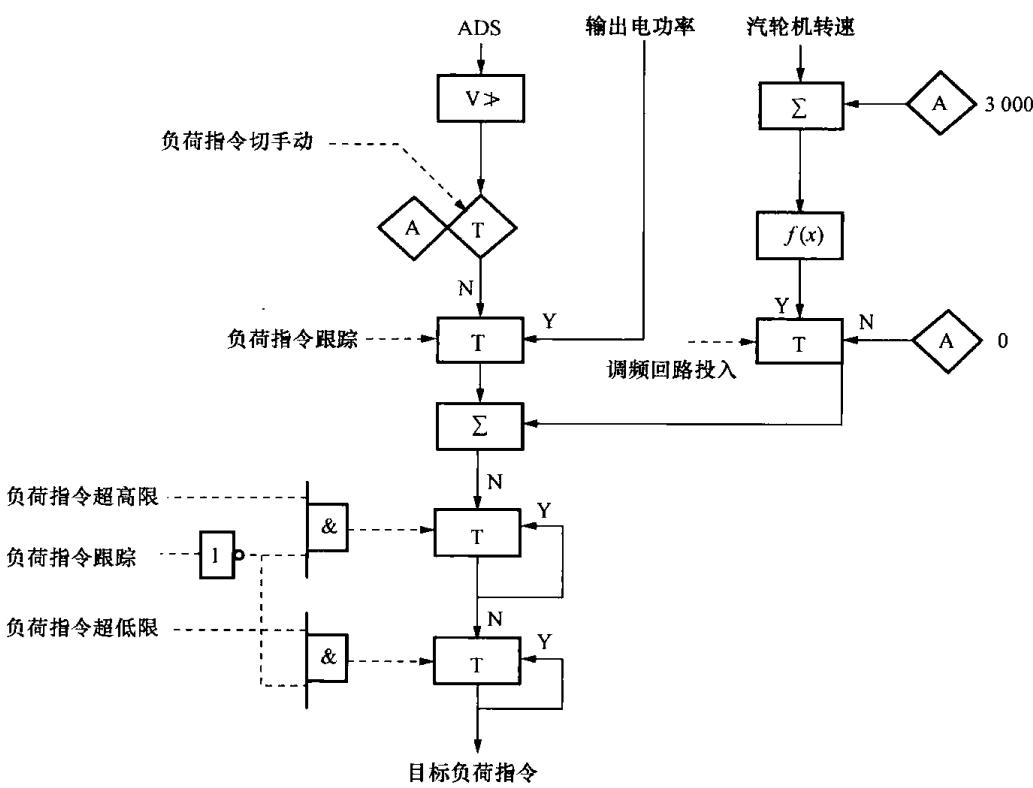


图 13-19 目标负荷指令的生成

负荷指令切换手动逻辑信号构成如图 13-20 所示，当机组为协调控制方式、负荷指令变化速率未超速、ADS 指令信号正常、机组运行正常未发生 RD、BI 或 BD 时，负荷指令切换手动逻辑信号为“0”，控制切换器选择接受 ADS 指令。当发生下列情况时，由负荷指令切换手动信号为“1”，控制图 13-20 所示中的切换器切换至运行人员手动设定：ADS 信号错误；ADS 指令变化超过机组最大响应速率；锅炉主控制器和汽轮机主控制器一方为手动时（非协调控制方式）；AGS 禁止；机组发出 RD、BI 或 BD。

汽轮机转速信号代表了电网频率，与给定值的差值构成了频差校正信号。调频回路的投入需要同时满足三个条件：机组在协调控制方式下、频率信号完好、运行人员按下调频回路投入按钮。调频回路投入后，现负荷指令变为原负荷指令加上电网频率校正指令。当频率过低时会增加负荷指令；否则减小，从而保证电网频率的稳定。当上述三个条件中的任何一个不满足时，会切除调频回路。

负荷指令的限制处理包括最小负荷限制、最大负荷限制和负荷变化率限制部分。在机组非协调控制方式或在协调控制方式下 ADS 指令变化速率超速时，负荷指令跟踪信号为“1”，该信号使得切换器切换到目标负荷指令跟踪发电机实际功率，以便协调控制方式再投入时的无扰切换。最大及最小负荷限制的作用是当机组在协调控制方式下，避免 ADS 指令超过运行

人员设定的最大及最小负荷。当负荷指令超过机组允许的最小或最大负荷时，由相应逻辑信号控制相应切换器切换，使得负荷指令保持原输出值，从而闭锁了负荷指令的变化。

图 13-19 所示生成的目标负荷指令还不能直接送入锅炉主控制器和汽轮机主控制器。考虑到锅炉和汽轮机对于负荷指令的响应速度，所以需要将目标负荷指令转变为一个斜坡形式的实际负荷指令后，再送入到锅炉主控制器和汽轮机主控制器中，实际上也就是限制了负荷指令的变化速度。

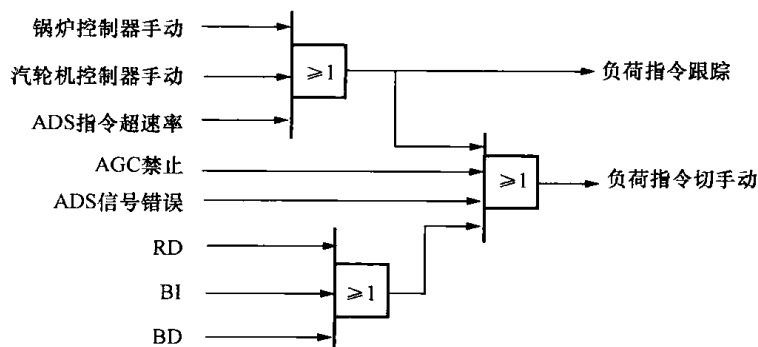


图 13-20 相应切换逻辑信号构成

图 13-21 所示为机组实际负荷指令的形成回路，图 13-22 是速率选择逻辑信号形成回路。该两图中的共同作用，实现了目标负荷指令转化为实际负荷指令，同时还实现了实际负荷指令迫降、闭锁增、闭锁减和负荷返回功能。

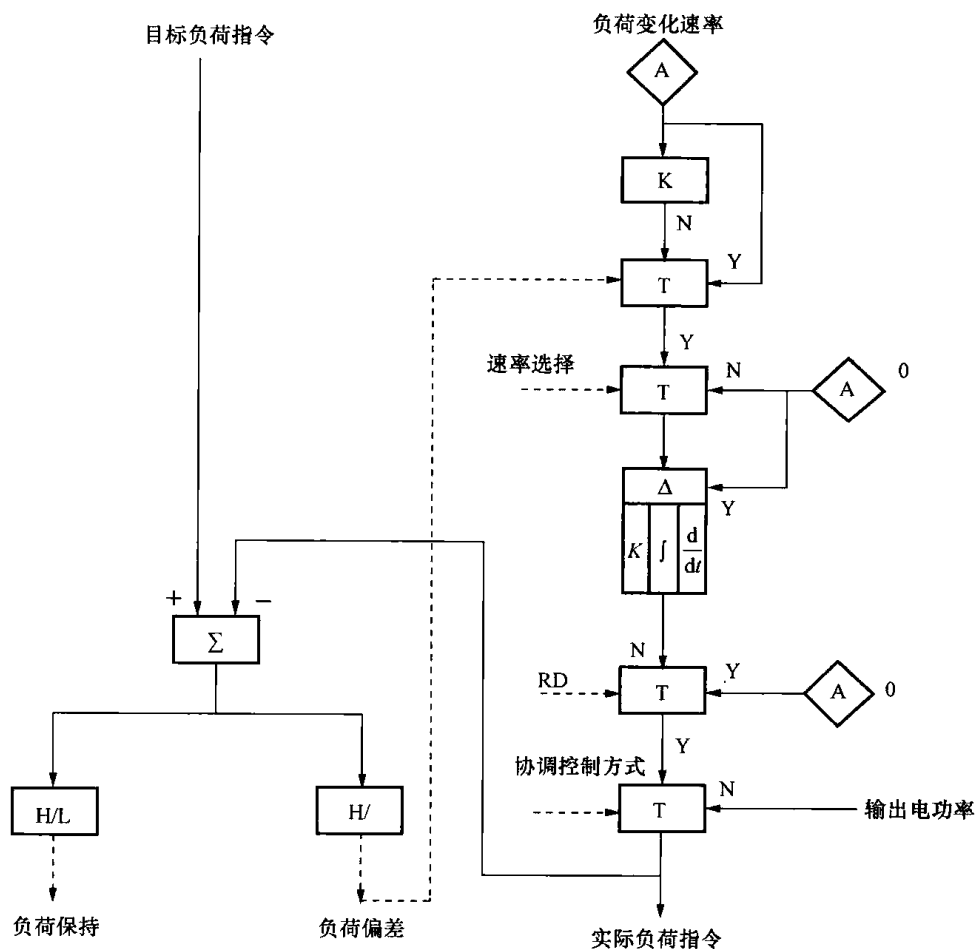


图 13-21 实际负荷指令形成回路

当机组为协调控制方式时，根据实际负荷指令与目标负荷指令的偏差方向，通过负荷偏差信号的“1”和“0”控制切换器选择负荷变化速率与方向，利用PID调节器中的积分作用进行实际负荷指令的增加或减少。当实际负荷指令与目标负荷指令相等时，图 13-21 中的负

荷保持信号为“0”，该信号送到图 13-22 中的速率选择信号回路中，使得 R-S 触发器被置“0”，这时，速率选择信号为“0”，这样图 13-21 中的相应切换器将 0 送到 PID 调节器中，停止积分作用，实际负荷指令停止变化。

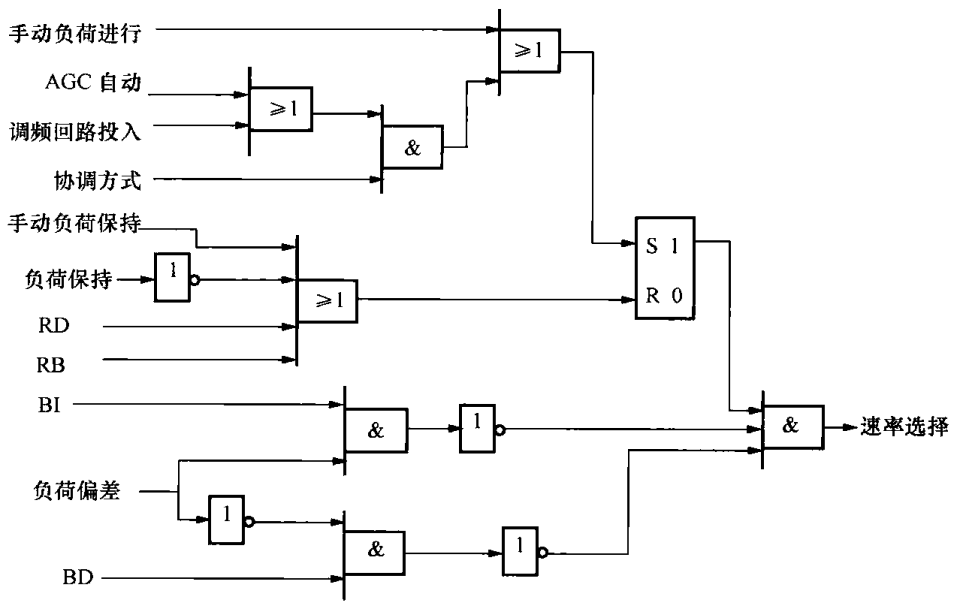


图 13-22 速率选择逻辑

当接受的 ADS 指令为增大时，这时目标负荷指令大于实际负荷指令，图 13-21 中的负荷偏差信号为“1”，控制切换器将正负荷变化速率送入 PID 调节器中，进行正向积分，使得实际负荷指令不断增加，直到实际负荷指令与目标负荷指令相等为止。同理，当 ADS 指令减少时，负荷偏差信号为“0”，负荷变化速率经比例器 K 送入 PID 调节器中，由于 K 为一个负值，所以此时为反向积分，实际负荷指令将减小，直到实际负荷指令与目标负荷指令相等为止。

由此可见，负荷偏差信号“1”与“0”，控制着切换器选择负荷变化速率与方向。当实际负荷指令小于目标负荷指令时，负荷偏差信号为“1”，选择正的负荷变化速率；当实际负荷指令大于目标负荷指令时，负荷偏差信号为“0”，选择负的负荷变化速率。

速率选择信号的“1”与“0”，控制实际负荷指令是变化还是（保持）不变。因此，利用速率选择信号和负荷偏差信号，实现了实际负荷指令增加、减少或保持。表 13-1 为在协调控制方式下，实际负荷指令与速率选择信号、负荷偏差信号的关系。

表 13-1 在协调控制方式下实际负荷指令与速率选择信号、负荷偏差信号关系

速率选择	负荷偏差	实际负荷指令变化趋势
1	1	增加
1	0	减小
0	X	保持

除了上面介绍的对实际负荷指令基本处理方法外，还有以下几种处理情况：

(1) 在协调控制方式时，操作员手动按下负荷保持按钮，图 13-22 中的 R-S 触发器 R 端被置“1”。R-S 触发器输出为“0”，速率选择信号为“0”，实际负荷指令被保持。

(2) 在协调控制方式时, 操作员手动按下负荷进行按钮, 图 13-22 中的 R-S 触发器的 S 端被置“1”。此时, 根据指令偏差情况, 进行实际负荷指令的增加、减小和保持处理。如负荷保持信号为“1”, 则表示实际负荷指令与目标负荷指令不相等, R-S 触发器 R 端被置“0”, 速率选择信号为“1”, 根据负荷偏差信号控制实际负荷指令增或减。当负荷保持信号为“0”时, 表示此时实际负荷指令与目标负荷指令相等, 此时, R 端被置“1”, 速率选择信号为“0”, 实际负荷指令保持。

(3) 在协调控制方式时, AGC 自动或调频回路投入, 其此时 R-S 触发器的 S 端被置“1”, 对实际负荷指令处理上面介绍过。

(4) 在协调控制方式时, 当 RD 信号为“1”时, 速率选择信号为“0”, 图 13-21 中 PID 输出保持, 而实际负荷指令被置 0, 此时机组被强迫减负荷直到 RD 信号消失为止。

(5) 在协调控制方式时, 当 BI 信号为“1”时, 如果此时负荷偏差信号为“1”, 即实际负荷指令小于目标负荷指令, 速率选择信号为“0”, 实际负荷指令保持。反之, 如果负荷偏差信号为“0”, 即实际负荷指令大于目标负荷指令, 速率选择信号为“1”, 允许实际负荷指令减小操作。因此, 实现了负荷指令闭锁增功能。

(6) 在协调控制方式时, 当 BD 信号为“1”时, 原理同(5), 但速率选择信号的逻辑切换与(5)相反, 由此实现了负荷指令闭锁减功能。

(7) 当 RB 信号为“1”时, 机组切汽轮机跟随方式, 速率选择信号为“0”, 图 13-21 中 PID 输出保持, 而实际负荷指令跟踪输出电功率。

实际负荷指令将被作为负荷给定值送到汽轮机主控制器中。

2. RB 信号生成

在 RB 信号生成逻辑中, 主要监测的辅机包括: 给水泵、送风机、引风机、一次风机、空气预热器及炉水循环泵。在机组负荷大于一定值的情况下, 若上述辅机跳闸, 则发出 RB 请求。

RB 信号发出后, 机组控制方式将自动切为汽轮机跟随方式。汽轮机维持主汽压力, 锅炉则以预定的 RB 目标值降低锅炉总燃料量, 也就是由 FSSS 系统根据 RB 目标值, 将部分磨煤机切除, 保留与机组负荷相适应的磨煤机台数。磨煤机切除顺序遵守由高(F)向低(C)原则, 接收到 RB 指令后, 首先会跳 F 磨煤机, 当 F 磨煤机运行状态消失后延时数秒后, 再停止 E 磨煤机运行, 等等依此类推。

图 13-23 所示为引风机、送风机、一次风机、空气预热器发生单台跳闸时, 产生设备运行状态判断逻辑。如图 13-24 所示为给水泵跳闸时的相应 RB 信号产生逻辑, 当有一台汽动给水泵跳闸且电动给水泵正常联启时, 产生 75%RB 信号; 当一台汽动给水泵跳闸且电动给水泵没有正常联启时, 产生 50%RB 信号; 当两台汽动给水泵跳闸且电动给水泵正常联启时, 产生 35%RB 信号。

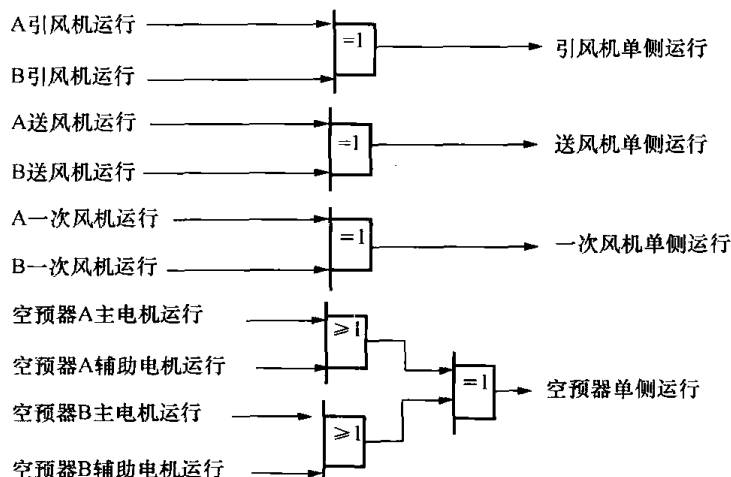


图 13-23 主要辅机运行状态逻辑

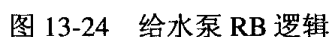


图 13-25 为发生 RB 后，根据跳闸设备的不同而产生不同的 RB 目标值。发生 RB 情况后，机组将快速减少进入炉膛的燃料量，这时机组实际负荷指令跟踪输出电功率，其处理方法如下：



(1) 机组负荷大于 330MW，当空气预热器、引风机、送风机或一次风机设备中有任一 台跳闸停运，则发生 RB。FSSS 切除磨煤机，保留 3 台磨煤机运行，协调控制方式切至汽轮 机跟随方式，机组减负荷至 300MW。

(2) 机组负荷大于 330MW，给水泵两台中的一台停止运行，且 5s 内备用泵未联锁启动，则发生 RB。FSSS 切除磨煤机，保留 3 台磨煤机运行，协调控制方式切至汽轮机跟随方式，机组减负荷至 300MW。

(3) 机组负荷大于 360MW, 两台汽动给水泵中的一台停止运行, 发生给水泵 RB。FSSS 切除磨煤机, 保留 3 台磨煤机运行, 协调控制方式切至汽轮机跟随方式, 机组减负荷至 300MW。

(4) 任一汽动给水泵跳闸, 电泵联启成功, 发 75%RB 信号, 保留 4 台磨煤机运行; 任一汽动给水泵跳闸, 电泵联启不成功, 发 50%RB 信号; 保留 3 台磨煤机运行, 两台汽动给水泵均跳闸, 电泵联启成功, 发 35%RB 信号; 保留 2 台磨煤机运行;

(5) 任三台磨煤机运行, 机组负荷大于 360MW, 发 RB 信号, 负荷减至 300MW。

3. RD 信号生成

RD 信号是通过监测总风量、炉膛压力和给水量这三个量与它们的给定值之间偏差; 以及相应设备的对应状态来生成 RD 信号, RD 信号生成逻辑如图 13-26 所示, RD 信号是由送风机 RD、引风机 RD 和给水泵 RD 构成。

以送风机 RD 逻辑为例, 当总风量小于给定值, 且偏差超过设定的限制值时, 并且送风机 A、B 均投自动, 而此时送风机 A、B 指令已经是最大, 那么表明送风机 A、B 的最大出力的风量不能满足当前需求, 故发出 RD 信号, 迫使机组实际负荷指令减小, 使机组减负荷。当送风机 A、B 未投自动, 当总风量小于给定值; 且偏差超过设定的限制值时, 虽然送风机指令未达到最大值, 但是由于送风控制系统无法自动调整风量, 也会发出 RD 信号。

当炉膛压力大于给定值时或给水流量小于给定值时, 且它们的偏差超过设定的限制值时, 其 RD 产生逻辑与送风机 RD 基本原理相似, 不再复述。当发生 RD 时, 机组一方面强制减负荷, 另一方面将 AGC 自动切除。

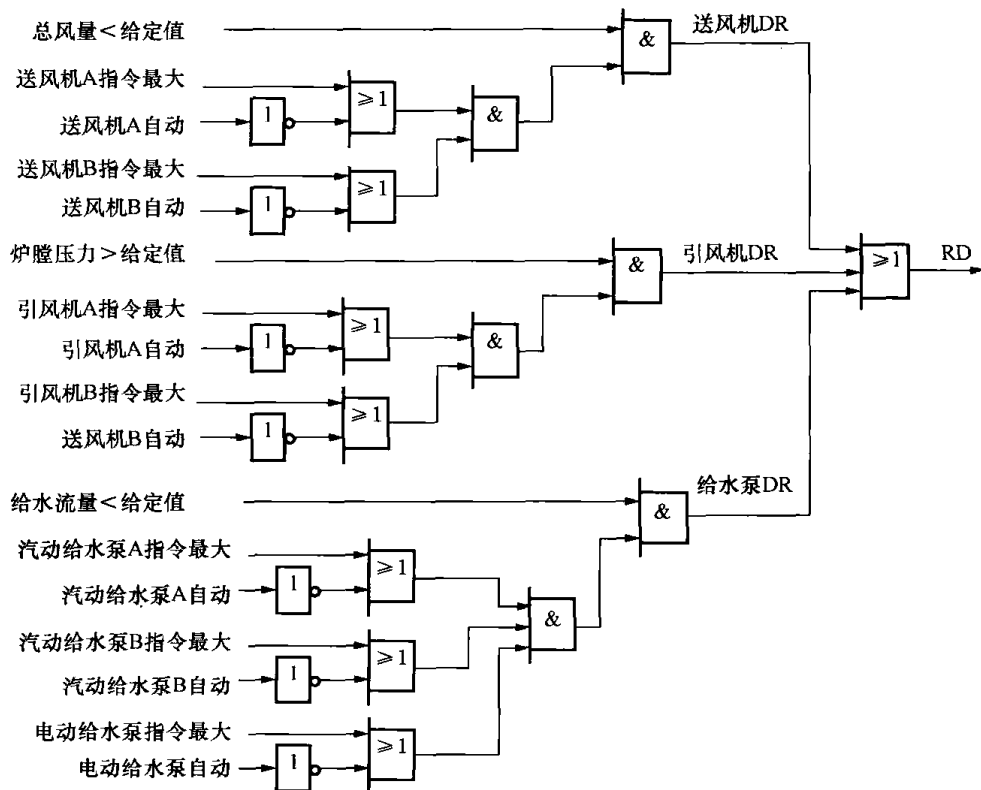


图 13-26 RD 信号的生成

4. BI/BD 信号生成

闭锁增与闭锁减逻辑的实现, 是设备实际出力与负荷需求有偏差时, 且偏差超过设定的

限制值时，对负荷指令产生闭锁，即不让机组实际负荷指令向着超过设备工作极限或进一步扩大偏差的方向变化，以防止事故的发生。

BI/BD 监测的对象与 RD 监测的基本一致，除了监测总风量、炉膛压力、给水流量外，还增加了对机组输出电功率和主蒸汽压力的监测。当总风量、给水流量、输出电功率和主蒸汽压力小于其相应给定值的偏差超限制值时；或炉膛压力大于给定值的偏差超限制值时；或相应的设备达到极限状态，则发生 BI。闭锁负荷指令的增大变化。如果监测的变量偏差继续增大，超过更大的限制值，且相应的设备已达到极限状态，则发生 RD，强迫机组减负荷，图 13-27 为 BI 信号生成逻辑。

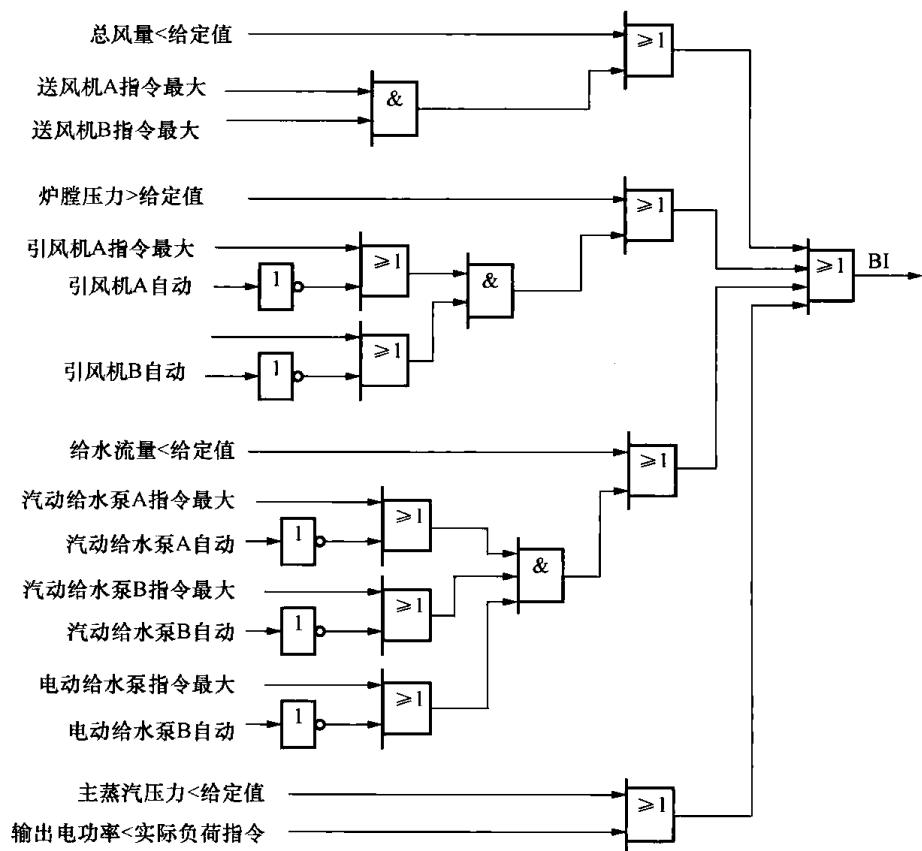


图 13-27 BI 信号的生成

同理，当总风量、给水流量、输出电功率和主蒸汽压力大于其相应给定值的偏差超限制值时；或炉膛压力小于给定值的偏差超限制值时；或相应的设备达到极限状态，则发生 BD，闭锁负荷指令的减小变化，其 BD 信号生成形式与图 13-27 所示相同，但判别逻辑相反。

当出现 BI 信号为“1”或 BD 信号为“1”后，首先将 AGC 切为手动，对实际负荷指令的处理，前面已经分析过，不再复述。

三、机炉主控制器

1. 控制方式选择逻辑

协调控制系统具有四种控制方式：

- (1) 基本方式 BASE。
- (2) 锅炉跟随方式 BF。
- (3) 汽轮机跟随方式 TF。

(4) 协调控制方式 CC。其控制方式选择逻辑如图 13-28 所示。

当锅炉主控制器和汽轮机主控制器均为手动时，机组采用基本方式；当锅炉主控制器为自动，汽轮机主控制器为手动时，机组采用锅炉跟随方式 BF；当锅炉主控制器为手动，汽轮机主控制器为自动时，机组采用汽轮机跟随方式 TF，发生 RB 后，机组控制方式切为汽轮机跟随方式；

当锅炉主控制器和汽轮机主控制器均为自动时，机组采用协调控制方式。

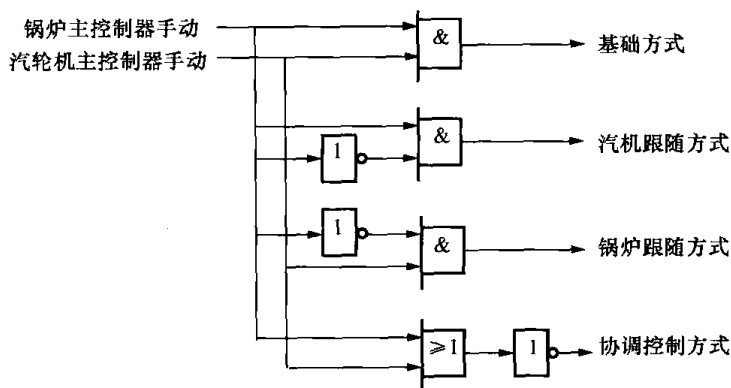


图 13-28 控制方式选择

2. 压力指令生成回路

目前，大型发电机组为了提高效率，通常在一定负荷范围内采用定压运行，而在另一范围内采用滑压运行，机组的这种运行方式称为变压运行方式。

在定压运行时，维持主蒸汽压力 p_T 不变，通过改变汽轮机调节阀开度来改变机组功率。在滑压运行时，汽轮机调节阀全开或接近全开，机组的功率改变是靠改变汽轮机进汽压力（机前主蒸汽压力 p_T ）来实现的，即由锅炉维持主蒸汽压力 p_T ，而该压力是随机组功率变化而变化的，是机组功率的函数。

采用滑压运行能改变机组在变工况运行时的热应力和热变形，使机组启停时间缩短，减小节流损失，降低给水泵功率消耗，提高机组效益，同时还可减少蒸汽流过调节阀时的节流损失。

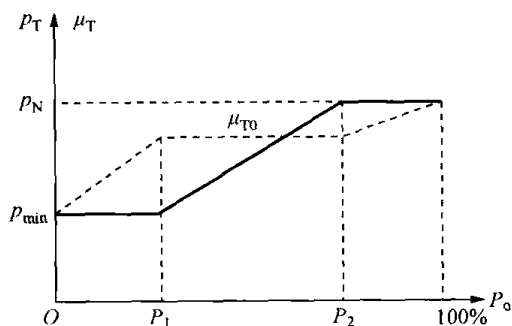


图 13-29 机组变压运行曲线

p_T, μ_T —主蒸汽压力和汽轮机调节阀开度；
 P_0 —机组负荷指令； $p_{\min}$ 、 p_N —最低主蒸汽压力和额定主蒸汽压力； P_1, P_2 —机组滑压运行的功率变化范围

常见的单元机组变压运行曲线如图 13-29 所示。

当机组输出电功率低于 P_1 时，机组在较低的主蒸汽压力下作定压运行，当负荷大于 P_2 时，机组也采用定压运行，这时，主蒸汽压力保持在额定汽压值 p_N ；当机组负荷大于 P_1 、 P_2 小于时，机组采用滑压运行，此时，汽轮机调节阀开度保持在 μ_{T0} 不变，而主蒸汽压力随机组负荷要求指令的变化而变化。

滑压方式的控制和定压方式的控制基本相同，只是机前压力设定值的产生不同，机前压力设定点回路的作用就是根据机组的运行方式（即定压运行还是滑压运行）产生压力设定值 p_0 。

压力指令运算回路如图 13-30 所示，其主要作用有：

- (1) 选择机组是滑压运行方式还是定压运行方式。
- (2) 设定机前主蒸汽压力的给定值。

由运行人员手动选择滑压运行方式，当发生下列情况时滑压运行方式自动退出：运行人员手动选择定压方式；协调控制方式退出；发生 RD 情况。

在机组滑压运行方式时，主蒸汽压力给定值由实际负荷指令经函数发生器后给出，并在主蒸汽压力给定值上加入了调门开度校正信号。

在机组定压运行方式时，主蒸汽压力给定值由运行人员手动设定，并且给定值需经压力

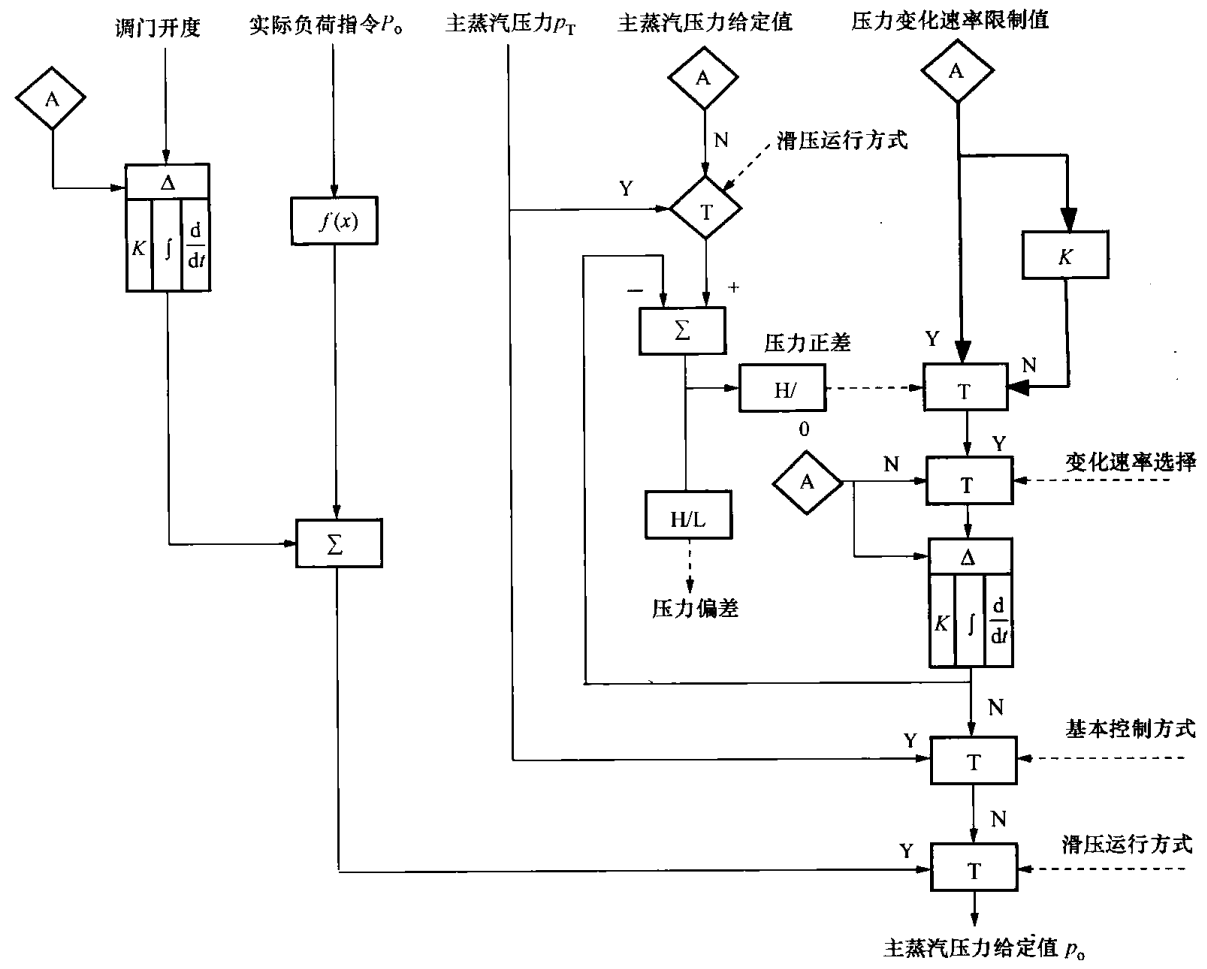


图 13-30 压力指令运算回路

变化速率限制器后作为最终的主蒸汽压力给定值，压力变化速率由运行人员手动设定。

在定压运行方式时，主蒸汽压力给定值变化过程中与图 13-21 所示的机组实际负荷指令形成的方法基本相同。利用了压力正差逻辑信号，通过选择 PID 调节器的积分方向来控制压力给定值增加还是减小。利用变化速率选择控制压力给定值变化还是保持，其压力变化速率选择形成逻辑如图 13-31 所示，当压力变化速率选择信号为“1”时，压力给定值增加或减小；当其为“0”时，保持当前压力给定值输出。

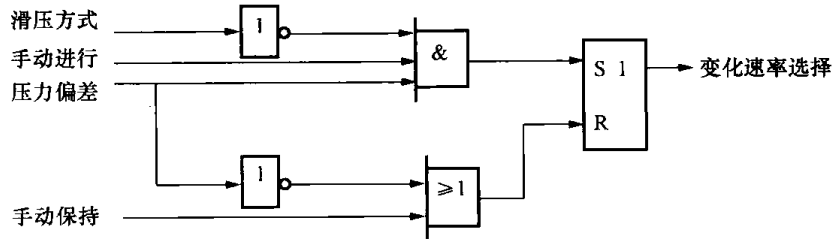


图 13-31 压力变化速率选择信号逻辑

当运行人员按手动保持或压力偏差信号为“0”时，保持当前压力给定值输出。

3. 汽轮机主控制器

图 13-32 所示为汽轮机主控制器构成。当机组为协调控制方式时，由汽轮机主控制器中的 CC PID 调节器进行机组负荷控制，其调节器输出值经切换器和主控操作器后作为汽轮机

指令 TD 送汽轮机 DEH 系统。为了避免负荷控制时主蒸汽压力偏差过大, 故在调节器输入端, 即在实际负荷指令上叠加压力偏差限制信号。当主蒸汽压力偏差小时, 对负荷控制不限制。当主蒸汽压力偏差过大时超过函数器 $f(x)$ 的死区后, 对实际负荷指令进行修正, 避免在负荷控制时汽轮机调节阀门开度过大或过小, 以限制主蒸汽压力偏差的进一步增大, 从而保证机组的安全运行。

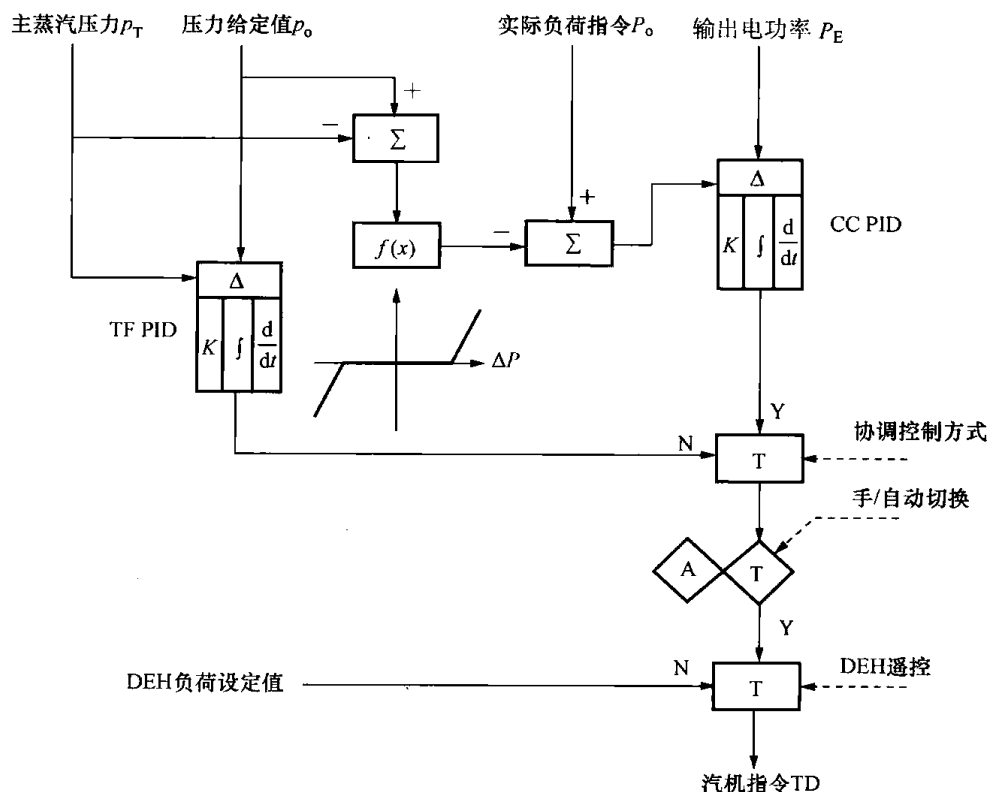


图 13-32 汽轮机主控制器

当机组发生 RB 时, 锅炉主控制器切手动, 如图 13-32 所示知, 机组为汽轮机跟随方式。这时由汽轮机主控制器的 TF PID 调节器控制主蒸汽压力, 其调节器输出值经切换器和主控操作器后作为汽机指令 TD 送汽轮机 DEH 系统。

满足下列任一条件, 汽轮机主控制器切手动: DEH 非遥控状态; 负荷偏差超限; 主蒸汽压力偏差超限; 负荷低超限; 主蒸汽压低超限; 功率信号故障; 汽轮机跳闸; 发电机跳闸。

机组运行在锅炉跟随或基本方式时, 汽机主控指令不接受自动控制信号, 由运行人员在汽机主控器上手动设定汽机指令 TD, 由 DEH 系统控制机组功率。

当 DEH 系统非遥控方式时, 汽机指令 TD 跟踪 DEH 系统送来的汽机负荷参考。

4. 锅炉主控制器

图 13-33 所示为锅炉主控制器构成。当机组为协调控制方式时, 由锅炉主控制器中的 CC PID 调节器进行机组主蒸汽压力控制, 为了提高锅炉对负荷的相应速度, 减少主蒸汽压力的波动, 锅炉指令 BD 是在 CC PID 调节器的输出上加一个前馈信号, 前馈信号为能量平衡信号, 即 $p_1 p_0 / p_T$ 。

当机组为锅炉跟随方式时, 由锅炉主控制器中的 BF PID 调节器进行机组主蒸汽压力控制, 锅炉指令 BD 是在 BF PID 调节器的输出上加一个能量平衡前馈信号 $p_1 p_0 / p_T$ 。

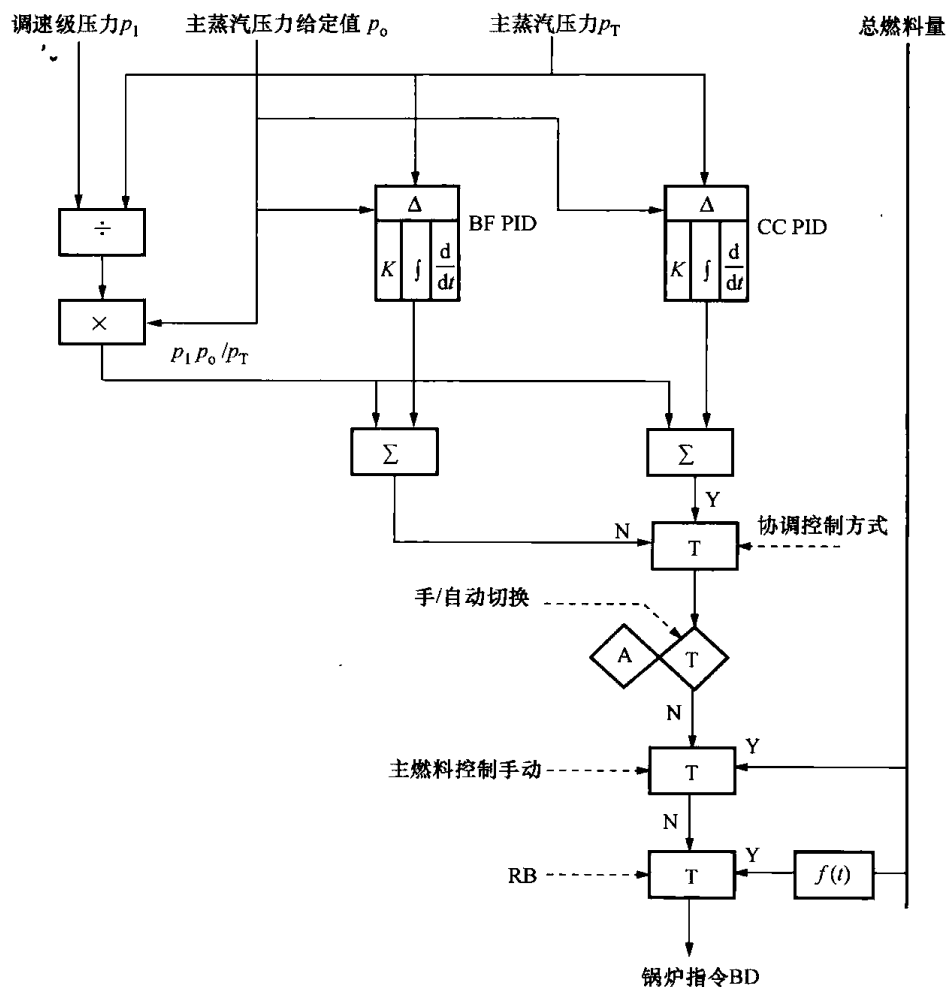


图 13-33 锅炉主控制器

当出现以下情况时锅炉主控制器强制切手动：发生 RB；主燃料控制为手动；主蒸汽压力信号故障；调速级压力信号故障或压力偏差过大。

当锅炉主控制器为手动，机组为汽轮机跟随方式或基本方式，这时锅炉指令不接受自动控制信号，当主燃料控制为自动时，锅炉指令 BD 由运行人员通过主控操作器手动设置。当燃料控制为手动时，锅炉指令 BD 跟踪总燃料量，不能通过主控操作器手动改锅炉指令 BD。

当发生 RB 时，锅炉指令 BD 跟踪总燃料量。

第十四章 直流锅炉控制系统

第一节 直流锅炉特点

超临界发电机组是指过热器出口主蒸汽压力超过 22.129MPa 的机组。目前运行的超临界机组压力均为 24~25MPa。理论上认为：在水的状态参数达到临界点时（压力 22.129MPa、温度 374℃），水的汽化会在瞬间完成，不再有汽、水共存的二相区存在。当压力超临界时，由于饱和水和饱和蒸汽之间的差别已经完全消失，因此在超临界压力下汽包锅炉无法维持自然循环，即汽包锅炉不再适用，因此直流锅炉成为超临界机组锅炉的唯一型式。

直流锅炉在工作原理和结构上与汽包锅炉有所不同，因此直流锅炉在运行特性和控制特性上也有不同的特点。以下结合汽包锅炉的特点，介绍直流锅炉的一些特点。

一、汽包锅炉的特点

1. 自然循环

汽包锅炉的汽水流程如图 14-1 所示，汽包锅炉的汽水行程中，由汽包将锅炉受热面分割为加热、蒸发和过热三段。其蒸发段由汽包、下降管、联箱和水冷壁组成小循环回路，一般汽包锅炉的蒸发段中工质循环是靠水冷壁中汽水混合物和下降管中水的重力差来推动的，即形成自然循环（也有靠循环泵的强制循环汽包锅炉）。

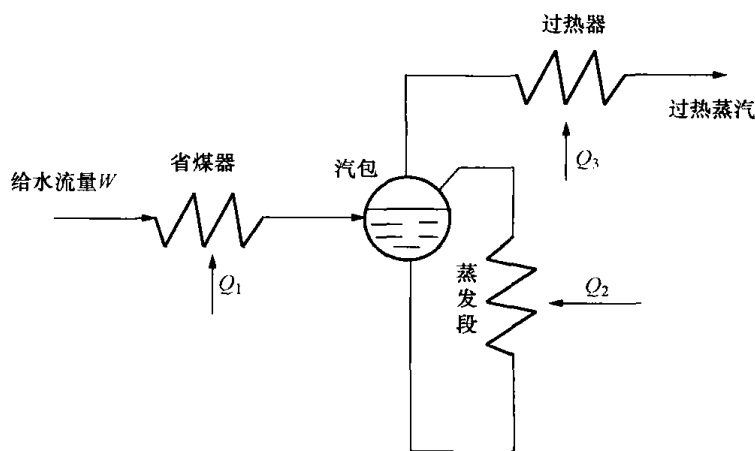


图 14-1 汽包锅炉汽水流程

2. 受热面的界限是固定的

汽包既是汽水分离容器，又是省煤器、水冷壁、过热器的汇合容器，它把锅炉各部分受热面，如加热段、蒸发段和过热段都明确地分开，不论负荷、燃烧率如何变化，各受热面的大小是固定不变的。因此，在控制上具有如下特点。

(1) 锅炉蒸发量主要由燃烧率的大小来决定（蒸发量由加热段受热面的吸热量 Q_1 和蒸发段受热面的吸热量 Q_2 决定），而与给水流量 W 的大小无关。所以在汽包锅炉中由燃烧率调节负荷（实现燃料热量与蒸汽热量之间的能量平衡），由给水流量调节水位实现给水流量与蒸汽流量间的物质平衡，这两个控制系统的工作可以认为是相对独立的。

(2) 汽包除作为汽水分离器外，还作为燃水比（燃料量 M 与给水流量 W 的比值关系）失调的缓冲器。当燃水比失去平衡关系时，利用汽包中的存水和空间容积暂时维持锅炉的工质平衡关系，而各段受热面积的界限是固定的，使燃料量或给水流量的改变对过热汽温的影响较小。因为过热蒸汽温度主要取决于加热段、蒸发段吸热量（它们决定了锅炉将产生多少

饱和蒸汽量)与过热段吸热量的比值 $(Q_1+Q_2):Q_3$, 由于汽包锅炉各受热面的区域界限是固定的, 所以当燃烧率变化时, 即使 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 也都发生了变化, 但这个比值不会有太大的改变, 因而对汽温的影响幅度较小。因此在汽包锅炉中仅依靠改变减温水流量 W_j 来控制过热蒸汽温度。而改变 W_j 时, 可近似认为对汽包水位 H 和主蒸汽压力 p_T 没有影响。

如当给水流量 W 增加, 破坏原有的平衡关系时, 汽包水位 H 上升, 由于燃料量 M 没变, 各段受热面积及相应的吸热量不变, 因此过热汽温 T 和主蒸汽压力 p_T 可认为不变。当燃料量 M 增加, 给水流量 W 不变, 锅炉蒸发量增加, 汽包水位 H 下降, 由于各段受热面积比例不变, 相应吸热量大体成比例增加, 过热段吸热量与蒸汽流量同时增加, 使过热汽温 T 变化不大。

当汽包锅炉运行状态用汽包水位 H 、过热汽温 T 和主蒸汽压力 p_T 表示时, 它们与三个调节量, 即给水流量 W 、减温水流量 W_j 和燃料量 M 之间的关系可用传递矩阵表示为

$$\begin{bmatrix} H(s) \\ T(s) \\ p_T(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{HW}(s) & 0 & G_{HM}(s) \\ 0 & G_{TW_j}(s) & G_{TM}(s) \\ 0 & 0 & G_{pTM}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W(s) \\ W_j(s) \\ M(s) \end{bmatrix} \quad (14-1)$$

可见传递矩阵为上三角阵。因此, 汽包锅炉的水位、汽温和主蒸汽压力控制可采用相互独立的单变量控制系统进行控制。

3. 蓄热量大

锅炉蓄热量是其工质和受热面金属中储存热量的总和。汽包锅炉有重型金属汽包、较大的水容积、较粗的下降管和联箱等, 所以其蓄热能力比直流锅炉要大 2~3 倍。

二、直流锅炉的特点

1. 强制循环

直流锅炉属强制循环锅炉, 图 14-2 所示为直流锅炉简图。在锅炉正常负荷下, 给水在给水泵压力作用下, 经省煤器加热后, 通过螺旋管圈水冷壁(下辐射区)和垂直水冷壁屏以及后水冷壁吊挂管(上辐射区)并加热蒸发, 然后经下降管引入折焰角和水平烟道侧墙(图中未画出), 再引入汽水分离器。从汽水分离器出来的蒸汽再进入一级过热器中

(对流过热区), 然后再流经屏式过热器(上辐射区)和末级过热器(对流过热区)后加热成过热蒸汽, 送至汽轮机。

2. 各受热面无固定分界点

直流锅炉是由各受热面及连接这些受热面的管道组成, 其汽水流程工作原理示意图如图 14-3 所示。在正常负荷下, 给水泵强制一定流量的给水进入锅炉内, 一次性经历加热、蒸发

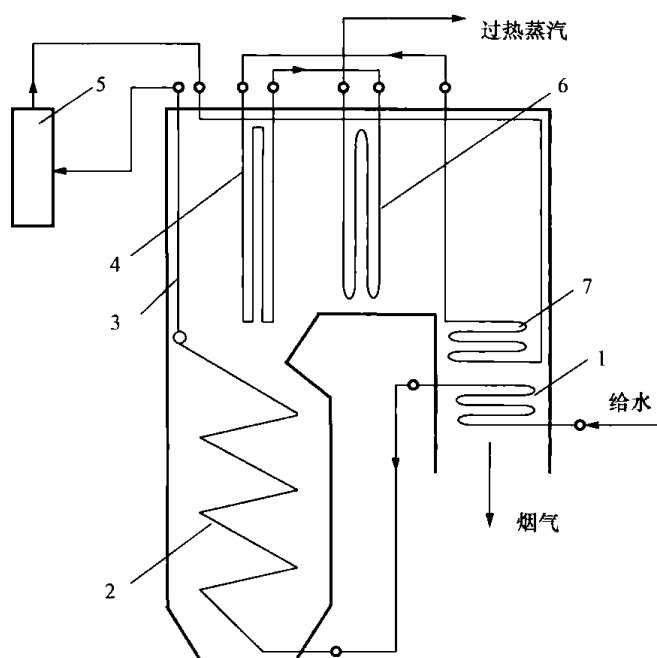


图 14-2 直流锅炉简图

- 1—省煤器; 2—螺旋水冷壁; 3—垂直水冷壁(和后水冷壁吊挂管);
4—屏式过热器(前屏和后屏); 5—汽水分离器;
6—末级过热器; 7—一级过热器

和过热各段受热面,全部转变成过热蒸汽。

直流锅炉没有汽包,加热、蒸发和过热三段受热面没有固定分界点,而由管道内工质状态所决定。因此,给水流量、燃料量、给水温度以及汽轮机调节阀门开度的变化都影响三段受热面积的比例,这样三段受热面吸热量分配比例都将发生变化,这对于锅炉出口蒸汽温度影响很大,对蒸汽压力和流量的影响方式则较为复杂。

当燃料量增加,给水流量不变时,由于蒸发所需的热量不变,因而加热和蒸发的受热面缩短,蒸发段与过热段之间的分界向前移动,过热受热面增加,所增加的燃烧热量全部用于使蒸汽过热,过热汽温将急剧上升。

当给水量增加,而燃料量不变时,由于加热及蒸发段的伸长,而增加了蒸发,而蒸发段与过热段之间的分界则向后移动,由于过热段的减少,从而使过热汽温下降。燃料量、给水流量对过热汽温的影响如图 14-4 所示。

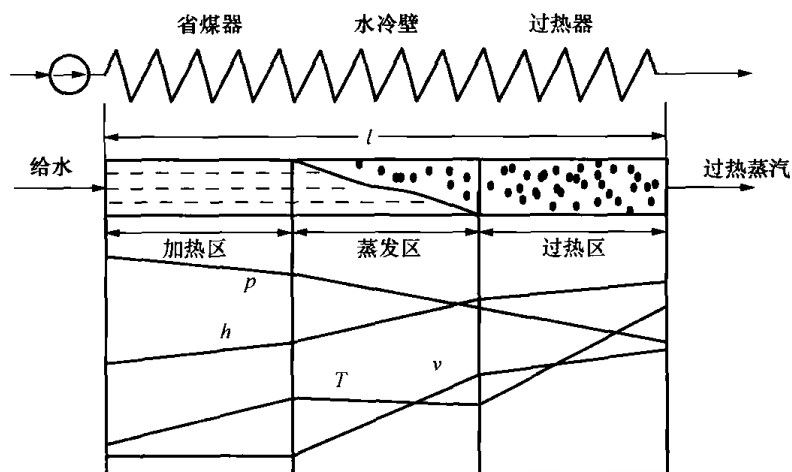


图 14-3 直流锅炉原理示意图
 p —压力; T —温度; h —焓; v —定压比热容

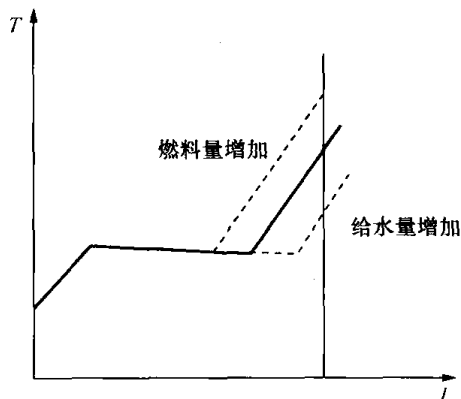


图 14-4 燃料量、给水流量对过热汽温影响

现在来说明燃料量与给水量对过热蒸汽焓值 h_{gr} 或汽温的影响。一次工质在稳定工况下的热平衡方程式为

$$h_{gr} = h_{gs} + \frac{Q_{\tau}}{W} \quad (14-2)$$

式中: h_{gr} 为过热蒸汽焓值; h_{gs} 为给水焓值; W 为给水流量; Q_{τ} 为一次工质有效吸热量。

假定一次工质的吸热量 Q_{τ} 占锅炉内工质的有效吸热量的份额为 φ_1 , 由此可得

$$Q_{\tau} = MQ_{ar}\eta\varphi_1 \quad (14-3)$$

式中: M 为燃料量; Q_{ar} 为燃料应用基的低位发热量; η 为锅炉热效率。

将式 (14-3) 代入式 (14-2), 整理得

$$h_{gr} = h_{gs} + \frac{M}{W} Q_{ar}\eta\varphi_1 \quad (14-4)$$

在锅炉正常运行时, η 和 φ_1 可近似看作常数。由式 (14-4) 可知, 燃料量 M 增加, 会使过热蒸汽焓值 h_{gr} 增加, 如蒸汽压力不变, 由焓熵图可知, 过热汽温也增加。给水流量 W 增加, 过热蒸汽焓值 h_{gr} 减小, 如蒸汽压力不变, 则过热汽温也下降。因此要保证过热蒸汽焓值 h_{gr} 或过热汽温不变, 在给水焓值 h_{gs} 和燃料发热量不变条件下, 应使燃水比 M/W 保持不变。

但实际上, 由于锅炉给水温度是随负荷的增加而升高的, 故 h_{gs} 也随之升高。而机组定压运行时, 过热汽温和主蒸汽压力为定值, 即过热蒸汽焓值 h_{gr} 为一定值, 因此燃水比 M/W 是随着负荷的升高而减小的。

由式(14-4)可知, 对于直流锅炉来说, 要保证过热汽温为额定值, 其调节汽温基本手段应是使燃料量和给水流量保持相应比例。在直流锅炉中, 虽然也采用喷水减温作为调温手段, 但这仅作为过热汽温的细调手段, 以使过热汽温精确地等于给定值。

3. 蓄热量小

直流锅炉由于没有汽包, 汽水容积小, 所用金属也少, 因此锅炉蓄热能显著减小。由于直流锅炉的蓄热量小, 对外界负荷扰动比较敏感, 在外界负荷变动时, 其主蒸汽压力的波动比汽包锅炉剧烈得多, 这就给运行和自动控制带来了困难。但从另一个方面讲, 汽包锅炉在外界负荷扰动引起压力下降过快时, 会造成下降管中的工质汽化而破坏水循环, 因此汽包锅炉对压力变化速度有严格的要求。但直流锅炉中, 工质流动依靠给水泵压力推动, 压力下降而引起水的蒸发不会阻碍工质的正常流动。因此直流锅炉允许汽压有较大的下降速度, 这有利于有效地利用锅炉的蓄热能力。在主动变负荷时, 由于直流锅炉的热惯性小, 其蒸汽流量能迅速变化, 所以它在负荷适应性方面比汽包锅炉来得快, 有利于机组对电网高峰负荷的响应。

238

第二节 直流锅炉动态特性

一、直流锅炉动态特性

在直流锅炉中, 需要调节的主要变量有过热汽温 T 、主蒸汽压力 p_T 和蒸汽流量 D (负荷), 由于直流锅炉没有汽包, 给水经加热、蒸发和变成过热蒸汽是一次性连续完成的, 因此改变给水流量 W 、燃料量 M (燃烧率) 和汽轮机调节阀门开度 μ_T , 可作为调节过热汽温、主蒸汽压力和蒸汽流量的手段。因此, 直流锅炉是一个多输入/多输出的被控对象。下面从各个输入量单独阶跃扰动下对输出量的响应曲线来分析直流锅炉动态特性的特点, 同时, 也分析了直流锅炉各输入量对机组功率 P_E 的影响。

1. 燃料量扰动下直流锅炉动态特性

图 14-5 (a) 所示为燃料量扰动下直流锅炉有关参数响应曲线。在燃料量 M (燃烧率) 阶跃增加的情况下, 经过短暂迟延后, 各受热面吸热量迅速增加, 使蒸汽流量 D 迅速增加 (通常称之为附加蒸发量)。对过热段受热面来说, 吸热量与蒸汽流量同时增加, 使得开始时过热汽温 T 基本不变。由于给水流量 W 没有改变, 附加蒸发量使锅炉内工质储量减少, 加热与蒸发受热面积减少, 蒸汽流量经过一个峰值后逐渐减少, 直至与给水流量相等。同时, 过热段受热面的增加及炉膛发热量增加, 过热汽温经过一段延迟后迅速上升, 最后是燃水比提高的反映。过热汽温上升的同时锅炉金属温度也上升, 锅炉蓄热增加。

主蒸汽压力 p_T 在短暂延迟后逐渐上升, 最后稳定在较高的水平。最初的上升是由于蒸发量的增大, 后来压力上升是因过热汽温升高、蒸汽容积增大、汽轮机调节阀门开度 μ_T 不变的情况下, 蒸汽流速增大使流动阻力增大所致。实际上, 为维持给水流量不变, 给水压力比扰动前要高。

与此相似, 机组功率 P_E 的增加是蒸汽流量的暂时增加与蒸汽温度的升高的综合效果, 其

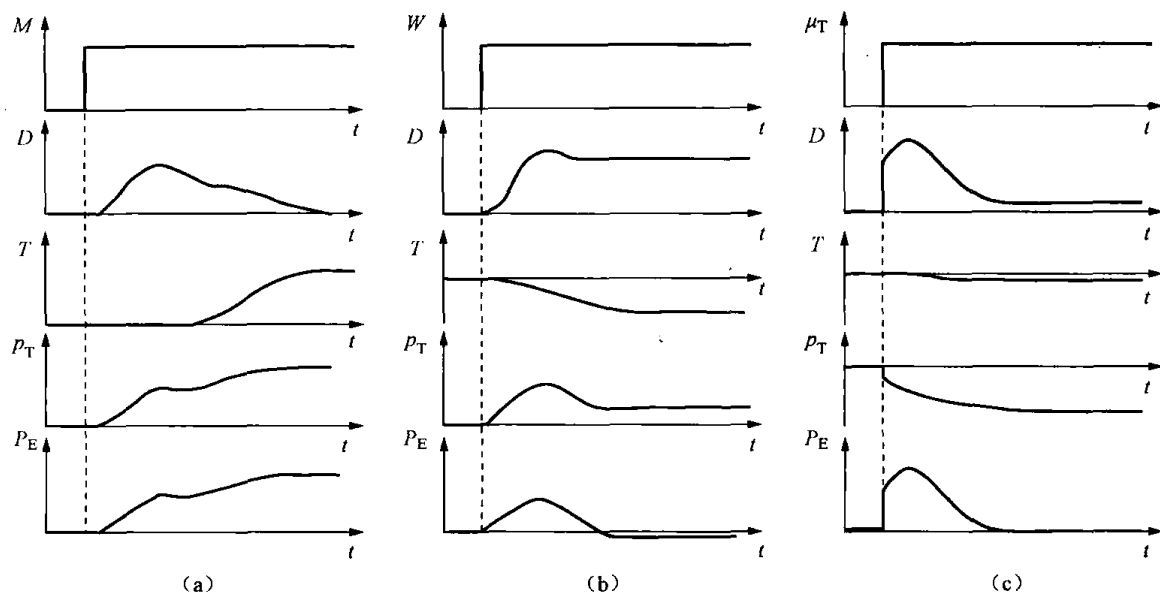


图 14-5 直流锅炉动态特性曲线

(a) 燃料量 M 扰动; (b) 给水流量 W 扰动; (c) 负荷 μ_T 扰动

根本原因还在于燃料量增加后, 工质总吸热量的增加。

2. 给水流量扰动下直流锅炉动态特性

给水流量扰动下直流锅炉动态特性如图 14-5 (b) 所示。给水流量 W 增加时, 由于受热面热负荷未发生变化, 故一开始锅炉的加热段和蒸发段的延长, 从而推出部分蒸汽, 使蒸汽流量 D 增加, 但最终等于给水流量。

主蒸汽压力 p_T 开始时也由于给水压力的提高和蒸汽流量增加而提高。但由于给水流量增加后, 过热段缩短导致过热汽温 T 下降, 蒸汽容积流量下降, 主蒸汽压力又有所下降。实际蒸汽的容积流量比扰动前增加不多, 所以主蒸汽压力保持在比初始值稍高的水平。随着蒸汽流量的逐渐增大和过热段的减小, 过热汽温逐渐降低。但在汽温降低时金属放出蓄热, 对汽温变化速度有一定的减缓作用。故过热汽温经延时后下降, 这显然是燃水比降低的反映。

由图 14-5 (b) 中可以看出, 当给水量扰动时, 蒸发量、过热汽温和主蒸汽压力的变化都存在迟延。这是因为自扰动开始, 给水从入口流动到加热段末端时需要一定的时间, 因而蒸发量产生迟延。蒸发量迟延又引起主蒸汽压力和过热汽温的迟延。

根据上面蒸汽流量、主蒸汽压力和过热汽温的分析可知, 机组功率 P_E 开始时增加, 但随后由于过热汽温的下降而减小到稍低于原来的数值上。

3. 负荷扰动下的动态特性

在机组运行过程中, 外界负荷需求的变化一般是通过汽轮机调节阀门开度 μ_T 的变化来反映的。在调节阀门开度扰动下, 主蒸汽压力、主蒸汽流量、过热汽温以及机组功率 P_E 的动态过程曲线如图 14-5 (c) 所示。

当汽轮机调节阀门阶跃开大时, 蒸汽流量立即增加。主蒸汽压力 p_T 一开始有较大的下降趋势。随着主蒸汽压力下降, 饱和温度下降, 锅炉释放蓄热产生附加蒸发量, 抑制主蒸汽压力下降。由于锅炉输入热量未变, 由蓄热转化而来的蒸汽流量是有限的, 故经过一段时间后, 蒸汽流量逐渐减少, 最终与给水量相等, 保持平衡。同时主蒸汽压力降低速度也趋缓, 最后达到稳定值。

调节阀门开大减小了汽轮机侧的流动阻力,主蒸汽压力稳定在较扰动前低的水平上。若燃料量和给水流量未变,过热蒸汽的焓值未变,过热汽温随压力下降会略有下降。

实际上,若给水压力不变,由于主蒸汽压力降低,给水流量是会自发增加的。这样,稳定后给水流量和蒸汽流量会有所增加。在燃料量不变的情况下,这意味着单位工质吸热量必定减小,过热汽温必然会明显下降。

由上面的蒸汽流量、主蒸汽压力和过热汽温的变化可知,在调节阀门开度 μ_T 开大的最初阶段,虽然主蒸汽压力开始下降,但蒸汽流量有一个明显的增加,由于过热汽温只是略有下降,因此汽轮机功率变化与蒸汽流量变化基本一致,故机组功率 P_E 变化也与蒸汽流量变化基本一致。

从上面的分析可以看出:

(1) 负荷扰动时,主蒸汽压力的变化没有迟延,变化很快,且变化幅度较大,这是因为直流锅炉没有汽包,蓄热能力小。若负荷扰动时,能保持给水流量不变,就能减小对过热汽温的影响。

(2) 单独改变燃料量或给水流量时,对过热汽温、主蒸汽压力和蒸汽流量都有显著影响,尤其是对汽温的影响更加突出。虽然过热汽温对燃料量或给水流量的动态响应都很慢,但过热汽温对给水流量的动态响应还是快于对燃料量的动态响应。因此,变负荷过程中,应注意保持给水量与燃料量的相应比例协调动作。

二、直流锅炉被控对象特点

1. 具有很强的耦合特性

从图 14-5 中可以看出,给水流量 W 、燃烧率(燃料量 M)和汽轮机调节阀门开度 μ_T 这三个对象输入量中的任一输入量单独变化,除汽轮机调节阀门开度 μ_T 对过热汽温度 T 影响较小外,其余的都会对过热汽温度 T 、主蒸汽压力 p_T 和蒸汽流量 D 有很大的影响,具有很强的耦合特性。

这是由于直流锅炉在汽水流程上的一次性通过的特性,没有汽包将加热段、蒸发段和过热段都明确地分开,因此每一段的长度都受到燃料量、给水流量和汽轮机调节阀门开度的扰动而发生变化,从而导致了主蒸汽压力 p_T 、蒸汽流量 D 和过热汽温的变化。因此,锅炉被控对象是一个多输入多输出的强耦合多变量系统。

2. 对象的非线性

超临界发电机组中的直流锅炉,各区段工质的比热、比容变化剧烈,工质的传热与流动规律复杂。当机组在变压运行时,随着负荷的变化,工质压力将在亚临界到超临界的广泛范围内变化(一般在 $10\sim 25\text{MPa}$ 之间),随着工质物性变化巨大,使得直流锅炉表现出严重的非线性,具体体现为:汽水的比热、比容和焓值与它的温度、压力的关系是非线性的,传热特性、流量特性是非线性的。各参数间存在非相关的多元函数关系,使得直流锅炉被控对象增益和时间常数等特性参数,在负荷变化时大幅度产生非线性变化。

第三节 直流锅炉基本控制方案

一、直流锅炉的控制任务

直流锅炉的控制任务和汽包锅炉基本相同,其内容为:

(1) 使锅炉的蒸发量迅速适应负荷的需要。

(2) 保持蒸汽压力和温度在一定范围内。

(3) 保持燃烧的经济性。

(4) 保持炉膛负压在一定范围内。

因此, 直流锅炉的控制系统也包括给水、燃料、送风、炉膛压力和汽温等控制系统。但是由于直流锅炉在结构上与汽包锅炉有所不同, 因此在具体完成上述控制任务时就与汽包锅炉有些差异, 主要体现在给水控制和过热汽温控制上有所不同, 而燃料、送风、炉膛压力和再热汽温等在控制原理上与汽包锅炉基本相同。

二、直流锅炉的负荷控制

从单元机组负荷控制系统来看, 由前面直流锅炉的动态特性介绍可知: 单独改变燃料量(燃烧率)或给水流量对主蒸汽压力 p_T 、机组功率 P_E 、蒸汽流量和过热汽温都有显著影响。所以, 无论是改变燃烧率或是改变给水流量都可以作为锅炉的负荷调节手段。但锅炉负荷控制最终需要既保持能量平衡, 又要保持物质平衡, 因此直流锅炉在负荷控制时, 需要燃料量(燃烧率)和给水流量协调变化。

此外, 当单独改变燃料量或给水流量作为锅炉的负荷调节手段时, 会使过热汽温发生明显的变化, 因此当负荷改变时, 从避免过热汽温波动的角度来看, 也需使燃料量(燃烧率)和给水流量保持适当比例。

因此, 在单元机组负荷控制中, 直流锅炉参与负荷控制的手段主要是燃料控制系统和给水控制系统, 这两个控制系统的正确协调动作与配合, 使锅炉出力满足负荷要求, 也使过热汽温基本稳定。由于燃料量和给水流量的变化都对机组功率(或主蒸汽压力)产生明显影响, 所以直流锅炉就存在着下面不同的负荷控制原则性方案。

第一种控制方案如图 14-6 所示, 锅炉指令 BD 送给水调节器来调节给水流量, 给水流量经函数发生器 $f(x)$ 给出相应给水流量下的燃料量需求值, 因此燃料控制系统是根据给水流量来调节燃料量, 以保证燃料量和给水流量的合理配比, 以实现调节负荷的同时维持过热汽温的基本稳定, 即“煤跟水”的调节方式。

第二种控制方案如图 14-7 所示, 锅炉指令 BD 送燃料调节器来调节燃料量, 燃料量经函数发生器 $f(x)$ 给出给水流量需求值, 因此给水控制系统是根据燃料量来调节给水流量, 以保证燃料量和给水流量的合理配比, 以实现调节负荷的同时维持过热汽温的基本稳定, 即“水跟煤”的调节方式。

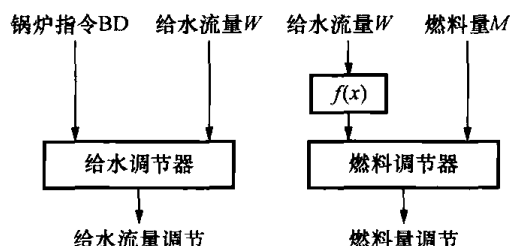


图 14-6 直流锅炉负荷控制方案之一

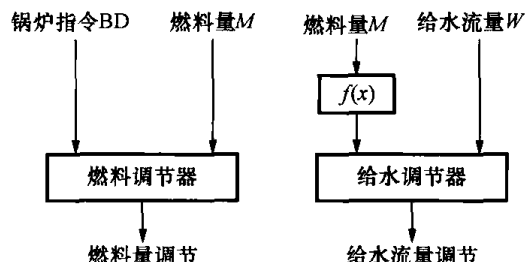


图 14-7 直流锅炉负荷控制方案之二

上面两种控制方案均没有考虑过热汽温对燃料量和给水流量的动态响应时间差异, 实际上燃料量扰动下的过热汽温动态响应时间大于给水流量扰动下的过热汽温动态响应时间, 因此在锅炉变负荷过程中, 上述两种控制方案会造成燃水比的动态不匹配, 使得过热汽温波动大。为

此需对锅炉指令 BD 进行动态校正, 以保证燃料量和给水流量的动态匹配, 其控制方案如图 14-8 所示。锅炉指令 BD 不仅送入燃料调节器, 还经迟延环节 $f(t)$ 后再经过函数发生器 $f(x)$ 送到给水调节器中, 增加滞后环节 $f(t)$ 以实现锅炉指令 BD 的时间延迟, 以补偿过热汽温对燃料响应上的时间滞后。由于燃料量是锅炉指令 BD 的函数, 因此, 函数发生器 $f(x)$ 间接地确定了燃水比。这样当锅炉指令 BD 改变时, 燃料量调节先动作, 给水量调节动作滞后于燃料量, 通过选择合适的滞后时间, 就能使得燃料与给水控制系统在完成锅炉负荷控制的同时, 减小对过热汽温的影响, 其动态校正效果如图 14-9 所示。该控制方案是目前多数超临界机组所采用的一种燃料—给水控制原则性方案。

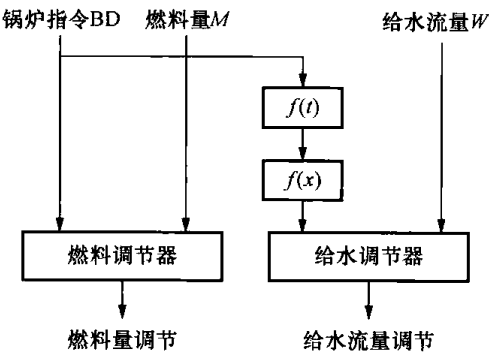


图 14-8 常用直流锅炉负荷控制方案

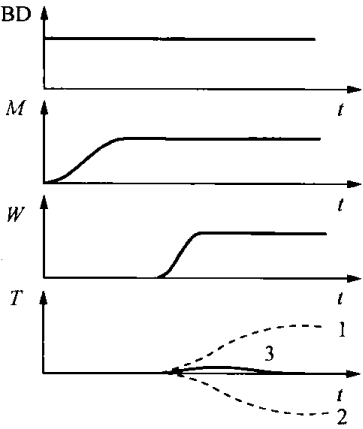


图 14-9 燃水动态校正效果

三、给水与过热汽温控制

对于直流锅炉来说, 通过前面的分析可知, 影响过热汽温的重要因素就是燃水比 (WFR, Water Fuel Ratio), 燃料量 (燃烧率) 或给水流量的单独改变, 都使汽温发生明显的变化, 因此, 当负荷改变时, 为了使汽温的变化较小, 必须使燃料量 (燃烧率) 和给水流量协调比例变化。

此外, 烟气热量、给水温度和减温水流量也是影响过热汽温的主要因素, 而改变烟气热量是再热蒸汽温度控制的主要调节手段 (改变烟气挡板或燃烧器的倾斜角度), 因此, 直流锅炉过热汽温控制是以燃水比控制为主, 喷水减温为辅。

燃水比控制是控制过热汽温的主要手段, 由于从燃料量到汽温 (中间点温度或焓值) 的控制通道迟延时间比从给水流量到汽温的控制通道迟延时间大; 同时从减少锅炉热应力及锅炉寿命来考虑, 温度控制应优先于压力控制, 因此超临界发电机组通常采用调节给水流量来实现燃水比控制的控制方案。但燃水比控制对过热汽温影响的迟延大, 而减温喷水能较快地改变过热汽温, 所以采用喷水减温作为过热汽温控制的辅助手段。通过调节给水进行燃水比控制, 进而实现过热汽温的粗调, 而二级喷水减温控制实现过热汽温的细调, 将二种控制手段协调起来, 才能获得较好的过热汽温控制性能, 保证锅炉过热汽温控制在要求的范围内。

第四节 直流锅炉给水控制系统

超临界机组通常采用调节给水流量来实现燃水比控制的控制方案。在燃水比控制中, 燃水比的失衡会影响到过热汽温, 但是不能使用过热汽温作为燃水比的反馈信号。因为过

热汽温对给水量扰动也有很大的迟延,若等到过热汽温已经明显变化后再用调节给水流量的话,必然会使过热汽温严重超温或大幅降温,因此必须要有一个能快速反映燃水比失衡的反馈信号。

一、采用中间点温度的给水控制方案

燃水比改变后,汽水流程中各点工质焓值和温度都随着改变,可选择锅炉受热面中间位置某点蒸汽温度(又称为中间点温度或微过热温度)作为燃水比是否适当的反馈信号,因为中间点温度不仅变化趋势与过热汽温一致,而且滞后时间比过热汽温滞后时间要小得多,这对于稳定过热汽温,提高锅炉燃水比的调节过程品质是非常重要的。而且中间点温度过热度越小,滞后越小,也就是越靠近汽水行程的入口,温度变化的惯性和滞后越小。采用内置式汽水分离器的超临界机组,一般取汽水分离器出口蒸汽温度作为中间点温度来反映燃水比。

图 14-10 所示是直流锅炉的喷水减温示意图,给水流量 W 一般是指省煤器入口给水流量,减温水流量 W_j 是指过热器一、二级减温水流量之和。锅炉总给水流量等于给水流量加上减温水流量减去分离器疏水量。改变给水流量 W 和减温水流量 W_j 都会影响过热汽温,通常通过改变锅炉总给水流量来改变给水流量 W 进而粗调汽温,改变减温水流量 W_j 进行过热汽温细调。

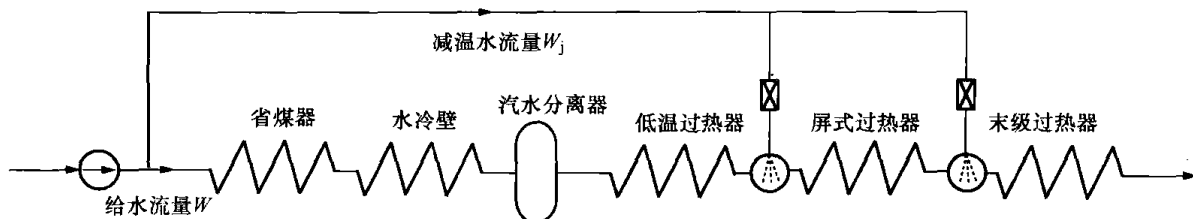


图 14-10 直流锅炉的喷水减温示意图

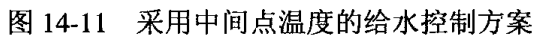
当由于燃水比例失调而引起汽温的变化时,仅依靠调节减温水流量来控制汽温会使减温水流量大范围变化,有时会超出减温器的减温水流量可调范围。为了避免因燃水比失调而导致减温水流量变化过大,超出减温水流量可调范围,因此可利用减温水流量与锅炉总给水流量的比值(喷水比)来对燃水比进行校正。

用喷水比校正燃水比原则是:根据设计工况确定不同机组负荷下的喷水比,当实际喷水比偏离给定值时,说明是由于燃水比例失调而使过热汽温过高或过低,而导致实际喷水比偏离给定值,因此这时不能仅依靠调节减温水流量来控制汽温,而是要利用喷水比偏差来修改锅炉总给水流量,也就是进行燃水比校正,进而通过改变给水流量 W 来调节汽温。

图 14-11 所示为 600MW 机组给水控制基本方案,系统采用中间点温度和喷水比来校正燃水比,并通过调节锅炉总给水流量来实现燃水比控制,从而实现过热汽温粗调的目的。

这是一个前馈—串级调节系统,副调节器 PID2 输出为给水流量控制指令,通过控制给水泵的转速使得锅炉总给水流量等于给水给定值,以保持合适的燃水比。主调节器 PID1 以中间点温度为被调量,其输出按锅炉指令 BD 形成的给水流量基本指令进行校正,以控制锅炉中间点汽温在适当范围内。控制系统可分为两大部分,即给水流量指令形成回路和给水泵转速控制回路。这里重点分析给水流量指令形成回路。

锅炉总给水流量给定值 SP_2 是由给水基本指令和主调节器 PID1 输出的校正信号两部分叠加而成。



校正信号是以分离器蒸汽温度作为中间点温度来修正给水流量基本指令。校正信号由主调节器 PID1 输出的反馈调节信号和微分器 $D(t)$ 输出的前馈调节信号组成,前者根据分离器蒸汽温度和它的给定值之间的偏差运算得到,后者是分离器蒸汽温度的微分。前馈信号起

态补偿作用,当燃料的发热量等因素发生变化,如发热量上升使分离器汽温上升时, $D(t)$ 的输出增加,提高给水流量给定值,使给水流量增加,以稳定中间点温度。

中间点温度的给定值由三部分组成:

(1) 汽水分离器压力信号经函数发生器后给出分离器温度给定值的基本部分。其中 $f_1(t)$ 是为消除汽水分离器压力信号的高频波动而设置的滤波环节。当机组负荷小于 100MW 时,函数器 $f_1(x)$ 的输出为分离器压力对应的饱和温度;当机组负荷大于 100MW 后,函数器 $f_1(x)$ 的输出为分离器压力对应的饱和温度,并加上适当的过热度。

(2) 过热器喷水比的修正信号是由实际的过热器喷水比与其给定值的偏差计算得到。过热器喷水比率的给定值由机组负荷指令信号经函数发生器 $f_3(x)$ 给出,它是根据设计工况(或校核工况)下一、二级减温水总量与机组负荷的关系计算得到的。滤波环节 $f_3(t)$ 用于消除过热器喷水比率信号的高频波动。为防止修正信号动态波动较大而引起分离器的干、湿切换,因此喷水比修正作用不能太强,通过图中 $f_4(x)$ 对其修正的幅度和变化率进行限制。当喷水比大于 $f_3(x)$ 给出的给定喷水比时,就意味着过热汽温高于设计工况(或校核工况)值。此时,为了将汽温降低到设计工况(或校核工况)的水平,需提供负的修正值,以降低中间点温度的给定值 SP_2 。喷水比大于给定值时使 SP_1 减小, SP_1 减小导致主调 PID1 输出增加,提高了锅炉总给水流量给定值 SP_2 ,通过增加给水流量,从而使汽温恢复到正常范围,使过热器喷水保持在合适的流量范围内。本系统的喷水比修正只在机组的负荷大于 100MW 之后才起作用,当机组的负荷小于 100MW 时,中间点温度给定值仅仅是分离器压力的函数。

(3) 为了便于运行人员根据机组运行情况调整中间点温度,系统还设置手动偏置。

可见,给水流量串级控制系统的主调节器 PID1 作用是根据中间点温度与其给定值的偏差进行 PID 运算,其输出为锅炉总给水流量基本指令的校正值,以校正燃水比,稳定中间点温度,实现过热汽温粗调。当实际运行工况偏离设计工况,如燃料的品质发生变化或燃水比失调使中间点温度偏离给定值时,通过改变锅炉总给水流量来改变燃水比,以稳定中间点温度。副调节器 PID2 根据锅炉总给水流量的测量值与流量给定值 SP_2 的偏差进行 PID 运算,输出作为给水流量控制指令,调节给水泵转速来满足机组负荷变化对锅炉总给水流量的需求。

给水泵转速控制回路中,泵总转速指令 n_Z 为汽泵 A 转速指令 n_A 、汽泵 B 转速指令 n_B 和电泵 C 转速指令 n_C 之和。给水流量控制指令与泵总转速指令 n_Z 的偏差送控制模块 PID3 中,利用控制模块 PID3 的积分作用,使泵总转速指令 n_Z 等于给水流量控制指令。这样当某台泵的偏置增加(或减少)时,其对应的泵转速指令也增加(或减少),由于给水流量控制指令未变,积分作用使泵公用转速指令 n_0 减少(或增加),也使其他泵转速指令减少(或增加),最终使泵总转速指令 n_Z 保持不变,以维持锅炉总给水流量不变。

二、采用焓值信号的给水控制方案

采用什么信号能更快速和精确地反映燃水比的变化,从而提高汽温调节的性能,一直是直流锅炉控制中研究的方向。

当给水量或燃料量扰动时,汽水流程中各点工质焓值都随着改变,且焓值变化方向与给水量或燃料量变化方向一致,所以可采用焓值来反映燃水比变化。目前多采用分离器出口过热蒸汽的焓值信号,其原因除了分离器出口焓值(中间点焓值)能快速反应燃水比外,还在于分离器出口过热蒸汽为微过热蒸汽,微过热蒸汽焓值比分离器出口微过热蒸汽温度在反应燃

水比的灵敏度和线性度方面具有明显的优势。当机组负荷大范围变化时,工质压力也将在超临界到亚临界的广泛范围内变化。由水和蒸汽的热力特性可知,其焓值—压力—温度之间为非线性关系,蒸汽的过热温度越低,焓值—压力—温度之间关系的非线性度越强,特别是在亚临界压力下饱和区附近,这种非线性度更强。在过热温度低的区域,当增加或减少同等量给水量时,焓值变化的正负向数值大体相等,但微过热汽温的正负向变化量则明显不等。如果微过热汽温低到接近饱和区,则焓值/温度斜率大,说明给水量扰动可引起焓值的显著变化,但温度变化却很小。因此,用微过热蒸汽焓值作为燃水比反馈信号可保证燃水比的调节精度和具有更好的调节性能。

图 14-12 所示为采用焓值信号给水控制基本方案。该控制方案与图 14-11 所示的控制方案有许多相似,锅炉指令 BD 作为前馈信号经函数发生器 $f_1(x)$ 和动态延时环节 $f_1(t)$ 后,给出一个给水流量基本指令,控制系统根据分离器出口焓值偏差及一级减温器前后温差偏差形成燃水比校正信号,对给水流量基本指令进行校正,以确保合适的燃水比。

机组负荷指令经函数发生器 $f_2(x)$, 给出相应负荷下适量减温水流量条件的一级减温器前后温差给定值,当由于各种原因使得实际一级减温器前后温差偏离给定值时,如果不改变燃水比的话,就意味着各级减温水流量变化较大,有时会超出减温水流量可调范围,因此需用一级减温器前后温差的偏差去修正燃水比,调整后的燃水比将使一级减温器前后温差稳定在温差给定值。引入一级减温器前后温差信号,可将调整燃水比与喷水减温二者控制手段协调起来,使一级减温喷水调节阀工作在适中位置和有适量的减温水流量,以达到用喷水减温控制汽温的可调要求。由于给水量对汽温的影响较大且滞后也较大,因此一级减温器前后温差对燃水比的校正作用也相对缓慢,所以调节器 PID1 输出的校正信号变化不能太剧烈,否则会使汽温的波动较大。

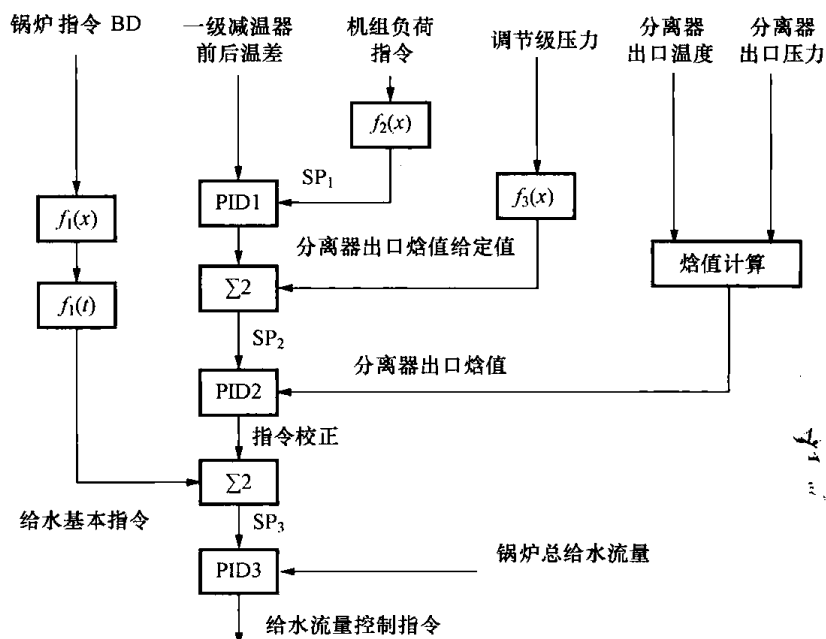


图 14-12 采用焓值信号的给水控制方案

代表锅炉负荷的汽轮机调节级压力信号经函数器 $f_3(x)$, 给出不同负荷下的分离器出口焓值给定值。焓值给定值加上 PID1 输出的校正信号构成给定值 SP_2 , 由分离器出口压力和温度经焓值计算模块算出分离器出口焓值, 该出口焓值与给定值 SP_2 的偏差经调节器 PID2 进行

PID 运算后, 作为校正信号, 对给水基本指令进行燃水比较正。

调节器 PID3 的给定值 SP_3 是由, 锅炉指令 BD 指令给出的给水流量基本指令加上调节器 PID2 输出的校正信号构成。调节器 PID3 根据锅炉总给水流量与流量给定值 SP_3 的偏差进行 PID 运算, 输出作为给水流量控制指令调节给水泵转速来满足机组负荷变化对锅炉总给水流量的需求。

三、采用焓增信号的给水控制方案

采用焓增信号的给水控制方案其原理是: 由图 14-10 可知, 在稳定的直流工况下, 根据热力学第一定律, 由省煤器出口到低温过热器入口这段工质 (水) 所吸收的热量 ΔQ 为

$$\Delta Q = \Delta H + \omega_l \quad (14-5)$$

式中: ΔH 为省煤器出口到低温过热器入口这段工质的焓增; ω_l 为省煤器出口到低温过热器入口这段工质的技术功, 其包括轴功、动能增量和位能增量。

对于连续流动、未膨胀做功、落差有限的工质, 轴功、动能增量和位能增量这 3 项可近似为 0, 于是有

$$\Delta Q = \Delta H \quad (14-6)$$

采用单位质量工质焓增 Δh 及单位时间来表述关系, 则上式可写为

$$\Delta Q = W \Delta h \quad (14-7)$$

式中: ΔQ 为热量, kJ/s; W 为给水流量, kg/s; Δh 为单位质量工质焓增, kJ/kg。

于是式 (14-7) 给出给水控制策略, 即给水流量 W 为

$$W = \frac{\Delta Q}{\Delta h} \quad (14-8)$$

也就是根据省煤器出口到低温过热器入口这段工质所吸收的热量 (后简写水吸收的热量) 和省煤器出口到低温过热器入口这段工质的焓增 (后简写焓增) 来调节给水量。图 14-13 所示就是以上述原理为基础的给水控制方案。

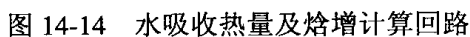
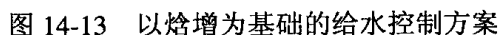
在图 14-13 所示的给水控制系统中, 由调节器 PID3 根据给定值 SP_3 与省煤器入口给水流量 (锅炉给水流量) 的偏差向给水泵控制回路发出给水流量控制指令, 在给水泵控制回路中, 通过调节给水泵转速来实现调节给水流量的要求。给水泵控制回路的控制原理与图 14-11 所示中的给水泵控制回路控制原理基本相同, 在此不重复介绍。在此重点分析给水流量给定值 SP_3 的形成。

在图 14-13 所示中, 当锅炉负荷在 35%~100%MCR 范围内, 没有循环水流量和省煤器入口最小流量限制时, 省煤器入口给水流量 (锅炉给水流量) 给定值 SP_3 为

$$SP_3 = \frac{\text{水吸收的热量}}{\text{焓增} + \text{焓增修正}} \quad (14-9)$$

其中的水吸收的热量和焓增如图 14-14 所示给出。在图 14-14 所示中, 水吸收的热量 = 给水流量设计值 $\times$ 设计焓增 + 储水箱蒸汽吸热, 当设计焓增逻辑信号为 “1” 时, 设计焓增经切换器 T2 作为焓增信号。于是式 (14-9) 变为

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{设计焓增} + \text{焓增修正}} \quad (14-10)$$



其中给水流量设计值和设计焓增是根据负荷指令经过相应的函数模块计算出来的理论值, 要根据实际运行情况对这些理论值进行修正, 以给出正确的给水流量, 于是就有了焓增修正信号。

焓增修正信号是由调节器 PID1 根据汽水分离器出口焓值与其给定值 SP_1 的偏差给出。选择汽水分离器出口焓值 (即低温过热器入口焓值) 的偏差作为修正信号是因为: 汽水分离器出口焓值与过热器出口焓值有相似的动态特性曲线, 在燃料量或给水流量扰动的情况下, 汽水分离器出口焓值变化的迟延远小于过热器出口焓值, 因此, 汽水分离器出口焓值能更早、更迅速地反映出主蒸汽温度变化趋势。同时, 由调节器 PID1 来保证汽水分离器出口焓值在其要求的范围内, 这样也就间接地控制着过热器的出口汽温。

由图 14-13 所示可见, 汽水分离器出口焓值给定值 SP_1 是由两部分组成: 一部分是图 14-14 所示中的负荷指令经时间函数器 $f_1(t)$ 和函数器 $f_1(x)$ 给出设计条件下的汽水分离器出口焓值理论给定值; 另一部分是由调节器 PID2 根据一级减温器前后温差与其给定值 SP_2 的偏差给出, 这第二部分是根据实际情况对理论给定值的修正。当由于各种原因使得实际一级减温器前后温差偏离给定值时, 如果不改变汽水分离器出口焓值理论给定值, 也就是不改变给水流量来调节汽温的话, 就意味着各级减温水流量就会变化较大, 有时会超出减温水流量可调范围, 因此需用一级减温器前后温差的偏差去修正汽水分离器出口焓值给定值, 通过改变给水来调节汽温, 使得一级减温器前后温差稳定在温差给定值。引入一级减温器前后温差信号, 可使得一级减温喷水调节阀工作在适中位置和有适量的减温水流量, 以达到用喷水减温控制汽温的可调要求。由于给水量对汽温的影响较大且滞后也较大, 因此一级减温器前后温差对汽水分离器出口焓值给定值修正作用也应相对缓慢, 所以调节器 PID2 输出信号需经过限幅, 否则修正过强反而会使汽温的波动变大。

焓增修正信号也是由两部分组成: 一是汽水分离器出口焓值与其给定值的偏差控制信号; 另一个是一级减温器前后温差与其给定值的偏差控制信号。正是由这些偏差控制信号构成焓增修正信号, 利用式 (14-10) 去对给水流量设计值进行修正, 从而形成最终的给水流量给定值 SP_3 。此外式 (14-10) 还考虑了储水箱吸热对给水流量的影响。

当锅炉低负荷时, 即蒸汽流量低于炉膛所需的最小流量时, 由于有循环水进入省煤器, 故给水流量给定值 SP_3 为

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{设计焓增} + \text{焓增修正}} - \text{循环水流量} \quad (14-11)$$

在图 14-14 所示中, 当设计焓增逻辑信号为 “0” 时, 设测量焓增经切换器 T2 作为焓增信号。于是给水流量给定值 SP_3 为

$$SP_3 = \frac{\text{给水流量设计值} \times \text{设计焓增} + \text{储水箱蒸汽吸热}}{\text{测量焓增} + \text{焓增修正}} \quad (14-12)$$

于是在式 (14-12) 中, 不仅用焓增修正信号对给水流量设计值进行修正; 同时还利用了测量到的省煤器出口至低温过热器入口的焓增信号对给水流量设计值进行修正。因此, 这时有三个修正信号来影响给水流量给定值, 一是汽水分离器出口焓值与其给定值的偏差控制信号; 二是一级减温器前后温差与其给定值的偏差控制信号; 三是省煤器出口至低温过热器入口的测量焓增信号。

此外,考虑到直流锅炉的非线性,故根据锅炉负荷指令设定调节器PID1的比例增益 K_{p1} 和积分时间 T_{i1} 。

1. 最小流量控制系统

一般超临界机组直流锅炉的给水系统由 2 台 50% MCR 锅炉容量的汽动给水泵及其前置泵和 1 台 35% MCR 锅炉容量的电动给水泵及其前置泵和高加等组成。各台给水泵的出口有单独的再循环管和再循环流量调节阀为泵提供最小流量控制，直流锅炉汽水流程如图 14-15 所示。

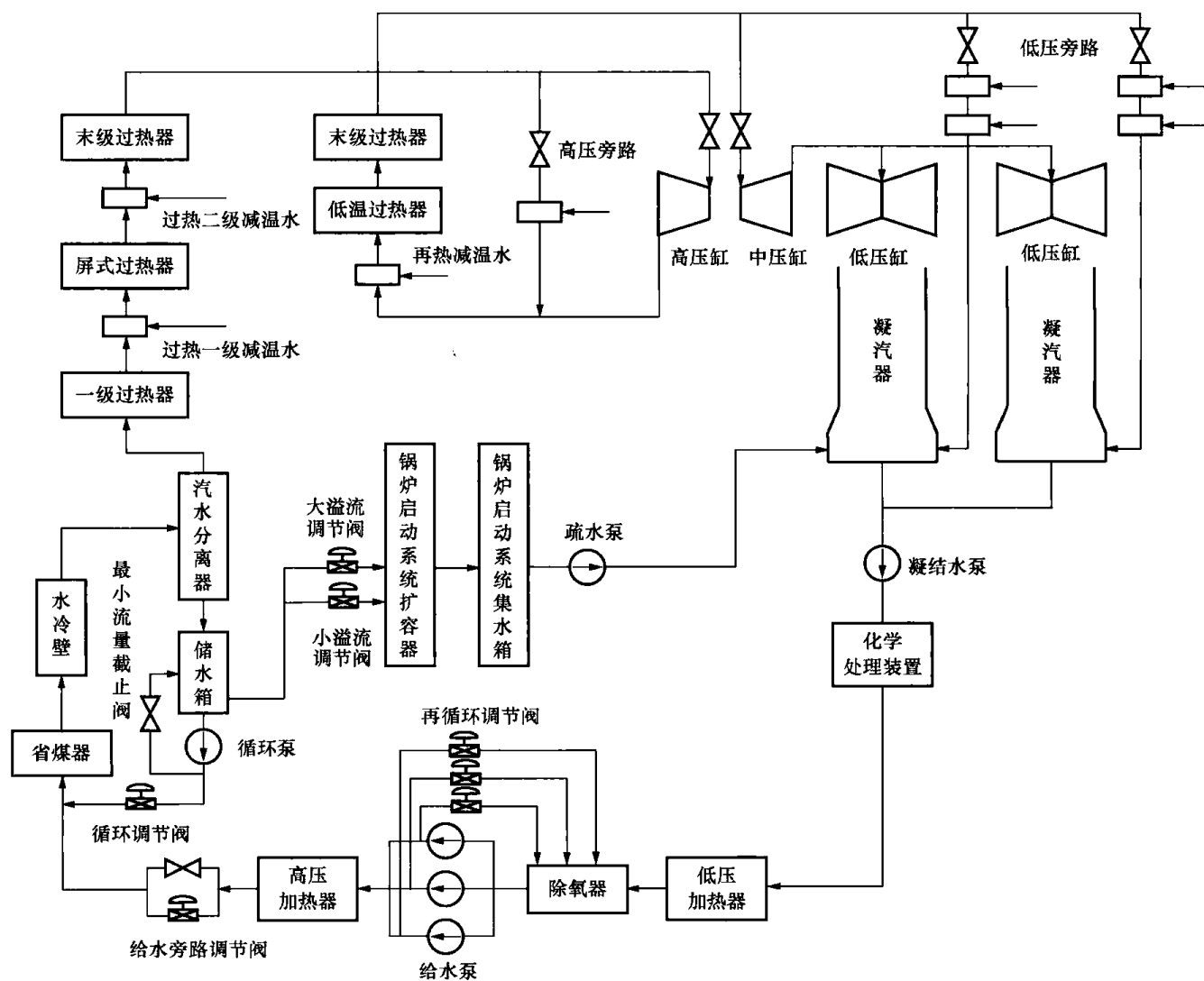


图 14-15 直流锅炉汽水流程简图

由图 14-15 所示的给水泵安全工作区可知：为了保证给水泵的安全，在任何工况下都不允许给水泵的流量低于最小允许流量，即避免泵的工作点落在上限特性曲线之外。因此当锅炉低负荷时，为了保证给水泵出口有足够的流量（应大于泵的最小流量），给水泵应该保证在最低转速下运行。这时给水泵出口多余的水则经过与给水泵并联的再循环调节阀流回到除

氧器。为了保证通过每台给水泵的流量不低于最小允许流量，对每一台给水泵都设计了相应的给水泵最小流量控制系统。

由于汽动给水泵 A、汽动给水泵 B 和电动给水泵 C 的最小流量控制系统互相独立，结构完全相同，下面以汽动给水泵 A 最小流量控制方案（如图 14-16 所示）为例加以说明。

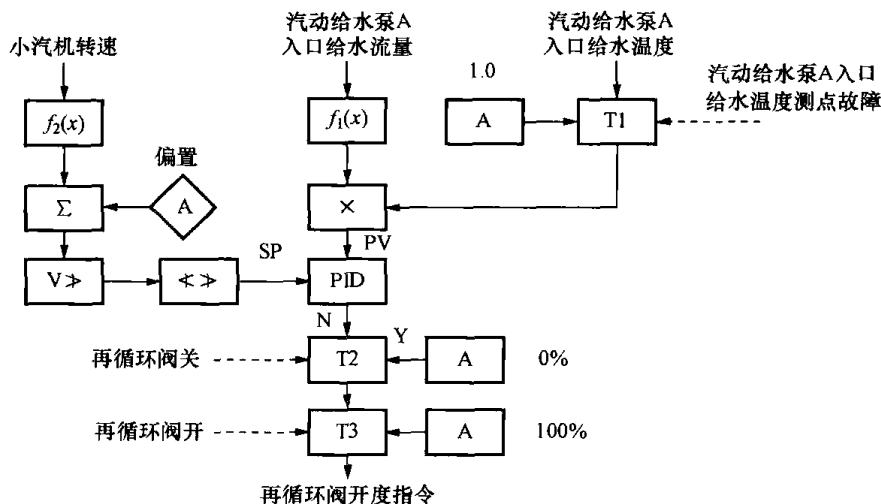


图 14-16 汽动给水泵 A 最小流量控制方案

251

汽动给水泵最小流量控制系统为一单回路控制系统。给水泵入口流量作为控制回路的被调量，并引入给水泵入口温度进行温度补偿。最小流量定值由给水泵的特性曲线得出，在一定的给水泵转速下，对应有允许的最小入口流量，加上一定的偏置以提高给水泵运行的安全性。为了防止设定值的扰动对控制系统的冲击和运行人员设定值在操作允许范围之外，该设定值应该经过速率限制和上下限幅限制。系统自动时，汽动给水泵 A 最小允许流量设定值 SP 和汽动给水泵 A 入口流量测量值 PV 的偏差经 PID 调节器进行比例积分运算，其输出作为汽动给水泵 A 再循环阀的开度指令。

当给水泵入口流量小于报警值（汽泵前置泵最小流量决定）时强制全开再循环阀；此外当接受从 SCS 顺控送过来的“打开最小流量再循环阀”指令后，给水泵最小流量再循环阀强制全开。

2. 给水泵出口压力控制

在给水泵的运行过程中，可以通过调节旁路阀门的开度，提高管路阻力来提高给水泵出口压力，来防止给水泵的工作点落在下限特性之外，这种措施也称为最大流量保护。

给水泵出口压力控制系统原理如图 14-17 所示。每台给水泵的入口给水流量经过相应的函数发生器 $f(x)$ （泵的下线特性），给出泵的入口流量所对应的给水泵出口最低安全压力，为确保给水泵工作在安全区之内，在最低安全压力基础上还加上了一个安全裕量，作为该流量下给水泵出口压力的安全值。该安全值与给水泵的实际出口压力进行比较，当实际压力低于其安全值时，说明给水泵工作点将落在下限特性之外，这时负的偏差信号通过调节器 PID 输出信号将关小如图 14-15 所示中的给水旁路调节阀。给水旁路调节阀关小使流动阻力增加，给水流量下降，给水泵出口压力上升，使给水泵的工作点回到安全区。

当某台给水泵未运行时，切换器选择给定值 A 的输出，该值为正的 100%，表示该给水泵未运行，无需保护。相当于不判断该给水泵的工作点。因为系统只设计了一个给水旁路调节阀，故三台给水泵的出口压力偏差信号，通过切换器 T1、T2、T3 和小值选择器选择后进

入 PID 调节器, 将三个切换器输出的最小值作为 PID 调节器的输入信号, 意味着三台给水泵中只要任意一台给水泵的工作点有进入下限特性区域的趋势, 即出口压力低于压力安全值, 即偏差为负, 调节器 PID 的输出就会减小, 给出给水旁路调节阀关小, 从而把给水泵出口压力提高到安全压力以上, 并留有一定余地, 维持给水泵出口母管的压力值在适当范围内。

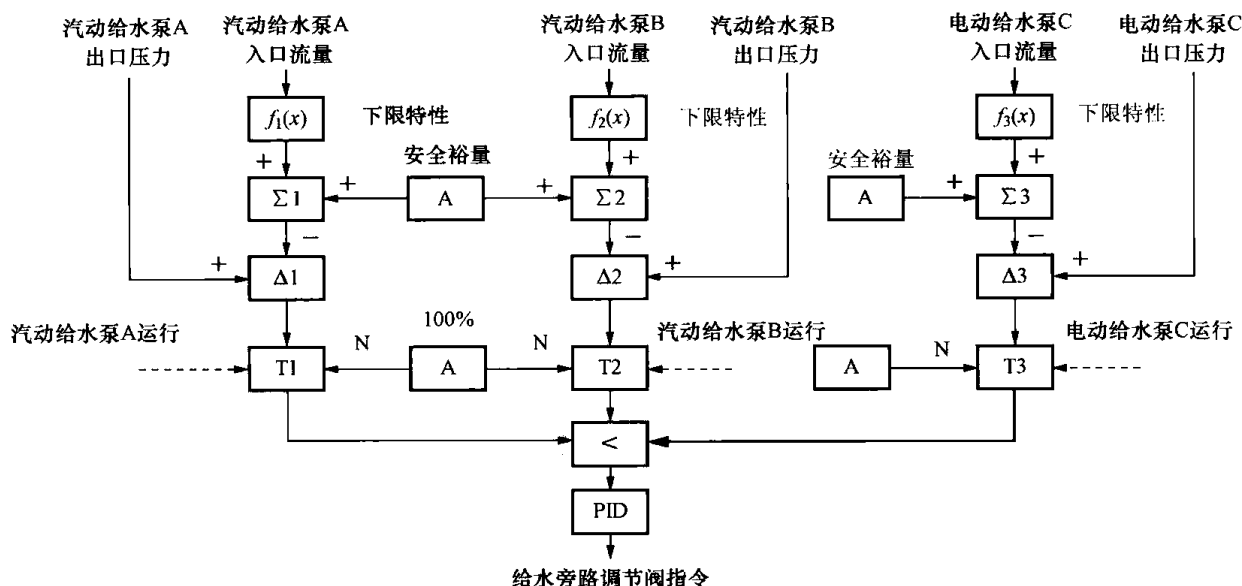


图 14-17 给水泵出口压力控制系统原理图

机组正常运行时, 给水泵出口实际压力大于其安全值, 即给水泵在安全区内时, 所有比较器输出为正, 故 PID 调节器的入口偏差总是正值, 给水旁路调节阀保持全开, 不起限制流量的作用。

3. 循环流量与储水箱水位控制

直流锅炉给水控制系统中设置了专门的启动系统（如图 14-15 所示），启动系统在直流锅炉的启动和停运过程中主要重要作用是在锅炉启动、低负荷运行（蒸汽流量低于炉膛所需的最小流量时）及停炉过程中，维持炉膛内的最小流量，以保护炉膛水冷壁管，同时满足机组启、停及低负荷运行时对蒸汽流量的要求。省煤器和水冷壁必须维持 30%BMCR 的最小流量，以保证水冷壁在任何时候都能得到足够的冷却。在低负荷运行时，蒸发量小于给水流量，这时汽水分离器分离出的给水送至储水箱，本系统将储水箱的水再通过循环泵送入省煤器入口，该部分给水流量为循环流量。

在稳定状态下, 循环流量是由储水箱水位确定的, 循环流量控制方案如图 14-18 所示。循环调节阀调节指令是调节器 PID 根据循环流量值和循环流量设定值的偏差计算而得的, 通过改变循环调节阀的开度来调节循环流量大小。循环水流量设定值是储水箱水位通过函数发生器 $f(x)$ 后与手动偏置值相叠加得到, 循环流量是根据循环泵至省煤器流量经温度、压力补偿后得到的（图中未给出）。

给水泵流量是本生流量与循环流量之间的差值。当蒸发开始后, 水冷壁中的汽水混合物在分离器中分离, 饱和蒸汽进入过热器, 饱和水返回到储水箱。随着锅炉负荷的不断上升, 储水箱水位将逐渐下降, 循环流量也将减少, 这时通过给水泵增加给水流量去维持进入水冷壁的本生流量。当负荷增加到本生负荷时, 储水箱水位降到最低, 图 14-15 所示中的循环调节阀关闭, 当循环流量降低到约循环泵设计流量的 20% 时, 最小流量截止阀开启, 循环泵在

最小流量下运行。随后锅炉完全在纯直流状态下运行，给水流量与蒸汽流量相匹配。循环泵在 45%MCR 负荷下自动停运或在储水箱低水位下跳闸。

在启动升压和低负荷运行期间，由于水的膨胀，水位会升高到超出储水箱的控制范围之外，可通过开启大、小溢流阀及其隔离阀来降低水位。如水位升高，超出储水箱的控制范围，则先开小溢流阀来降低水位，如水位继续升高，则开启大溢流阀。大小溢流阀控制范围之间有一个重叠控制区。大小溢流阀的运行条件和控制范围如图 14-19 所示。在储水箱水位达到 6700 mm 之前，由循环调节阀调节循环流量的大小来保持储水箱水位。储水箱水位在 6700mm~7650mm，小溢流阀逐步开启，水位在 7450mm~8160mm 大溢流阀开启。大、小溢流阀的控制方案如图 14-20 所示。

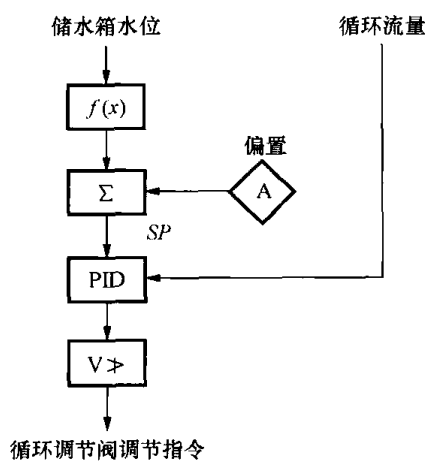


图 14-18 循环流量控制方案

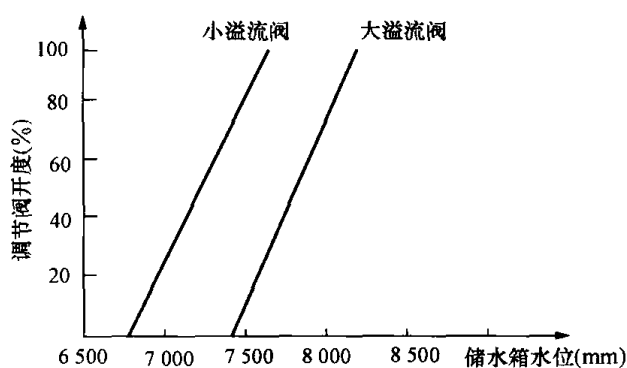


图 14-19 溢流阀开度与水位关系

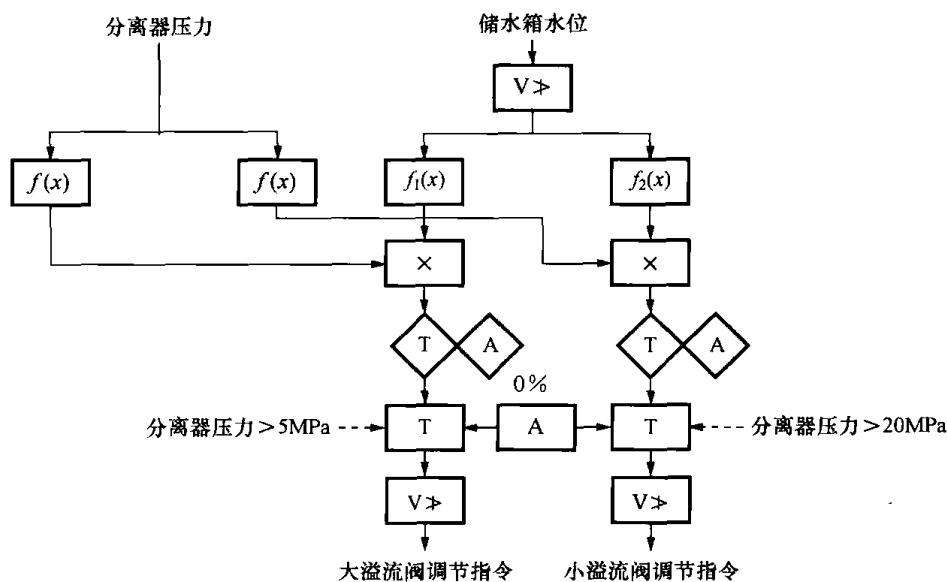


图 14-20 大、小溢流阀控制方案

储水箱水位通过速率限制后送入发生函数器转换成相应的溢流阀开度，函数发生器 $f_1(x)$ 、 $f_2(x)$ 确定分离器溢流阀开度与储水箱水位之间的关系，水位送入函数发生器前先经过速率限制的目的是防止水位异常波动造成阀门开度突变。当阀门开度相同时，压力不同，对应的流量将不同。因此引入分离器储水箱压力信号对阀门开度进行校正，以满足不同压

力时流量基本相同。储水箱水位因汽水膨胀现象会使水位波动，当膨胀现象发生时，水位有上升的趋势，这样会使溢流阀门开度增加，过后水位又会急剧下降，因而储水箱水位波动剧烈，储水箱水位波动剧烈会影响到循环流量，循环流量的波动又会影响到给水泵给水流量的波动。为了避免水位的异常波动导致阀门开度频繁动作，所以对溢流阀门开度进行了速率限制，以防止水位波动。大溢流阀将在分离器压力大于 5MPa 时连锁关闭；当分离器压力大于 20MPa 时，小溢流阀被连锁关闭。

第五节 直流锅炉过热汽温控制系统

一、常规控制方式

直流锅炉采用喷水减温进行过热汽温细调的控制原理与汽包锅炉过热汽温控制原理基本相同。如图 14-21 和图 14-22 所示为常规的喷水减温控制方案。

图 14-21 所示系统为前馈—串级控制结构。二级减温器入口温度与二级减温器出口温度的温差信号作为系统主参数，主调节器 PID1 的输出加上经过动态校正环节 $f_1(t)$ 后的燃烧器摆角指令和经过动态校正环节 $f_2(t)$ 的总风量及蒸汽流量前馈信号后作为副调节器的 PID2 给定值，过热器一级减温器出口温度为系统的副参数。副调节器 PID2 的输出为一级减温水流量指令去调节一级喷水减温调节阀门开度，从而改变一级减温水流量。

采用二级减温器前后温差作为系统主参数进行控制，主要是因为机组二级减温器前的过热器为屏式过热器；二级减温器后的末级过热器为对流式过热器，这两种过热器的温度特性相反，如当负荷增加时，前者出口温度将下降，而后者出口温度则上升，若此时减少一级减温水流量将恶化二级喷水减温的调控能力，从而可导致末级过热器出口温度超温，因此主调节器 PID1 的任务就是维持二级减温器前后温差为蒸汽流量的函数 $f_2(x)$ ，这样使二级减温器前后温差随负荷（蒸汽流量）而变化，函数 $f_2(x)$ 的形式如图 14-14 所示，这样可防止负荷增加时一级喷水量的减少和二级喷水量的大幅度增加，从而使一级和二级喷水量相差不大，保证了一、二级喷水减温控制系统的控温能力。有关温差控制的详细原理在第十章中介绍过，在此不再赘述。

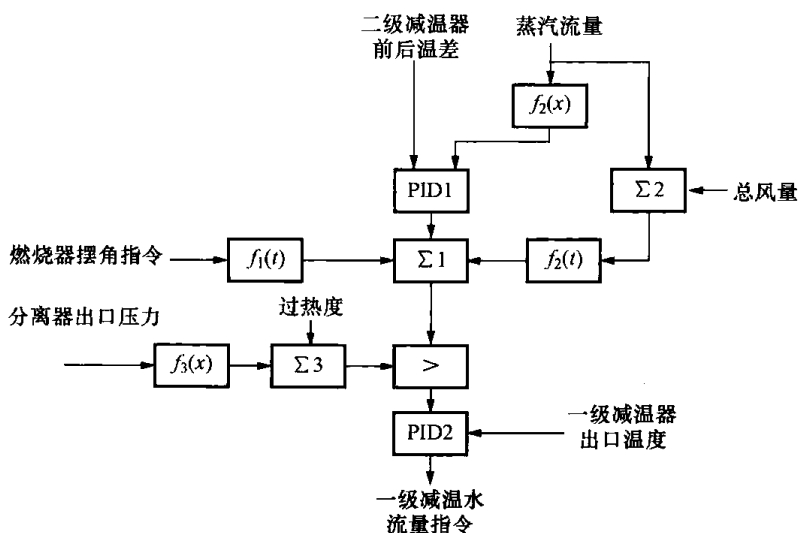


图 14-21 一级喷水减温控制系统方案

燃烧器摆角指令、蒸汽流量和总风量经动态校正处理后,作为前馈量加到主调节器的输出,其目的是考虑再热汽温调节的影响或负荷变化引起烟气侧热量扰动时,及时调整减温水流量,消除扰动对过热汽温的影响,减小过热汽温的波动。

为了避免过多喷水,保证机组的经济性和安全性,由汽水分离器出口压力经函数 $f_3(x)$ 计算出一级减温器出口饱和温度,再加上相应的过热度后作为一级喷水减温控制的最低温度限制值。当主调节器 PID1 的输出加上相应的前馈信号低于最低温度限制值后,由图中的大值选择器选择最低温度限制值作为副调节器的 PID2 给定值来控制一级减温器出口温度。

图 14-22 所示为二级喷水减温控制方案(又称末级过热蒸汽温度控制系统)。该系统与一级喷水减温控制方案结构完全一样,为前馈—串级控制结构。末级过热器出口温度为主参数,主调节器 PID1 的输出;加上经过动态校正环节 $f_1(t)$ 后的燃烧器摆角指令和经过动态校正环节 $f_2(t)$ 的总风量及蒸汽流量前馈信号后作为副调节器的 PID2 给定值,末级过热器入口汽温为系统的副参数。副调节器的 PID2 的输出为二级减温水流量指令去调节二级喷水减温调节阀开度,从而改变二级减温水流量。

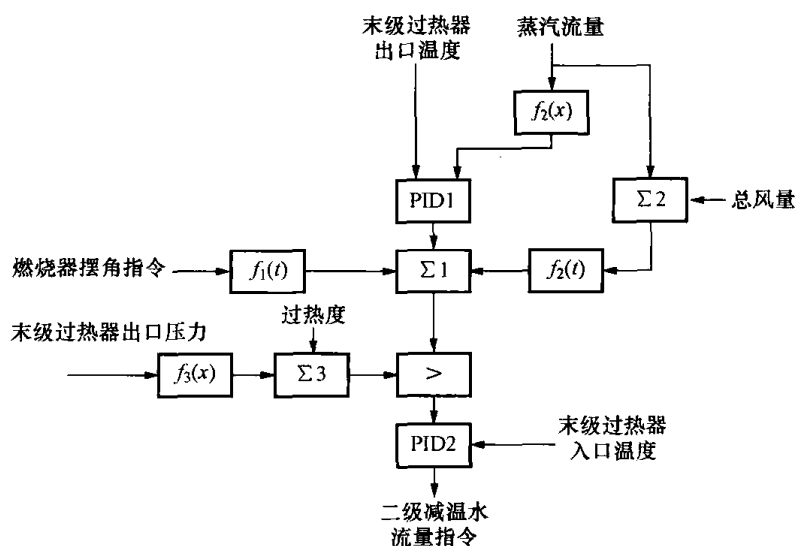


图 14-22 二级喷水减温控制系统方案

为了防止末级过热器入口汽温过低而导致蒸汽带水,在二级喷水减温控制系统中设置了过热度保护。根据末级过热器出口压力经函数发生器 $f_3(x)$ 计算出末级过热器入口蒸汽的饱和温度,加上一定的过热度(10℃左右)后作为末级过热器入口汽温保护值。当主调节器 PID1 的输出加上相应的前馈信号低于保护值,由大值选择器选择保护值作为副调节器的 PID2 给定值控制末级过热器入口汽温,这样避免末级过热器入口蒸汽带水,影响机组安全运行。

燃烧器摆角指令、蒸汽流量和总风量等前馈信号的目的是为了当再热汽温调节或负荷变化引起烟气侧热量扰动时,及时调整减温水流量,进行消除扰动对过热汽温影响。

二、其他控制方式

针对直流锅炉的大滞后和非线性时变特性,在目前直流锅炉的过热汽温控制中,采用了一种基于预测控制和自适应控制的控制方法,预测控制和自适应控制的原理将在第三篇详细介绍。在此仅结合过热汽温的控制,介绍工程上应用的控制系统。

图 14-23 所示为内模控制系统,它是针对图 14-24 所示单回路反馈控制存在的问题而提出的一种最基本的预测控制系统。图中 $G(s)$ 和 $G_c(s)$ 是对象和调节器的传递函数, Y 、 Y_{SP} 和 D 分别为输出、设定值和不可测干扰。单回路反馈控制中的反馈是将过程的输出作为反馈,这就使不可测干扰对输出的影响在反馈量中与其他因素混在一起,有时会被淹没而得不到及时的补偿。图 14-23 所示中的 $\hat{G}(s)$ 是对象 $G(s)$ 的数学模型,又称内部模型。由于引入了内部模型,反馈量已由原来的输出全反馈变为扰动估计量的反馈,这对大滞后系统来说,能及时消除扰动对输出的影响。当模型 $\hat{G}(s)$ 不能精确地描述对象时,扰动估计量 $\hat{D}(s)$ 将包含模

型失配的某些信息,也有利于系统鲁棒性的设计。

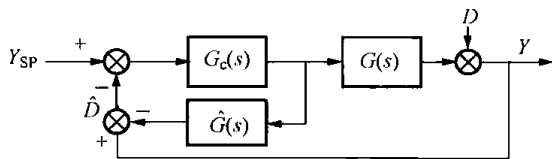


图 14-23 内模控制系统

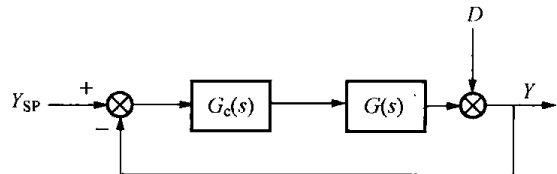


图 14-24 单回路反馈控制系统

对于串级控制系统,内模控制系统可有如图 14-25 所示形式, $G_{c1}(s)$ 和 $G_{c2}(s)$ 分别为主调节器和副调节器, $G_1(s)$ 和 $G_2(s)$ 分别为主对象和副对象, $\hat{G}_1(s)$ 为主对象的数学模型。在工程上主调节器 $G_{c1}(s)$ 常采用比例控制, 这样图 14-25 所示的串级控制系统的内模控制形式又可变为如图 14-26 所示的形式。

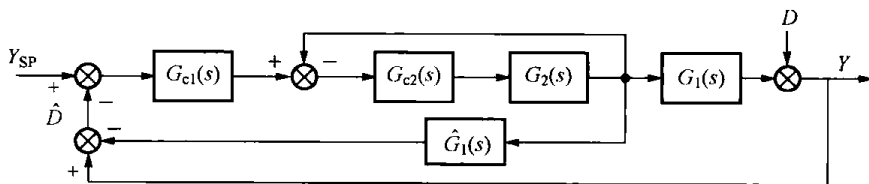


图 14-25 串级控制系统的内模控制

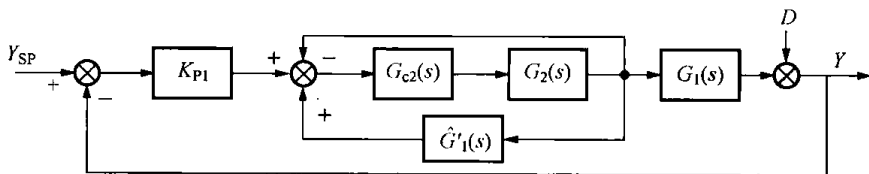


图 14-26 一种内模控制形式

下面分析,在主调节器为比例控制、副调节器为比例积分控制时,是否能保证 $y=y_{SP}$ 。由图 14-26 所示可知

$$\frac{Y(s)}{Y_{SP}(s)} = \frac{K_{P1}G_{c2}(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + K_{P1}G_{c2}(s)G_2(s)G_1(s) + G_{c2}(s)G_2(s) - G_{c2}(s)G_2(s)\hat{G}'_1(s)} \quad (14-13)$$

其中 $G_{c2}(s) = K_{P2} \left(1 + \frac{1}{T_{i2}s} \right)$ 。根据多数过程对象(如汽温特性)可设:副对象为

$$G_2(s) = \frac{K_2}{(T_2s+1)^{n_2}}, \text{ 主对象为 } G_1(s) = \frac{K_1}{(T_1s+1)^{n_1}}, \text{ 主对象内部模型为 } \hat{G}'_1(s) = \frac{\hat{K}'_1}{(\hat{T}_1s+1)^{\hat{n}_1}}。$$

当给定值 y_{SP} 为一定值 A 时,由式(14-13)得

$$y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{A}{s} \frac{K_{P1}G_{c2}(s)G_2(s)G_1(s)}{1 + K_{P1}G_{c2}(s)G_2(s)G_1(s) + G_{c2}(s)G_2(s) - G_{c2}(s)G_2(s)\hat{G}'_1(s)} \quad (14-14)$$

将 $G_{c2}(s)$ 、 $G_1(s)$ 、 $G_2(s)$ 和 $\hat{G}'_1(s)$ 的具体形式代入到式(14-14)中,得

$$y(\infty) = A \frac{K_{P1}K_{P2}K_2K_1}{K_{P1}K_{P2}K_2K_1 + K_{P2}K_2 - K_{P2}K_2\hat{K}'_1}$$

要使 $y(\infty)=A$ ，则需 $\hat{K}'_1=1$ ，即内部模型 $\hat{G}_1(s)$ 为的形式为 $\frac{1}{(\hat{T}_1 s+1)^{\hat{n}_1}}$ 。同样可以证明，对阶跃干扰 D ，系统的控制静态误差为零。

基于上述思想，构成了如图 14-27 所示的超临界机组过热汽温控制方案。为了便于理解，图 14-28 所示同时给出了该控制系统的方框图。与图 14-26 所示控制系统不同之处在于：一是考虑到汽温对象（过热器）的时变特性，故对象数学模型中的时间常数、副调节器比例增益 K_{P1} 随负荷指令而改变；主调节器比例增益 K 随压力而变化；二是负荷指令作为前馈信号经过时间函数发生器 $f_4(t)$ 、加法器 $\Sigma 4$ 和比例器 K_2 引入到系统中。

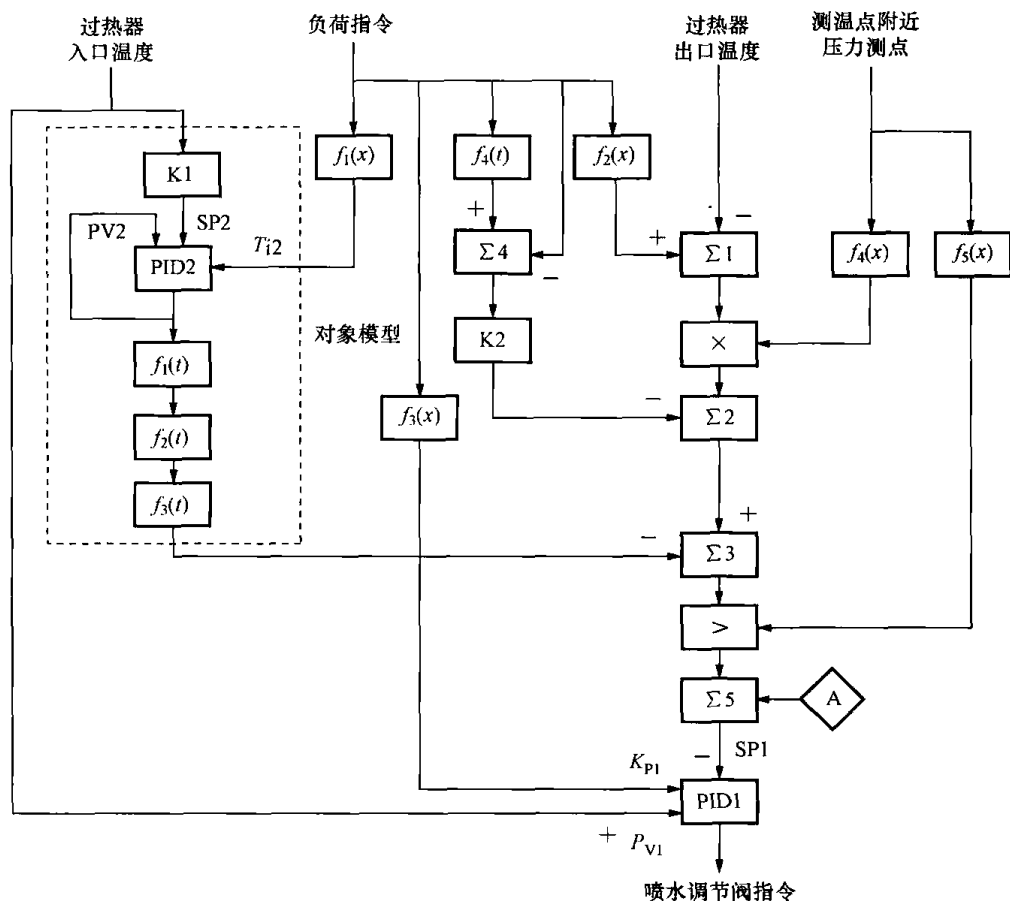


图 14-27 过热汽温控制方案

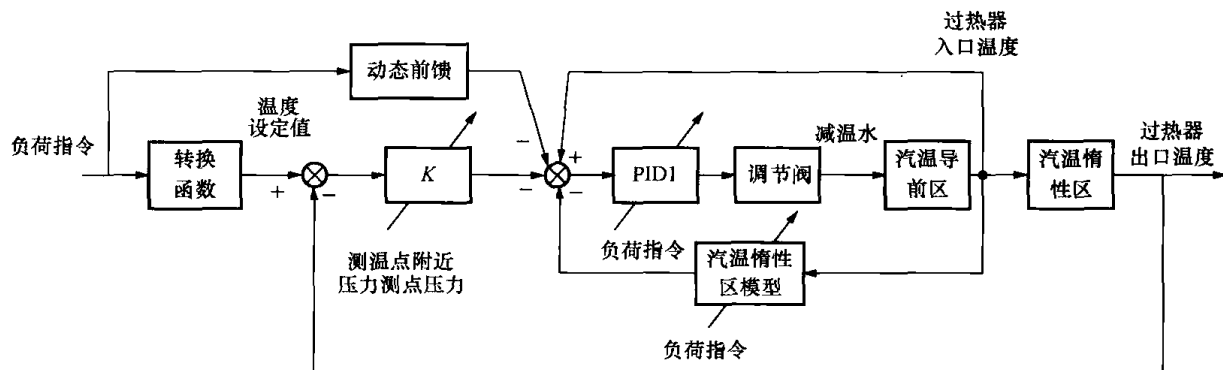


图 14-28 温控系统方框原理图

在过热汽温控制系统，主参数为过热器出口温度，副参数为过热器入口温度，主参数的给定值由负荷指令经函数发生器 $f_2(x)$ 给出。

在图 14-27 所示中,虚线中的比例器 K_1 、调节器 PID2 和时间函数发生器 $f_1(t)$ 、 $f_2(t)$ 和 $f_3(t)$, 构成了从过热器入口温度(导前汽温)到过热器出口温度这段汽温惰性区域的增益为 1 的对象数学模型,其形式为

$$\frac{1}{(T_{i2}s+1)(\hat{T}_1s+1)^3} \quad (14-15)$$

考虑到汽温对象具有随负荷而变化的特性,故用负荷指令经函数发生器 $f_1(x)$ 改变调节器 PID2 中的积分时间 T_{i2} ,从而改变了对象数学模型中的时间常数,实现了不同负荷下的汽温对象特性。

副调节器 PID1 的比例增益是由负荷指令经函数发生器 $f_3(x)$ 来改变,以适应汽温导前区通道静态增益具有随负荷而变化的特性。

下面介绍为何用压力来调整主调节器比例参数 K 。在喷水减温控制方式中,由于过热器出口温度的控制是通过改变过热器入口温度来实现的。在不同负荷或压力下,同样过热器出口温度的改变量需要不同的过热器入口温度的改变量,压力增加,同样的出口汽温改变量要求较大的进口汽温的变化。这就意味着汽温惰性区域的静态增益是随负荷或压力而变化的。

汽温惰性区域对象静态增益 K_1 为过热器出口温度变化量 ΔT_{out} 与过热器入口温度变化量 ΔT_{in} 之比,故

$$K_1 = \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} = \frac{\Delta q_{sup} c_{in}}{\Delta q_{in} c_{out}} = \frac{(\Delta q_{in} + \Delta q) c_{in}}{\Delta q_{in} c_{out}} = \left(1 + \frac{\Delta q}{\Delta q_{in}} \right) \frac{c_{in}}{c_{out}} \quad (14-16)$$

式中: Δq_{sup} 、 Δq_{in} 和 Δq 分别为过热器出口蒸汽吸收热量变化值、过热器入口蒸汽吸收热量变化值和蒸汽经过过热器后吸收热量的增加值; c_{out} 、 c_{in} 分别为过热器出口蒸汽比热容和过热器入口蒸汽比热容。

当机组为某一负荷下,过热器入口蒸汽参数为 18.5MPa/470℃,其比热容为 3.456,过热器出口蒸汽参数为 18 MPa/540℃,其比热容为 2.907,这时 $c_{in}/c_{out}=3.456/2.907=1.19$ 。在某一低负荷、滑压状态下,过热器入口蒸汽的参数为 12MPa/470℃,其比热容为 2.813,过热器出口蒸汽参数为 11.8MPa/540℃,其比热容为 2.591,这时 $c_{in}/c_{out}=2.813/2.591=1.09$ 。

由此看见,过热器入口蒸汽比热容和出口蒸汽比热容的比值 c_{in}/c_{out} 是影响汽温惰性区域对象静态增益 K_1 变化的重要因素之一,这影响与压力有关,为了减小对象静态增益变化对控制性能指标的影响,故通过测点压力经函数发生器 $f_4(x)$ 来修正主调节器比例参数 K 。对于二级喷水减温控制中,第一级喷水减温控制系统中,测点压力信号为储水箱压力,系统的主参数为屏式过热器出口温度(二级减温器入口汽温),副参数为屏式过热器入口温度(一级减温器出口汽温)。第二级喷水减温控制系统中,测点压力信号为末级过热器出口压力,系统的主参数为末级过热器出口温度,副参数为末级过热器入口温度(二级减温器出口汽温)。

为了避免喷水减温后的过热蒸汽带水,必须使减温后的蒸汽保持一定的过热度,因此系统设置了过热度保护回路。根据测点压力经函数发生器 $f_5(x)$ 计算出过热器入口蒸汽的饱和温度,加上一定的过热度后作为过热器入口汽温保护值。当加法器 $\Sigma 3$ 输出信号低于保护值,由大值选择器选择保护值作为副调节器的 PID1 给定值控制过热器入口汽温,避免过热器入口蒸汽带水。

第六节 超临界机组协调控制系统

超临界机组协调控制系统与亚临界机组协调控制系统在结构上是一样的,如图 13-1 所示,也是由负荷指令处理回路和机炉主控制器两部分组成。其中超临界机组的负荷指令处理回路与亚临界机组负荷指令处理回路的功能基本相同,而两种机组的机炉主控制器会有所不同,主要体现在当机组为协调控制方式时,由于超临界机组呈现很强的非线性特性和变参数特性,因此超临界机组的协调控制方式与亚临界机组的协调控制方式会有所不同。

下面通过分析一个 600MW 超临界机组协调控制系统来理解超临界机组协调控制系统与亚临界机组协调控制系统的相同与不同之处。

一、负荷指令处理回路

1. 回路分析

图 14-29 所示为 600MW 超临界机组协调控制系统的负荷指令处理回路,其主要功能为目标负荷指令的选择、机组最大/最小负荷设定、负荷指令变化速率限制、负荷指令的返回(RB)与迫降(RD)和频率校正。

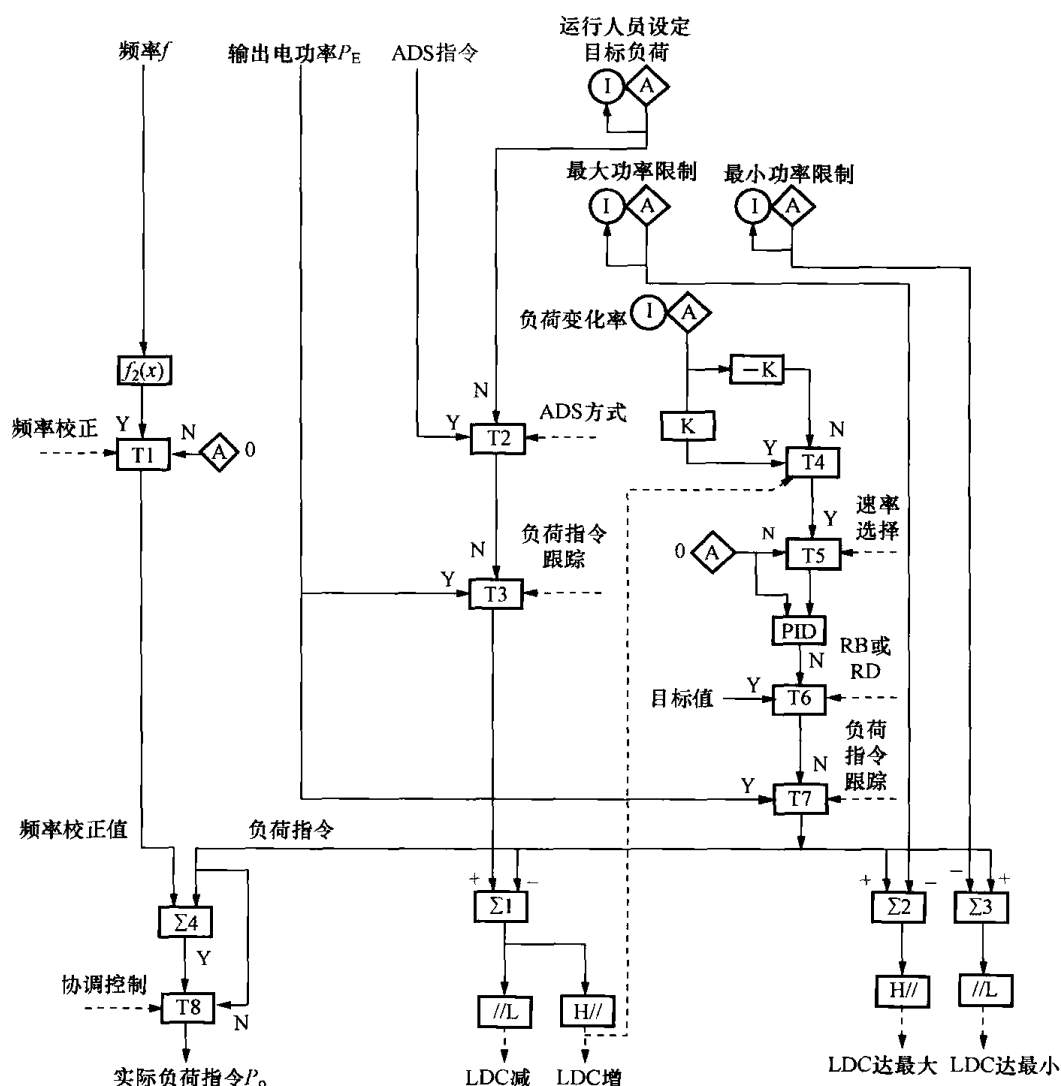


图 14-29 负荷指令处理回路

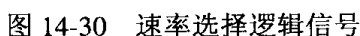
外部负荷指令有三种：ADS 指令、运行人员手动设定目标负荷指令和电网频率。目标负荷选择由切换器 T2 实现。ADS 方式逻辑信号为“1”时，切换器 T2 的 Y 端通，选择 ADS 为目标负荷。ADS 方式逻辑信号为“0”时，切换器 T2 的 N 端通，选择运行人员设定的目标负荷。

1) ADS 方式。切换器 T2 选择 ADS 指令为目标负荷, ADS 指令在加法器 $\Sigma 1$ 与负荷指令进行比较。

当 ADS 指令 < 负荷指令时, LDC 增逻辑信号为 “0”, 使切换器 T4 接通 N 端, 负的负荷变化率经切换器 T4、T5 作用到 PID 环节的输入端, 此时 PID 环节输出信号与负荷变化率成反比, 负荷指令不断减小, 直到与 ADS 指令相等。

(3) 机组最大 / 最小负荷设定。

在回路中手动设定机组最大/最小负荷限值，它们分别在加法器 $\Sigma 2$ 和 $\Sigma 3$ 与负荷指令进行比较，当负荷指令大于机组最大负荷限值时，LDC达最大逻辑信号为“1”；当负荷指令小于机组最小负荷限值时，LDC达最小逻辑信号为“1”。这些逻辑信号使得速率选择逻辑信号为“0”，切换器T5接通N端，这样输入到PID环节的信号为0，从而使PID环节输出信号保持不变，限制了机组负荷指令的变化。速率选择逻辑信号构成如图14-30所示。



当 RB 或 RD 逻辑信号为“1”时，切换器 T6 动作，将 RB 或 RD 的目标值通过 T6 作用到切换器 T7，使得负荷指令为 RB 或 RD 的目标值。若此时机组处于 ADS 方式运行，则由图 14-29 所示可知，通过逻辑回路使机组退出 ADS 方式，且通过速率选择逻辑信号使切换器 T5

的 N 端接通, 停止 PID 环节的积分运算, PID 输出保持在当前值。

(5) 频率校正。

在图 14-29 所示中, 频率校正回路函数发生器发 $f_2(x)$ 和切换器 T1 等组成。频率校正值为 T1 的输出值, 频率校正功能的切换取决于频率校正逻辑信号, 当该信号为“1”时, 频率校正功能投入, 当该信号为“0”时, T1 输出为 0, 频率校正功能切除。

频率校正逻辑信号在协调控制方式下 (协调控制逻辑信号为“1”); 同时频率信号正常条件下, 由运行人员选择频率校正时, 频率校正逻辑信号为“1”。

函数发生器的一次调频特性曲线如图 14-31 所示, 由它来规定调频范围及调频特性, 其特性包括死区—线性—限幅三部分。当频率较小, 在死区所规定的范围之内时, 函数发生器输出为零, 机组不参加调频, 这是为了避免机组输出功率随电网频率变化频繁抖动; 当频率超出死区规定的范围时, 机组参加一次调频, 调频任务的大小由曲线斜率决定, 曲线斜率越大, 承担一次调频的任务就越重; 当频率超出限幅值规定的范围时, 函数发生器输出将保持不变, 即不再继续增加机组的调频能力。电网要求机组具有快速调频能力, 所以频率校正值一般不加速率限制, 在机组为协调控制方式下, 频率校正值与负荷指令相加后构成实际负荷指令 P_0 。只有当机组为协调控制方式时, 机组才参加一次调频。在其他方式下, 负荷指令即为实际负荷指令 P_0 。

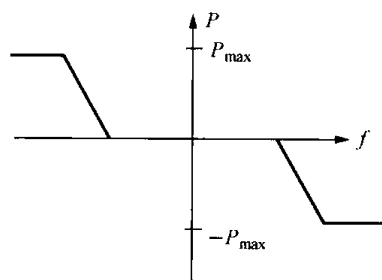


图 14-31 一次调频特性曲线

261

2. 主要控制逻辑

负荷指令处理回路中的逻辑功能设计主要是管理, 如图 14-29 所示中的切换器 T1—T8 的状态, 它涉及运行方式、事故或故障下的保护等。

(1) 机组负荷遥控逻辑。

在机组协调控制方式 (CCS 方式, 机、炉主控器都处于自动) 时, 中调遥控送来 ADS 请求信号, 此时运行人员通过显示屏上按钮选择将机组投入远方控制指令后, 机组进入“遥控”方式, 这时 ADS 方式逻辑信号为“1”。ADS 方式逻辑信号构成图 14-32 所示。当发生下列任一情况: 机组非协调控制方式、运行人员选择本地手动负荷设定方式、发生 BI 或 BD、ADS 指令品质坏、发生 RB 或 RD。这时 ADS 方式逻辑信号为“0”, 机组退出“遥控”方式, 切到运行人员手动负荷设定方式。

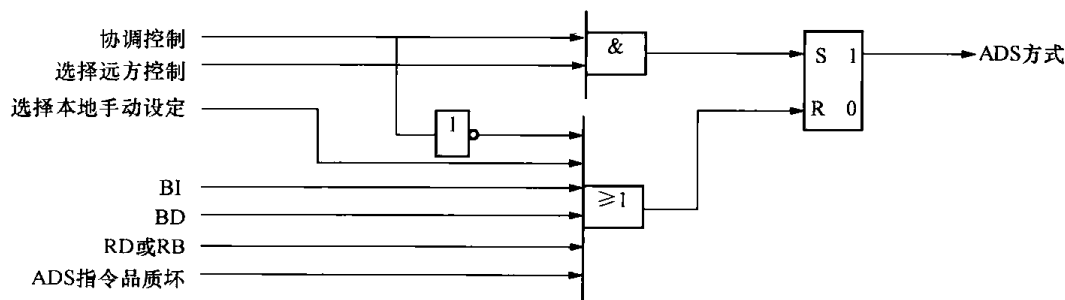


图 14-32 ADS 逻辑信号构成

(2) RB/RD 逻辑。

RB 指令在降负荷的同时, 还送信号到 FSSS 去切除部分燃料。机组在下列情况之一出现时, 产生负荷返回指令。

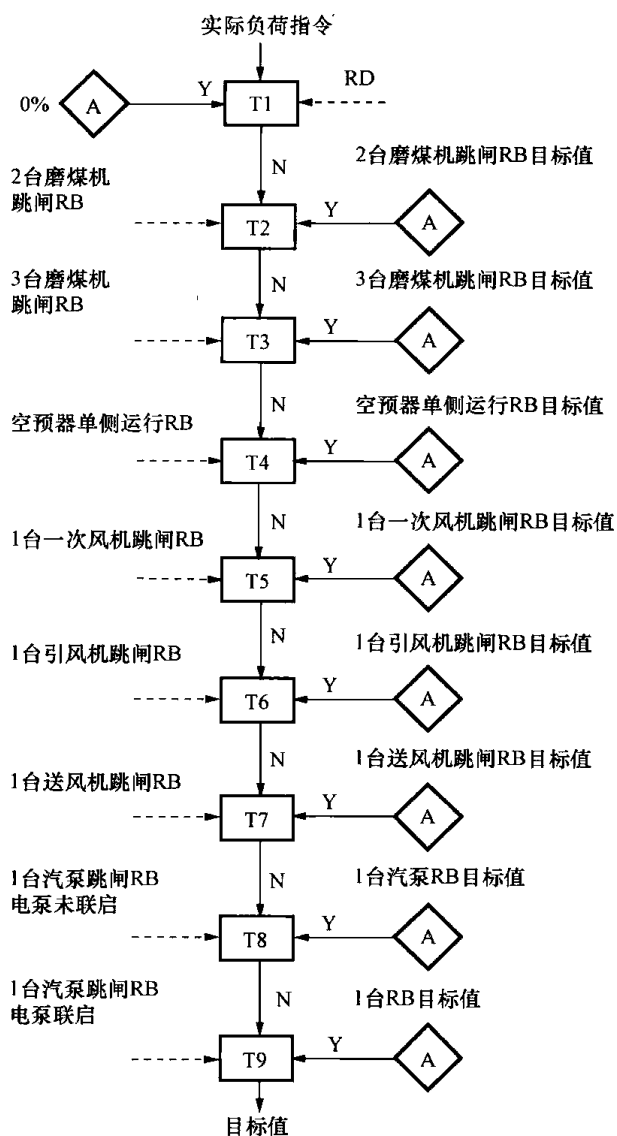


图 14-33 RB 或 RD 目标值生成

当发生某个信号闭锁时，闭锁信号通过逻辑回路将图 14-30 所示中的速率选择信号置为“0”，从而使得负荷指令不再改变，同时通过图 14-32 所示使 ADS 方式逻辑信号为“0”，机组退出 ADS 方式。

闭锁增 BI 的项目：

- 1) 负荷 BI：荷指令达到运行人员设定的负荷最大值。
- 2) 给水泵 BI：给水泵输出指令达到高限，或给水流量小于给水指令一定限值。
- 3) 送风机 BI：送风机输出指令达到高限，或风量小于风量指令一定限值。
- 4) 引风机 BI：引风机输出指令达到高限，或炉膛压力高于设定值一定限值。
- 5) 一次风机 BI：一次风机输出指令达到高限，或一次风压小于设定值一定限值。
- 6) 燃料 BI：燃料指令达到高限，或燃料量小于燃料指令一定限值。

闭锁减 BD 的项目：

- 1) 负荷 BD：负荷指令达到运行人员设定的负荷最小值。
- 2) 给水泵 BD：给水泵输出指令达到低限，或给水流量大于给水指令一定限值。

- 1) 2 台磨煤机跳闸。
- 2) 3 台磨煤机跳闸。
- 3) 空气预热器单侧运行。
- 4) 1 台一次风机跳闸。
- 5) 1 台送风机跳闸。
- 6) 1 台引风机跳闸。
- 7) 1 台汽动给水泵跳闸，电动给水泵未联启。

- 8) 1 台汽动给水泵跳闸，电动给水泵联启。

由于辅机故障对机组出力影响程度的差别，图 14-33 所示给出了各种 RB 的目标值。这些由锅炉侧辅机故障引起的 RB 时，主控系统将自动切换到汽轮机跟随方式。

该机组只设计 RD 功能，没有设 RU 功能。具体考虑以下几种情况 RD 负荷指令。

- 1) 燃料 RD：燃料主控输出已达最大，而燃料量小于指令一定限值；
- 2) 给水 RD：给水泵指令达最大，而给水流量小于指令一定限值；
- 3) 送风 RD：送风机指令达最大，而空气量小于指令一定限值；
- 4) 引风 RD：引风机指令达最大，而炉膛压力高于指令一定限值；
- 5) 一次风 RD：一次风机指令在最大，而风压小于指令一定限值。

(3) BI / BD 逻辑。

- 3) 送风机 BD: 送风机输出指令达到低限, 或风量大于风量指令一定限值。
 - 4) 引风机 BD: 引风机输出指令达到低限, 或炉膛压力低于设定值一定限值。
 - 5) 一次风机 BD: 一次风机输出指令达到低限, 或一次风压力高于设定值一定限值。
 - 6) 燃料 BD: 燃料指令达到低限, 或燃料量大于燃料指令一定限值。
- (4) 负荷指令的跟踪逻辑。

按单元机组协调控制系统的基本功能要求, 机组设有基本方式 (即手动方式, BASE)、锅炉跟随方式 (BF)、汽轮机跟随方式 (TF) 和协调控制方式 (CC) 四种运行方式。其中协调控制方式为功率可控方式, 其他三种为功率不可控方式。机组运行在非功率可控方式下时, 负荷指令必须处于跟踪状态, 跟踪当前运行方式时的输出电功率, 以实现从该方式向协调方式切换时达到无扰切换。

在图 14-29 所示中切换器 T3、T7 管理负荷指令作用, 当机组为基本方式、锅炉跟随方式或汽轮机跟随方式中任一运行方式时, 负荷指令跟踪逻辑信号为“1”时, T3、T7 的输出信号将输出电功率, 此时, 负荷指令跟踪输出电功率。

二、主蒸汽压设定值

图 14-34 所示为主蒸汽压力设定回路, 该图中的相应逻辑切换信号构成如图 14-35 所示。

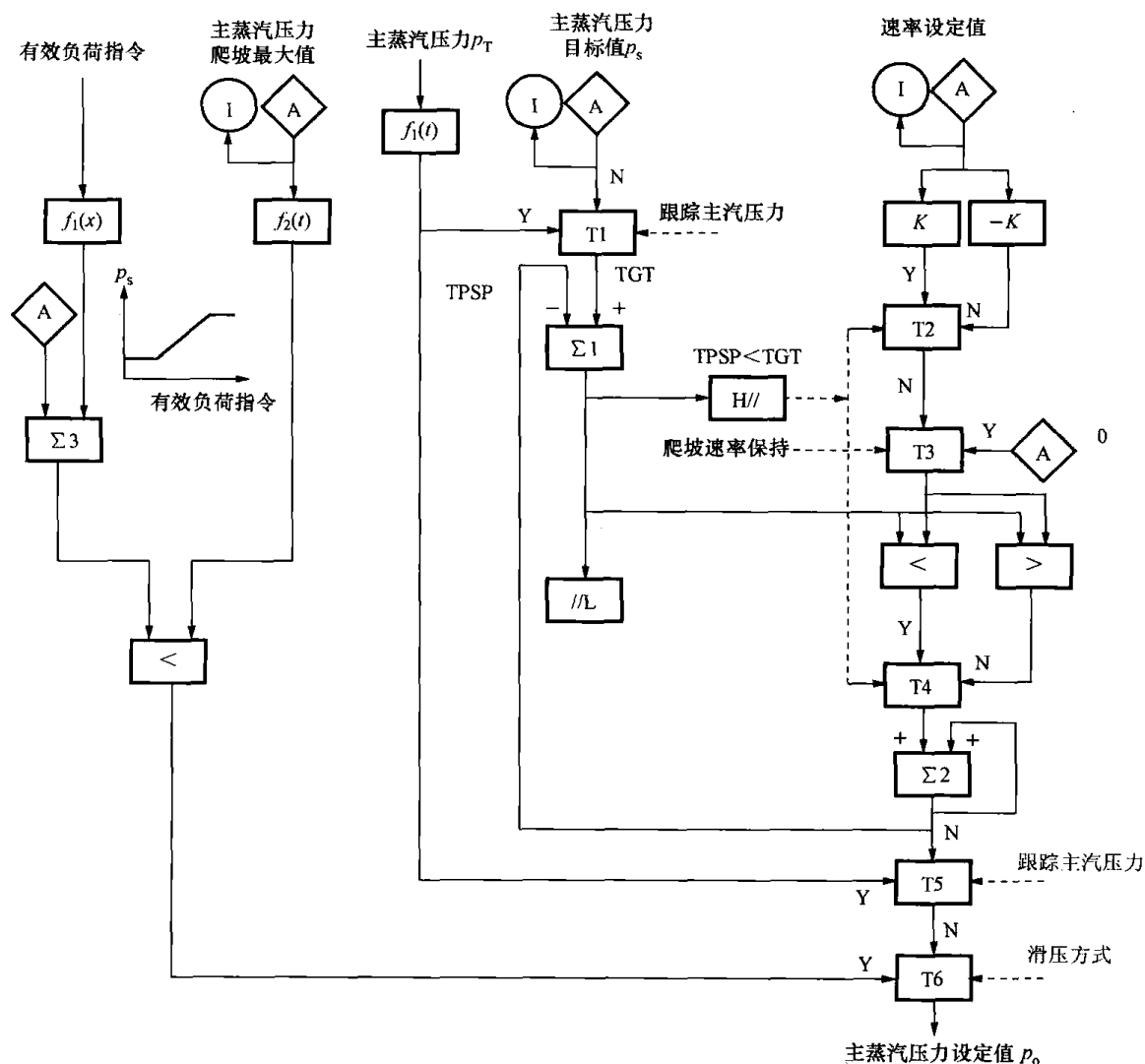


图 14-34 主蒸汽压力设定回路

1. 定压方式下的压力设定

定压方式下的主蒸汽压力设定值的运算回路如图 14-34 右侧所示。它将一个阶跃的给定压力目标值 p_s 变为机组能够接受的斜坡信号。

任何工作方式 (BSSE、BF、TF、CC) 均可选择定压方式。在定压方式下, 切换器 T6 动作条件为滑压方式, 逻辑信号为“0”, 此时切换器 T6 的 N 端接通。

在定压运行时, 若为基础方式或旁路投入, 跟踪主汽压力逻辑信号为“1”, 此时则切换器 T5 的 Y 端接通, 此时压力设定值 p_o 均跟踪主蒸汽压力的实际测量值 p_T , 目的由基础方式或旁路投入方式向其他方式转换时实现无扰切换。其他方式时, p_o 均跟踪压力目标值 p_s 。

整个定压方式下的工作原理同负荷指令处理回路有些类似, 不同的是用大值选择器和小值选择器替代了 PID 模块。当 BF、TF、CC 运行时, 加法器 $\Sigma 1$ 将 TGT (主蒸汽压力目标值) 与 TPSP (主蒸汽压力设定值) 进行比较。当 $TGT > TPSP$ 时, 选择器 T2 和 T4 的 Y 端导通。爬坡速率乘以一个 K, 再与 $TGT - TPSP$ 的值比较, 选择一个较小的数值作为加法器 $\Sigma 2$ 的输入, 与 $\Sigma 2$ 原来的输出值叠加得到新的 TPSP, 使 TPSP 逐渐增大, 再返回到加法器 $\Sigma 1$ 与目标 TGT 比较, 直至 TGT 与 TPSP 相等。当 $TGT < TPSP$ 时, 选择器 T2 和 T4 的 N 端导通。爬坡速率乘以 $-K$, 再与 $TGT - TPSP$ 的值比较, 选择一个较大的数值作为加法器 $\Sigma 2$ 的输入, 与 $\Sigma 2$ 原来的输出值叠加得到新的 TPSP, 使 TPSP 逐渐减小, 再返回到加法器 $\Sigma 1$ 与 TGT 比较, 直至 TGT 与 TPSP 相等。最终使设定值 TPSP 逐渐趋近目标值 TGT。

2. 滑压方式下的压力设定

滑压方式下的主蒸汽压力设定值的运算回路如图 14-34 左侧所示。此时, 切换器 T6 的控制逻辑滑压方式为“0”, 切换器 T6 的 Y 端接通, 机组处于滑压控制方式。由图 14-34 所示可以看出, 该运算回路的输出由小值选择器的输出来决定, 其中小值选择器右侧的输入值 (即主汽压力爬坡最大压力) 是用来限制压力最大值的。小值选择器左侧的值来自加法器 $\Sigma 3$, $\Sigma 3$ 的值由两方面来决定: 一个是函数发生器 $f_1(x)$ 的输出 p_s , p_s 是由有效负荷指令确定的主蒸汽压力设定值, 压力与负荷之间的转换关系由函数发生器 $f_1(x)$, 其关系如图 14-34 左边的函数曲线所示。另一个是手动设定偏置, 以实现人为调整压力设定值。

主汽压力爬坡最大值用于限制 p_s 的最大值, 主要用于机组启、停过程中的升压、降压, 也可用于正常运行情况下对 $f_1(x)$ 特性的修正。图中的两个时间函数发生器 $f_1(t)$ 、 $f_2(t)$ 均为惯性环节, 起缓冲作用。

由图 14-35 可知, 当机组运行在协调或锅炉跟随时, 由人工选择进入滑压方式。当满足人工选择定压、进入基本方式、发生 RB、旁路投入或进入汽轮机跟随方式中的任一条件时, 机组退出滑压方式。

三、机炉主控制器

在单元机组协调控制系统的设计中为保证机组的完全运行, 设计多种控制方式, 尤其是汽轮机侧或锅炉侧出现故障时, 应能自动的无扰动切换成其他控制方式。本机组设有四种控制方式, 分别是: 基本方式 (BSSE)、锅炉跟随 (BF)、汽轮机跟随 (TF) 和协调控制 (CC)。负荷控制方式的切换与汽轮机、锅炉主控的投运状态有关, 见表 14-1。

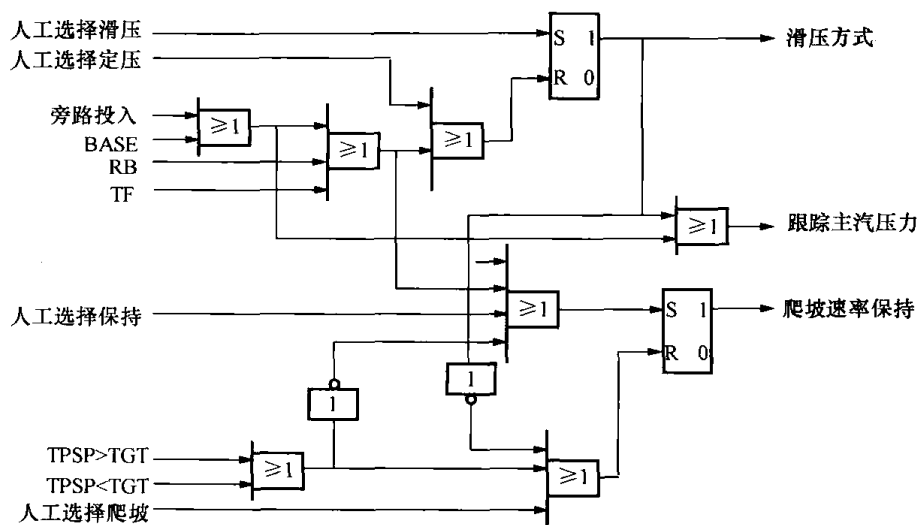


图 14-35 有关切换逻辑信号

表 14-1

负荷控制方式与汽轮机、锅炉主控的投运关系

锅炉主控状态	汽轮机主控状态	负荷控制方式	调频功能
手 动	手 动	基本方式	无
自 动	手 动	锅炉跟随	无
手 动	自 动	汽轮机跟随	无
自 动	自 动	协调控制	有

1. 协调控制方式

锅炉主控制器和汽轮机主控制器分别如图 14-36 和图 14-38 所示。当汽轮机主控制器和锅炉主控制器都投自动时, 机组负荷控制方式是协调控制。锅炉主控制器的主要任务是调节主蒸汽压力, 由调节器 CC/BF PID 来完成; 汽轮机主控制器主要任务是调节机组功率, 同时兼顾压力的调节, 由调节器 CC PID 来完成。

(1) 锅炉主控制器。

锅炉主控制器的主要任务是维持主蒸汽压力 p_T 等于设定值 p_0 ，同时为了加强锅炉侧的负荷响应引入前馈控制。反馈调节器 CC/BF PID 接收的是主蒸汽压力 p_T 与设定值 p_0 信号，对它们之间的偏差进行控制运算后，调节器 CC/BF PID 输出通过加法器 $\Sigma 1$ 和 $\Sigma 2$ ，使锅炉主控指令值 BD 发生变化，该指令送往燃烧调节系统和给水调节系统，改变燃料量、送风量和给水量等，最终使主蒸汽压力 p_T 发生变化。由于调节器 CC/BF PID 采用 PI 控制规律，所以可以达到压力的无差调节。

考虑到锅炉系统的迟延和惯性较大, 为了加强锅炉侧的响应速度, 补偿锅炉的惯性, 引入了二个前馈信号。一个前馈信号为能量平衡信号 $k p_1 p_0 / p_T$, 该信号反映了汽轮机对锅炉的能量需求。由时间函数发生器 $f_2(t)$ 、加法器 $\Sigma 4$ 、加法器 $\Sigma 5$ 和乘法器构成的动态校正环节对 $k p_1 p_0 / p_T$ 前馈信号进行动态校正, 其动态校正效果如图 14-37 所示, 经过动态校正后的前馈信号再送到加法器 $\Sigma 1$ 。另一个是将主蒸汽压力设定值 p_0 作为前馈信号, 该前馈信号经过时

间函数发生器 $f_1(t)$ 和加法器 $\Sigma 3$ 构成的超前校正环节后送到加法器 $\Sigma 2$ 。此路前馈信号的目的是为了加强锅炉侧的压力响应速度，补偿锅炉的惯性，起到改善锅炉调节品质的作用。

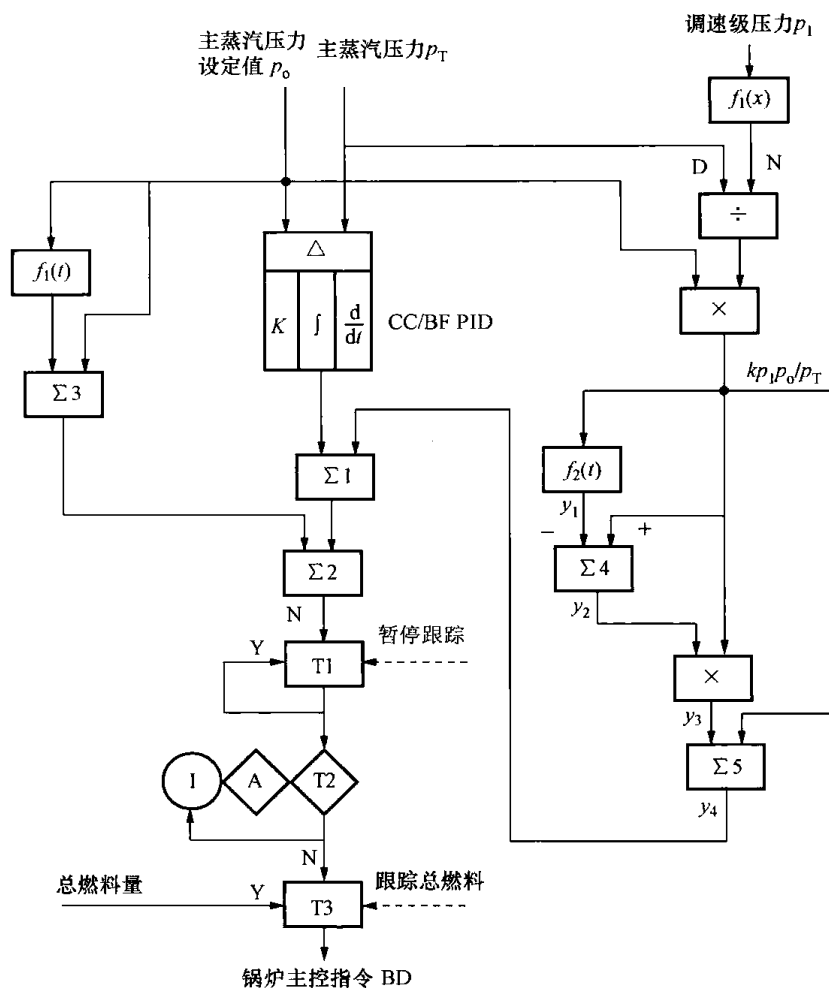


图 14-36 锅炉主控制器

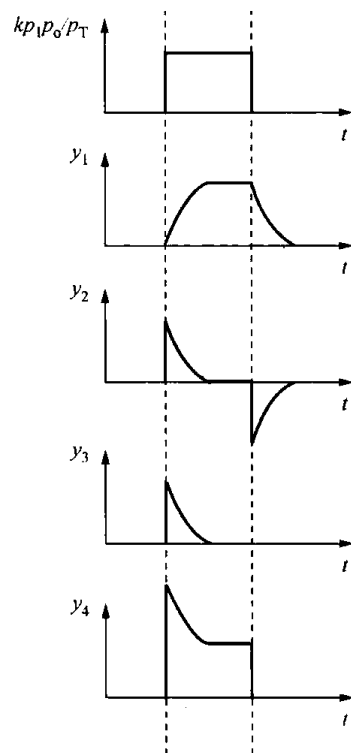


图 14-37 动态校正

锅炉主控制器切手动条件为：

- 1) 汽轮机跳闸。
- 2) 主燃料跳闸。
- 3) 速度级压力变送器故障。
- 4) 主汽压力变送器故障。
- 5) 两台送风机均手动。
- 6) 燃料调节系统煤主控和油主控均手动。
- 7) 锅炉侧 RUNBACK。
- 8) 锅炉跟随时，压力偏差大。
- 9) 协调时，功率偏差大。
- 10) 人工选择手动。
- 11) 锅炉跟随时，速度级压力高。
- 12) 协调控制时，人工选择汽轮机跟随。
- 13) 锅炉跟随时，人工选择基础控制。

(2) 汽轮机主控制器。

汽轮机主控制器的主要任务是调节机组输出电功率 P_E ，使其等于实际负荷指令 P_0 ，同时兼顾压力的调节。

反馈调节由调节器 CC PID 来完成，当输出电功率 P_E 不等于其设定值时，调节器输出将发生变化，从而改变汽轮机主控指令值 TD，该指令送往 DEH，通过调节汽轮机进汽门的开度来调机组输出电功率，最终使其等于设定值。因为调节器 CC PID 有积分作用，所以可达到功率的无差调节。

由于锅炉惯性大，负荷应变较慢，为防止汽轮机调门动作过大锅炉燃烧跟不上，机组设置了压力偏差拉回功能。也就是功率设定值的形成由加法器 $\Sigma 2$ 的输出来决定，加法器 $\Sigma 2$ 的输入除了实际负荷指令 P_0 外，另一个输入来自于压力偏差。主蒸汽压力 p_T 与设定值 p_0 的偏差（即加法器 $\Sigma 1$ 的输出）经函数器 $f_1(x)$ 修正后，引入到加法器 $\Sigma 2$ ，目的是让机侧在调功率的同时兼顾主蒸汽压力的稳定。此处的 $f_1(x)$ 为一非线性函数发生器，曲线如图 14-38 中所示。即在压力偏差较小时（死区范围内），不影响功率设定值。当压力偏差超过一定范围时，适当限制功率信号，即限制汽轮机阀门开度，防止阀门开度变化过大而影响主蒸汽压力，也就是在机侧调功率的同时要兼顾主蒸汽压力的稳定。

此外，在协调控制时，汽轮机主控制器中也引入前馈控制，前馈信号是来自函数器 $f_2(x)$ 的功率前馈。调节器 CC PID 将功率偏差进行运算处理，其输出在加法器 $\Sigma 3$ 中与功率前馈信号叠加。加入功率前馈的目的是为了克服中间再热机组在汽轮机进汽阀门动作时功率响应的惯性，此处引入的实际负荷指令 P_0 作为前馈信号，是让汽轮机进汽阀门动态过开，以改善机组的负荷适应能力。由于主蒸汽压力不同，改变相同的进汽阀门开度，汽轮机负荷（功率）的变化是不相同的，因此用主蒸汽压力设定值 p_0 对功率前馈信号进行校正（图中除法器 $\div$ ），以使压力给定较低时，增强前馈作用，反之亦然。

超临界机组由于没有汽包的缓冲，超临界锅炉动态特性受末端阻力的影响远比锅筒式锅炉大，因此主汽阀门开度一方面控制汽轮机功率；同时也直接影响了锅炉出口末端阻力特性，改变了锅炉的被控特性。例如当汽轮机负荷增加时，汽轮机功率调节器会增大汽轮机主汽阀门开度，增大汽轮机进汽量，由于锅炉的响应速度较慢，无法及时产生足够蒸汽，从而使机前主汽压力降低，阻碍了汽轮机进汽量进一步增大，为了获得更多进汽量以满足负荷需求，汽轮机功率调节器会进一步开大调节汽门，导致机前主汽压力进一步降低，最终形成恶性循环。对于锅筒式锅炉由于锅筒的蓄热较大，可利用锅筒的蓄热满足汽轮机超调的需求使主汽压力不致产生过大波动。对采用直流锅炉的超临界机组而言，由于锅炉的蓄热相对较小难以满足汽轮机的需求，因此，如果不采取有效措施的话，会使主汽压力大幅度变化，这对机组安全经济运行是不利的。所以除了上述的压力偏差拉回措施外，本机组还设计了根据压力偏差来调整调节器 CC PID 的控制强度。即压力偏差经函数器 $f_3(x)$ 来改变调节器 CC PID 的比例增益，当压力偏差大时适当地减小比例增益以期达到减小压力波动的目的。

汽轮机主控制器切手动条件为：

- 1) 汽轮机跳闸。
- 2) 主燃料跳闸。
- 3) 主汽压力变送器故障。
- 4) 电气功率测量信号坏。

5) 汽轮机侧 RUNBACK。

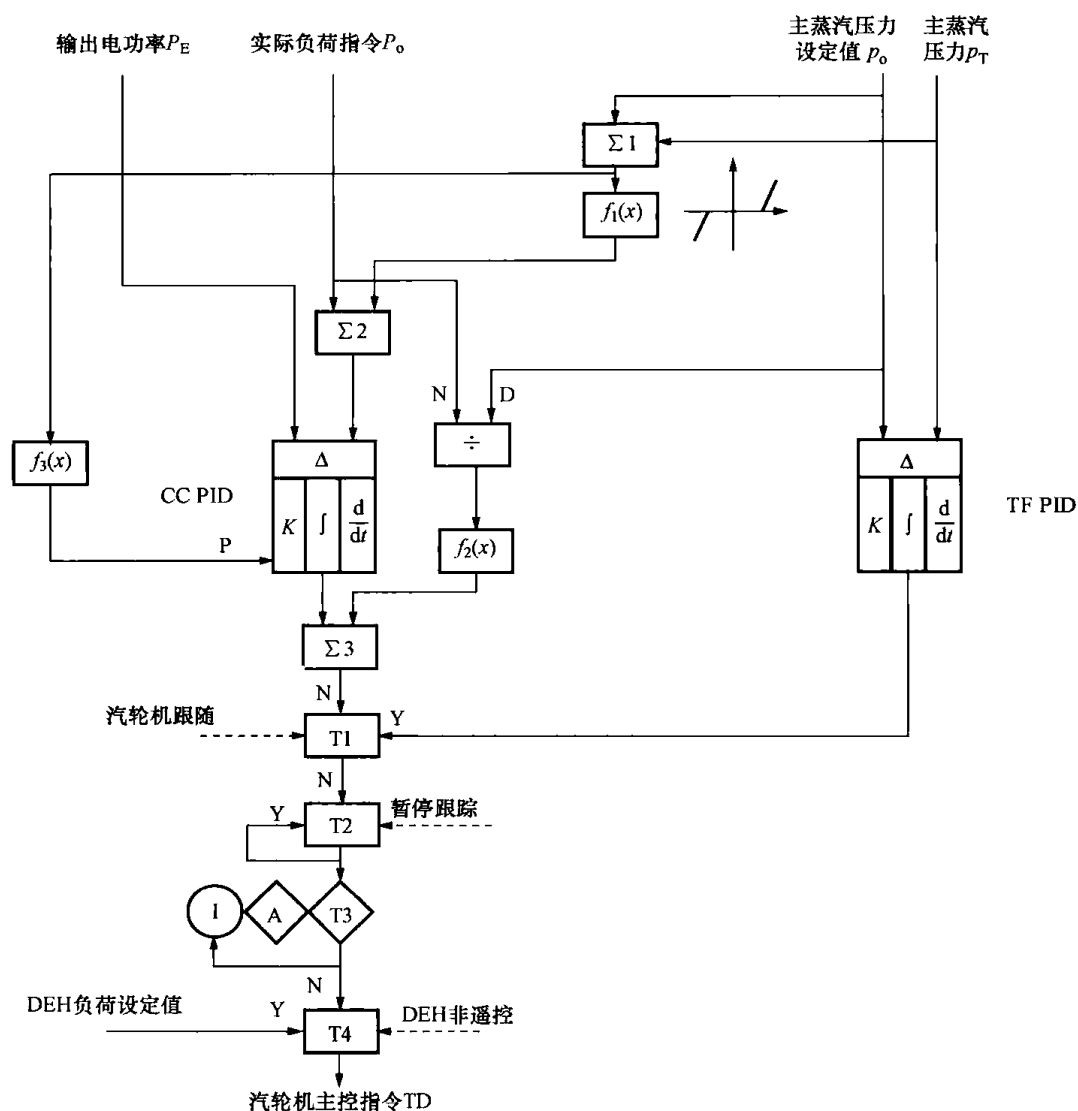


图 14-38 汽轮机主控制器

6) 启动旁路。

7) 汽轮机阀位偏差大。

8) 汽轮机 DEH 不在遥控。

9) 协调时，功率偏差大。

10) 汽轮机跟随时，压力偏差大。

11) 协调时，人工选择锅炉跟随。

12) 汽轮机跟随时，人工选择基础控制。

13) 人工选择手动。

2. 锅炉跟随方式

当锅炉主控制器投自动，汽轮机主控制器为手动时，就是锅炉跟随控制方式，该方式是协调控制系统在汽轮机侧局部故障或受限制工况下的一种辅助运行方式。因为机侧有故障，所以机组负荷只能由机侧手动来决定，因此锅炉跟随的基本模式是炉侧自动调压力，机侧手动调功率。

锅炉主控制器：调节主蒸汽压力任务由同一调节器 CC/BF PID 来完成，其控制策略与协调控制方式时的完全一样，在此不重述。

汽轮机主控制器：在 BF 方式下，机组负荷由机侧手动调节，调节方式有两种。

(1) 汽轮机主控操作器上直接手动调节，手动改变汽轮机主控指令 TD 直接调节汽轮机调门开度。在这种方式时，手/自动的无扰切换是通过 M/A 站来实现的。

(2) 当 DEH 在“本机”方式，在 DEH 上手动改变机组负荷，即当 DEH 运行在自动方式时，DEH 的目标负荷由运行人员手动给出。此时，汽轮机主控指令 TD 通过切换器 T4 跟踪汽轮机负荷参考值，以便 DEH 由“本机”切至“遥控”时无扰。

3. 汽轮机跟随方式

当汽轮机主控制器投自动，锅炉主控制器为手动时，就是汽轮机跟随方式。该方式是协调控制系统在锅炉侧局部故障或受限制工况下的一种辅助运行方式。因为炉侧有故障，所以机组负荷只能由炉侧手动来决定，因此汽轮机跟随的基本模式是机侧自动调压力，炉侧手动调功率。

锅炉主控制器：在 TF 方式下，机组负荷由炉侧手动调节，调节方式有两种。

(1) 在锅炉主控操作器上直接手动调节，采用这种方式时，手/自动的无扰切换是通过 M/A 站来实现的。

(2) 在锅炉的燃烧子系统上直接调整燃料量，若是燃烧子系统手动，则锅炉主控指令 BD 通过切换器 T3 跟踪主燃料量，以便燃料由燃烧子系统手动切换至炉主控控制时无扰。

汽轮机主控制器：在 TF 方式下，汽轮机主控制器的主要任务是维持主蒸汽压力 p_T 等于设定值 p_0 。具体由调节器 TF PID 来完成，当压力不等于设定值时，通过调节器 TF PID 运算输出控制指令至 DEH，通过调汽轮机进汽阀门来改变主蒸汽压力 p_T ，最终使其等于设定值。因为有积分作用，所以可以达到压力的无差调节。

4. 基本方式

汽轮机主控制器和锅炉主控制器都投手动，则为基本方式。当汽轮机和锅炉侧都出现故障或控制回路尚未完成调试整定时，系统处于手动方式。在手动方式下，机侧汽轮机主控手动或 DEH“本机”手操，炉侧锅炉主控手动或锅炉各子系统手动。

第十五章 循环流化床锅炉控制系统

循环流化床锅炉是一种有发展前景的新型清洁燃烧设备，它有燃烧效率高、燃料适应性广、低污染、脱硫效率高、燃烧热强度大、炉膛体积小、床内传热系数高、负荷调节性能好和灰渣可综合利用等优点。由于燃料及脱硫剂在炉膛内多次循环，反复地进行低温燃烧和脱硫反应，降低 NO_x 排放量和有 90% 的脱硫效率以及具有煤粉锅炉相近的燃烧效率。在目前环保要求日益严格，机组负荷变化大、煤种多变的情况下，循环流化床锅炉已成为首选的高效低污染燃烧设备。

循环流化床锅炉在结构和运行方式上与煤粉锅炉有较大的不同，因此在控制系统方面也有着明显的差异，主要体现在燃烧控制系统上。本章主要介绍循环流化床锅炉的燃烧控制。

第一节 循环流化床锅炉及控制系统

一、循环流化床锅炉

循环流化床燃烧技术是在鼓泡流化床的基础上发展而来。在流化床燃烧中，燃料被破碎到一定程度，然后与脱硫剂一同被置于炉膛底部的布风板上。燃烧所需的空气从布风板下送入。当风速较低时，燃料层固定不动，表现为层燃的特点。当风速增加到一定值（即最小流化速度），布风板上的燃料颗粒将被气流“托起”悬浮在炉膛中燃烧，从而使整个燃料层具有类似流体沸腾的特性，从而形成炉内的物料循环，叫做内循环。当风速继续增加，超过多数颗粒的终端速度时，大量未燃尽的燃料小颗粒和燃尽的灰粒被气流带出流化床层和炉膛。为将这些煤粒子燃尽，可通过回料装置将它们送回并混入流化床继续燃烧，该过程叫做物料的外循环。在内循环和外循环共同作用下，使物料在炉内充分的燃烧。

流化床锅炉的烟气脱硫不像煤粉锅炉，不需要专门的脱硫设备。它是在煤的燃烧过程中加入一定量的石灰石（ CaCO_3 ），通过炉膛中的燃烧反应达到脱硫目的。经过脱硫反应后的固体生成物随灰渣通过排渣系统排出炉膛。由于脱硫最佳温度是 $850\sim 870^\circ\text{C}$ ，因此循环流化床锅炉的床温一般控制在 $850\sim 950^\circ\text{C}$ 。

图 15-1 所示为循环流化床锅炉系统示意图，主要由炉膛、物料循环系统、底渣排放及输渣系统、辅助系统等组成。

循环流化床锅炉的炉膛通常为立方体结构。炉膛四周由水冷壁围成。其下部的炉箅被称为布风板。布风板的主要作用有三个：一是支撑静止的炉内物料；二是给通过布风板的气流以一定的阻力，使在布风板上具有均匀的气流分布，从而达到合理分配一次风的目的，使物料达到良好的流化状态；三是以布风板对气流产生的一定阻力，进而维持流化床层的稳定。

循环流化床锅炉的炉膛以二次风口为界，下部为密相还原燃烧区，上部为稀相氧化燃烧区。还原燃烧区内布置有燃料、石灰石、循环灰进口。有的锅炉会在其燃烧室上部布置有过热器和再热器等受热面。

物料循环系统为循环流化床锅炉所独有，主要有循环灰分离器和飞灰回送系统组成。其

主要作用是将大量的高温固体循环物料从烟气中分离出来并反送回炉膛内，以维持炉内的快速流态化状态，使燃料和脱硫剂能够多次循环燃烧和反应，从而使循环流化床锅炉达到较高的燃烧和脱硫效率。循环灰分离器通常采用高温旋风分离器，它由进气管、筒体、排气管、圆锥管组成。当烟气携带物料以一定的速度沿切线方向进入分离器，在内部作旋转运动。体积较大的固体颗粒在离心力和重力的作用下被分离下来，落入料仓或是立管中，经飞灰回送装置返回炉膛。较轻的物料颗粒由烟气携带经分离器上部进入尾部烟道。

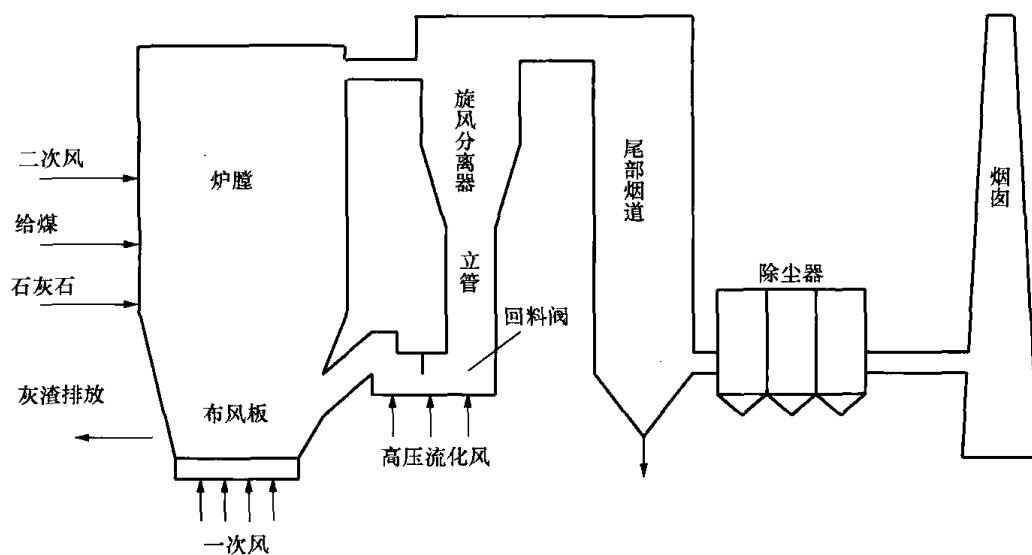


图 15-1 循环流化床锅炉系统示意图

飞灰回送系统又称返料装置，它的正常运行对燃烧过程的可控性、锅炉的负荷调节性能起决定性作用。返料装置的功能是将循环灰分离器分离下来的高温固体颗粒连续稳定的送回至炉膛内，同时还要防止炉膛内压力较高的烟气反窜入分离器。返料装置既是一个物料回送器，也是一个锁气器。如果这两个作用失常，物料的循环燃烧过程建立不起来，锅炉的燃烧效率迅速降低，燃烧室内的燃烧工况变差，锅炉将达不到设计蒸发量。

返料装置一般包括立管和回料阀。立管是分离器和回料阀之间的竖直管道，又称为料腿。立管的作用是输送物料、系统密封、产生一定的压力防止炉膛内烟气反窜入分离器，并且与回料阀配合，使经过分离器分离下来的物料连续不断的输送回炉膛。回料阀一般分为机械式和非机械式。机械式回料阀通过机械构件的动作来达到控制和调节固体颗粒流量的作用；非机械式回料阀采用气体推动回料运动，无需任何机械作用。

在炉膛中的物料经过燃烧及反应之后，一部分较小颗粒经由流化风带出炉膛，进入旋风分离器或是尾部烟道，较大的颗粒参与炉内循环，更大的颗粒就会沉积在炉膛底部。这部分沉积的灰渣必须从炉内排出，否则就会影响炉内物料的流化。另外，循环流化床锅炉稳定运行的一个重要条件就是保持炉内具有一定的物料量，并且使其相对平稳，进入炉内的物料量与排出的灰渣量要维持在一个平衡状态。在循环流化床锅炉运行中煤及石灰石连续不断地被送入炉膛，燃烧后形成的灰渣除一小部分经由风烟系统排入大气中，大部分经由底渣系统排出炉膛，再由输渣系统送至渣库。

循环流化床锅炉的排渣温度略低于床温，如果灰渣不经过冷却，会造成较大的热损失。另外，一般的灰渣处理设备可承受的温度大多在 $150\sim 300^{\circ}\text{C}$ 。再者，炉渣中也有很多未完

全反应的燃料和脱硫剂颗粒,为进一步提高燃烧和脱硫效率,有必要使这部分细颗粒返回炉膛。因此,在将炉渣排至灰处理系统之前,需要安全可靠的将高温炉渣冷却至一定温度之内。炉渣的冷却工作是通过冷渣器来完成的。冷渣器一般按冷却方式分为水冷式、风冷式、风水联合冷却式。

循环流化床锅炉的输渣方式一般采用埋刮板机或者气力输送。其中气力输送系统简单、投资小、易操作,因此是最常用的一种输渣方式。

循环流化床的辅助系统一般包括给煤系统、石灰石系统和风系统。给煤系统一般都由料仓和称重式输送皮带组成,经过破碎后的物料进入料仓,在经输送皮带直接送入炉膛。石灰石系统由石灰石输送风机经管道将石灰石输送到回料阀的返料管线上,再送进炉膛。

风系统包括一次风系统、二次风系统、高压流化风系统,主要设备有一次风机、二次风机、高压流化风机、引风机。循环流化床锅炉的一次风与煤粉锅炉的一次风概念与作用均有所不同。循环流化床锅炉中的一次风主要用来流化炉内床料,同时向炉膛下部密相区提供一定的氧量。一次风由一次风机提供,通过布风板向炉内提供均匀的流化风。一次风压和风量的调整对循环流化床锅炉的燃烧是至关重要的。

二次风的作用之一基本与煤粉锅炉相同,主要是向锅炉内提供氧气。对于循环流化床锅炉来讲,二次风还有另一个重要的作用,就是加强炉内物料的混合,适当调整炉内温度场的分布,并且使炉内物料尽可能长时间的停留在炉膛内,从而得到充分燃烧。二次风由二次风机提供,通过布置于炉膛中部的若干个分层的二次风口进入炉膛。运行中通过调整一、二次风之间以及各层二次风之间的配比就可以控制炉内的燃烧和传热。

二、循环流化床锅炉控制系统

由于循环流化床锅炉的燃烧过程较煤粉锅炉复杂,并且结构也与煤粉锅炉有很大不同,因此它的控制比同等容量煤粉锅炉复杂,同时由于循环流化床锅炉应用历史较短,其控制还不完善。

从循环流化床锅炉的工艺特性来看,它与常规煤粉锅炉一样,具有多参数、非线性、时变、多变量紧密耦合等特点,但它比普通锅炉具有更多的输入/输出变量,耦合关系也更为复杂。循环流化床锅炉的参数耦合关系如表 15-1 所示。当锅炉负荷发生变化时,所有相关被调量都会发生变化,同样改变任一输入调节量时,其他的被调量也会受到影响。因此,理想的控制系统应是多回路的控制系统。当系统受到某一扰动时,各个调节量同时协调动作,使所有的被调量都具有一定的精度,但是这样的调节比较困难。

表 15-1

循环流化床锅炉的参数耦合

参 数	主汽压力	过热汽温	床 温	炉膛负压	烟气氧量	床 压	汽包水位
燃料量	强	中	强	弱	强	中	强
一次风	强	中	强	强	强	弱	中
二次风	强	中	中	强	强	弱	中
引风	弱	弱	弱	强	弱	弱	弱
排渣	弱	弱	强	弱	弱	强	弱
减温水流量	中	强	无	无	无	无	无
给水流量	中	无	无	无	无	无	强

从表 15-1 中可以看出,给水流量、减温水流量与循环流化床锅炉其他变量之间的关系较弱,可以独立成系统。所以,目前一般将循环流化床锅炉控制系统分为几个相对独立的系统,即给水控制系统、汽温控制系统及燃烧控制系统。其中,给水控制系统,汽温控制系统与常规煤粉锅炉的控制方式基本相同。而燃烧控制系统由于锅炉结构和燃烧过程的不同,与煤粉锅炉燃烧系统存在着很大的区别。因此,这里将着重介绍循环流化床锅炉燃烧控制系统。

第二节 燃烧过程控制任务与特性

一、锅炉燃烧过程控制任务

循环流化床锅炉的燃烧控制系统的任务除了是与煤粉锅炉相同外,即

- (1) 满足机组负荷要求,维持主蒸汽压力稳定。
- (2) 保证燃烧过程经济性。
- (3) 保证燃烧过程稳定性。
- (4) 保持床温稳定在正常的范围内,以利于提高锅炉的脱硫效率,抑止 NO_x 的产生。
- (5) 保持床压在正常的范围内。

二、燃烧过程特性

循环流化床燃烧是一种新型燃烧技术,也是一种复杂的燃烧过程,人们在循环流化床空气动力学特性、燃烧机理、动态特性等方面进行了大量的研究,以期掌握其特性,实现较好的设计和控制。下面结合相应参数进行简单介绍,从而形成一些有关燃烧控制系统设计原则。

1. 给煤量影响

燃料量控制是循环流化床锅炉燃烧控制系统最重要的任务之一,进入炉膛的燃料一般有两种,即燃煤和燃油。在循环流化床锅炉正常运行时,主要燃料为燃煤,只有在燃烧工况不稳或者是锅炉点火初期才会投油助燃。在正常情况下,给煤量是直接影响锅炉燃烧的重要因素。给煤量与负荷的关系通过如下过程实现:给煤量变化 $\rightarrow$ 床温变化 $\rightarrow$ 床温与工质温度差变化 $\rightarrow$ 受热面内工质吸热量变化。如果给煤量合适,锅炉负荷就会稳定。反之就会不稳定。因此,燃烧控制系统的一个重要子系统就是给煤量控制。

除了煤量变化外,入炉煤的煤质也会对燃烧产生很大的影响。煤质一般是指煤中所含的挥发份、灰分和固定碳的比例。一般的,挥发份含量越高,煤质越松散,该煤种的燃烧效率就越高。而灰分和固定碳的含量越高,煤就越不容易燃烧。煤种的差别会对锅炉的燃烧和负荷稳定产生很大的变化。在锅炉设计时通常都会采用一个煤种来作为热力系统设计的依据,但是在电厂实际运行时,煤种是经常变化的,因此燃烧控制系统的设计要考虑煤质扰动的影响。

在循环流化床锅炉中燃烧的煤不是像煤粉锅炉燃烧的煤粉,而是经过碎煤机破碎后的煤粒。循环流化床锅炉对于煤粒的大小有着严格的要求,粒径过大会增加炉膛的磨损。粒径过小也不易燃烧,因为在燃烧之前就已经被引风机带出炉膛。燃煤的破碎通常和碎煤机的效率有关。

2. 风量及其配比影响

进入炉膛的风量是影响锅炉燃烧的重要因素,循环流化床锅炉也不例外。循环流化床锅炉的送风分为一次风和二次风。一次风的作用是流化炉膛内的床料,同时为燃料的燃烧提供部

分氧气。在正常运行时，一次风量有一个最低值称为最低流化风量，低于此风量则不能保证物料处于流化状态。

在正常运行时，一次风量过低而使燃料不能正常流化就有可能造成炉膛结焦事故。而一次风量过大，则炉膛下部难以形成稳定的燃烧密相区造成飞灰损失增大，并且增加了风机的电耗，影响经济性。当一次风量不足时增加一次风量会使密相区内的燃煤放热量增加，相应提高床温。但是过大的一次风也相应多带出了炉膛内的热量，使床温下降。如图 15-2 所示，增加单位质量的一次风从高温床层内带出的热量均大于燃烧所产生的热量。但是，在较低的床温下，两热量接近。因此，在床温较高时，增加一次风量对降低床温作用显著。

二次风一般在密相区上部喷入炉膛，二次风的作用是为炉膛内部燃烧供氧。另外，就是加强炉内的空气扰动，使物料尽可能长时间的停留在炉膛内，以增加锅炉的燃烧效率。

如果在炉内流化不足的情况下，增加一次风量可以使床温得到提高，但是过大的一次风量就会使床温下降。在运行过程中一次风量应以满足物料流化为准。一次风对床温的影响表现在：当床温过高时可适当开大一次风，多带走热量使床温下降，反之则关小一次风。二次风一般为分层进入炉膛，下二次风口由于靠近密相燃烧区，因此，对于床温也有影响。一次风量和二次风量的总和构成进入炉膛的总风量，在其中一次风量大概占总风量的 50%~70%，二次风量约占总风量的 20%~40%，其余为播煤风和回料风。通过调节二次风量来控制锅炉的总风量，总风量的控制依据燃烧室后的烟气含氧量。当显示风量不足时要及时增加二次风，由于二次风风温较低，大量快速的投入二次风会造成床温的较大波动。循环流化床锅炉燃烧控制系统的一个很重要的任务就是调节风煤比，使进入炉膛的总风量和煤量相适应。

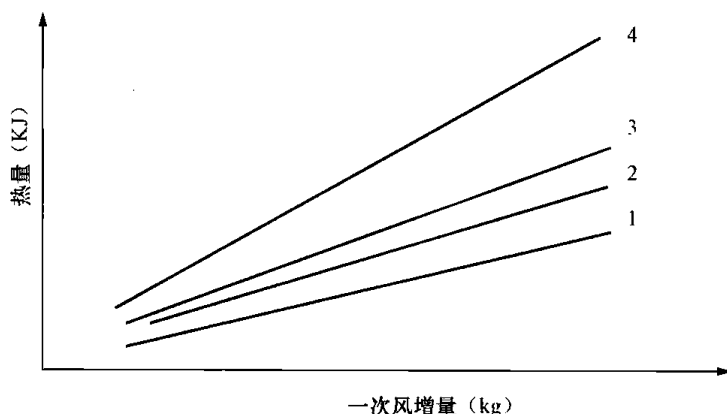


图 15-2 一次风量增量与带出热量的关系

曲线 1—燃烧放热量；曲线 2、3、4—床温分别为 750、800、900 时的带出热量

3. 床压影响

床压是循环流化床锅炉的一个特有的概念。床压的大小可以直接反映出炉膛内物料量的多少。如果床压太低，炉膛内循环物料太少，就会影响炉内物料循环，锅炉的蓄热能力就会减弱，从而影响给煤的燃烧导致床温的下降。床压太高，加大风机的电耗率，同时使炉内热量分布不均，容易造成局部结焦。合理的床压可以保证炉内流化质量，使床温分布均匀，使炉膛内燃烧稳定。循环流化床锅炉的床压是由排渣控制系统控制。

4. 床温影响

床温是循环流化床锅炉最重要的一个参数。循环流化床锅炉的正常床温一般控制在

850~950℃, 只有在这个温度范围内才能既保证很高的燃烧效率, 又能降低烟气污染物的排放量。从上面给煤、风量、床压的影响中可以看出影响床温的因素有很多, 但床温的控制与调整主要是调节送风量和给煤量。在负荷不变时, 床温通常有两种调节方法:

(1) 给煤不变, 调节送风量。正常运行时调节一次风和二次风都会对床温产生影响。在总风量不变的情况下增加一次风量, 减少二次风量, 可使床温下降; 或者一次风不变, 调节上下二次风的比例也会影响床温。由于一次风量在总风量中占较大比例, 通常将改变一次风量来作为调节床温的一个主要手段。改变一次风量对床温的调节几乎没有延时, 调节十分迅速。但是应该注意到, 一次风调整幅度不应过大, 否则会影响炉内的物料流化, 并且调节一次风时应保证其在最小流化风量之上。

(2) 送风不变, 改变给煤量。煤量的变化对床温的影响也非常大, 因此通过调整给煤量来调节床温比用风量调节幅度大。但是, 因为循环流化床锅炉内部蓄热量很大, 所以从改变给煤量到床温变化, 有一个迟延时间, 并且这个时间随工况的改变而改变, 这对于控制系统的设计和参数整定是十分不利的。另外, 给煤量的变化会引起多种参数的变化, 比如负荷的改变、汽温的变化等。因此, 如何解决给煤量与其他参数的耦合关系, 也是该类型控制系统需要解决的问题。

第三节 燃烧过程控制系统

循环流化床锅炉的燃烧控制系统主要包括以下子系统: 给煤量控制、石灰石量控制、风量控制、炉膛压力控制、床温控制、床压控制、返料风控制。

一、给煤量控制

循环流化床锅炉的给煤量控制系统与煤粉锅炉相差不多, 如图 15-3 所示。锅炉指令经函数发生器 $f_1(x)$ 后产生燃料量指令, 经过氧量校正的当前总风量信号经由函数发生器 $f_2(x)$ 后产生当前风量下的最大给煤量。该信号与燃料量指令一同被引入小值选择器, 选其中的小值作为给煤量调节单元的设定值。这样做的目的是为了在锅炉升负荷时先加风后加煤, 减负荷时先减煤后减风, 使锅炉在任何工况下运行都能保证富氧燃烧。

给煤量信号与设定值之差经过 PID 运算后去控制各台给煤机的出力。为了能够克服由于煤质变化给调节系统带来的扰动, 此处所采用的给煤量信号要经过 BTU 校正 (热值校正)。经过 BTU 校正能够将不同的煤种按照发热量校正来设计煤种, 从而克服了煤种变化给调节系统带来的扰动。

二、石灰石量控制

循环流化床锅炉在燃烧过程中加入的石灰石可以与燃烧中产生的 SO_2 进行化学反应生成 CaSO_4 , 达到脱硫的目的。因此, 石灰石量要根据锅炉 SO_2 排放量进行调节。控制回路一般采用串级调节的方式。主调节器 PID1 为 SO_2 调节, 副调节器 PID2 为石灰石量调节。当 SO_2 变化时, 调节石灰石输送风机的转速, 以改变进入炉膛的石灰石量。

石灰石量控制原理图如图 15-4 所示。在这个调节回路中, 总给煤量作为前馈信号加入石灰石量调节器中。锅炉给煤量发生变化时, SO_2 也要相应变化。如果仅根据 SO_2 信号调节石

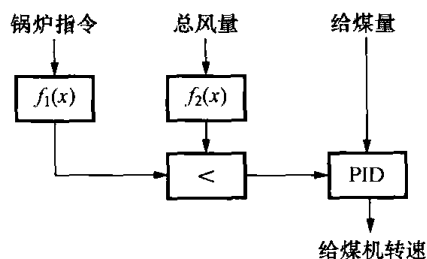


图 15-3 给煤量控制原理图

灰石量，则迟延比较大。将给煤量作为前馈信号，使石灰石量先根据煤量变化，然后再根据SO₂信号进行校正可以减少调节上的迟延。

三、风量控制

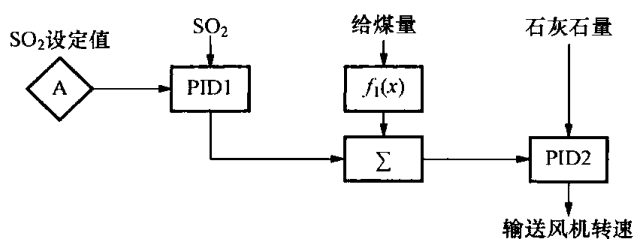


图 15-4 石灰石量控制原理

循环流化床锅炉风量控制包括一、二次风比例配置、一次风量控制和二次风量控制。风量控制首先要生成总风量指令，然后通过一、二次风量比例配置分别生成一次风量指令和二次风量指令。一次风量控制和二次风量控制还要分别受到床温控制系统的校正。总风量的改变受到风煤比限制，这与

常规煤粉锅炉是相同的，所不同的是要进行一、二次风量的比例配置，通过调节一、二次风的配比可以实现对床温的控制。二次风由于进入炉膛的高度不同，因此又分为上二次风和下二次风。实现对上下二次风量之间的比例控制也是风量控制系统的一个任务，通过控制这个比例可以实现对CO、NO_x、SO_x排放的控制。

1. 一、二次风比例配置

276

总风量指令形成如图 15-5 所示，以锅炉指令经过函数器 $f_2(x)$ 后生成相应的风量信号。给煤量信号经过函数器 $f_1(x)$ 后生成该给煤量对应的风量信号，两者进入大值选择器，保证锅炉的富氧燃烧。该信号经与氧量校正信号相乘后生成总风量指令。

总风量指令由一、二次风量比例配置回路完成，将总风量指令转换成对应的一次风量控制和二次风量控制的设定值。其中， $f_1(x)$ 为锅炉负荷所对应的二次风量比例函数， $f_2(x)$ 为锅炉负荷对应的下二次风量比例函数，其函数形式如图 15-5 所示。这样总风量指令转换为下二次风量指令、上二次风量指令和一次风量指令。

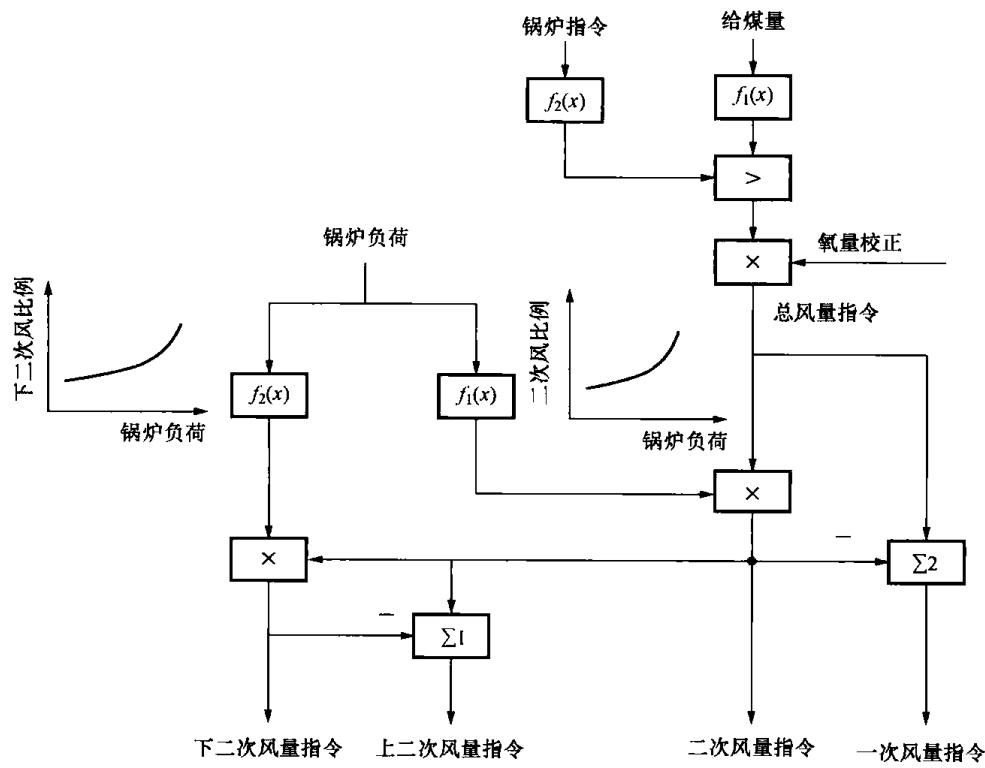


图 15-5 一、二次风量指令形成

2. 一次风量控制

一次风的作用是保证物料处于良好的流化状态以维持正常的物料循环。在如图 15-6 所示的一次风量控制回路中, 来自一、二次风比例配置的一次风量指令作为一次风量调节的设定值, 由于在通过调节给煤量来控制锅炉负荷时, 要求床温维持在一定的范围内, 才能保证锅炉正常燃烧。所以, 一次风量的控制还应与床温控制结合起来考虑。因此, 一次风量指令需经一次风量床温修正后, 再与最小一次风量(最小流化风量)作大值选择后才作为一次风量控制系统的设定值, 该设定值与一次风量的测量值(经过温度和压力的修正后)一起经过调节器 PID 进行运算, 运算结果去改变一次风挡板开度, 调节入炉的一次风量。

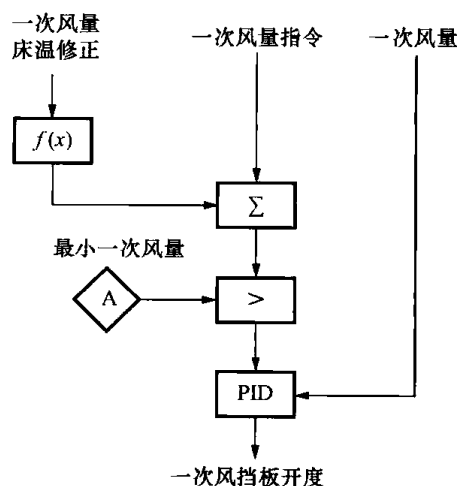


图 15-6 一次风量控制系统

3. 二次风量控制

二次风量的控制实际上是通过控制进入炉膛的上下二次风量来完成的, 上下二次风量之间也有一个比例关系, 控制好这个比例关系就能够提高锅炉的燃烧效率。此外, 二次风对床温也有一定的影响, 因此二次风量的控制也加入了床温信号的修正。上下二次风量的改变是通过调节二次风挡板来实现的。它们的设定值是由总风量指令经过上下二次风比例配置形成的上下二次风量指令, 该指令再经过氧量校正和床温校正, 形成上下二次风量设定值, 如图 15-7 所示。由于二次风主要是调整燃烧, 提供助燃空气, 所以二次风量控制加入了氧量校正。氧量校正信号由锅炉负荷经函数器 $f(x)$ 给出含氧量设定值与烟气含氧量经过调节器 PID1 运算后获得。

小型循环流化床锅炉的二次风机一般是采用定速电机, 二次风量调节靠改变二次风机进口挡板来实现。但是这样的调节方式增加了二次风机的电功耗, 并降低了风机的运行寿命。大型循环流化床锅炉普遍采用调速风机, 正常运行时风机进出口挡板全开, 二次风压力控制系统通过调整风机转速来控制二次风母管的压力, 它是以二次风母管压力为设定值的单回路控制系统, 二次风压的选择由运行人员根据负荷和实际情况调整设定值。二次风量是通过改变上、下二次风挡板开度来调节进入炉膛的二次风量。

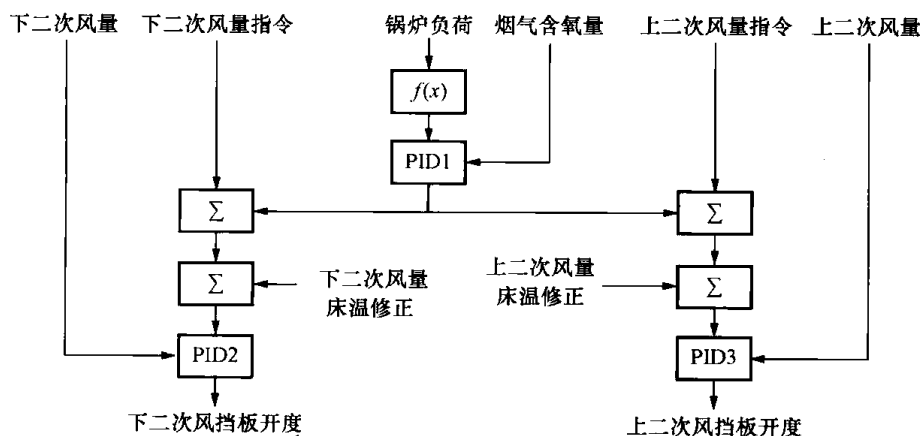


图 15-7 上、下二次风量控制

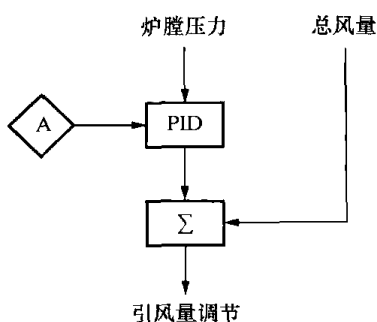


图 15-8 炉膛压力控制系统

四、炉膛压力控制

炉膛压力的测点一般安装在炉膛的上部，炉膛压力调节的目的是保持炉膛出口压力为一定的负压或是微正压。循环流化床锅炉对于炉膛压力的要求没有煤粉锅炉严格，但炉膛压力超出一定范围后会对锅炉的正常燃烧产生较大影响，严重时甚至会影响设备安全。循环流化床锅炉的炉膛压力控制可通过调节引风机的进口挡板开度来实现，与煤粉锅炉的炉膛压力控制原理完全相同，如图 15-8 所示。循环流化床锅炉的炉膛压力控制系统是一个前馈—反馈控制系统，它的设定

值由运行人员手动给定。为了快速消除风量变化所带来的扰动，把总风量作为前馈信号送入控制系统输出中，以减少风量变动对炉膛压力的影响。

五、床温控制系统

床温控制是循环流化床锅炉特有的控制系统，其目的是为了维持床温在最佳范围内。大型循环流化床锅炉通过调整一、二次风量来实现床温控制，如图 15-9 所示。床温测量值与设定值的偏差经过调节器 PID 运算后产生上、下二次风量和一次风量的床温修正值，该床温修正信号被引入到二次风量和一次风量控制系统中对相应的风量设定值进行修正。

在实际运行过程中，床温是随负荷而改变。在低负荷时炉膛很难维持较高的床温，在高负荷时，又要保证床温不超过最高限。因此，床温控制的设定值是由锅炉负荷经函数器 $f_5(x)$ 的生成并可由运行人员依靠经验调整。为了提高控制系统的响应速度，将锅炉负荷信号和给煤量信号经过大值选择器后作为前馈引入。这是因为煤量变化信号和床温变化之间有较强的迟延时，也有的控制系统将氧量信号作为前馈信号。

需要指出的是：由于床温与其他参数的耦合性很强，并且还存在着非线性、时变的因素，所以采用常规控制方式有很大的局限性。当锅炉负荷稳定时，给煤量没有变化，因此床温不会出现大的波动，依靠调节风量可以满足控制的要求。但是，当锅炉给煤量出现快速扰动，或是锅炉负荷瞬时较大变化时，床温控制系统就很难完成控制任务，这时往往要依靠运行人员的经验进行调整。

六、床压控制

床压稳定对循环流化床锅炉的正常运行十分重要。床压过高，会增加一次风机的电耗，影响炉内流化，严重时可导致炉内结焦事故的发生；床压过低，使锅炉的蓄热能力降低影响带负荷的能力。影响床压的因素主要有两个，一是炉膛内物料量的多少；二是一次风量的大小。在同样物料量的情况下，增大一次风量可使床压下降。但是，这种下降只是测量数值的变化，炉膛中实际物料量的多少并没有大的改变，并且提高一次风量还会增加一次风机的电功耗。床压调整通常采用控制排出炉膛的床料量的数量来实现。

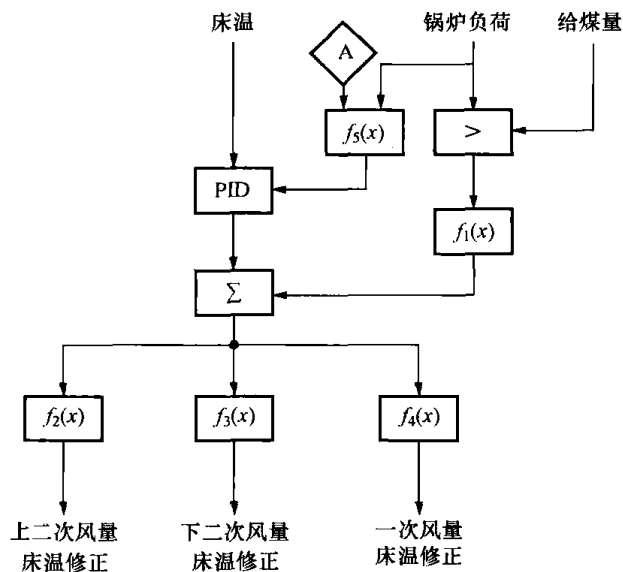


图 15-9 床温控制系统

床压控制通常采用单回路控制方式,以床压测量值与设定值的偏差经过调节器 PID 运算后来控制排渣口的开度,以此实现对炉内床压的控制。

七、返料风控制

为了保证循环流化床锅炉的物料外循环的顺畅,在回料阀内要引入一路高压的返料风。返料风来自单独的高压罗茨风机。返料风要求高压力小流量,一般风量小于总风量的 2%。返料风压的控制是一个单回路控制系统,通过调节返料风母管与一次风母管之间连通挡板的开度实现。

第四节 300MW 机组循环流化床锅炉控制

近年来国内大型循环流化床锅炉相继投产,我国首台按照引进国外技术设计制造的采用循环流化床锅炉 300MW 的发电机组于 2006 年 6 月顺利并网发电。300MW 机组循环流化床锅炉控制系统与一般的循环流化床锅炉大同小异,重要控制系统包括给水控制、汽温控制和燃烧控制,而给水控制与煤粉锅炉控制一样,下面仅简要介绍燃烧过程控制和汽温控制方案。

一、300MW 机组循环流化床锅炉特点

为了解决单布风板面积越大其流化性能就越差的问题,300MW 机组循环流化床锅炉采用了单炉膛分叉腿、双布风板结构。一次风在空气预热器出口被分为两路进入炉膛,分别由两个气动挡板来控制两床的风量分配。

在炉膛上部左右两侧各布置有两个分离器,每个分离器回料腿下布置一个回料阀和一个外置换热器。外置换热器是 300MW 与 135MW 机组循环流化床锅炉的一个显著区别。随着容量的增大,炉膛的容积不可能成比例增加,为了解决炉内受热面布置得困难,大容量的循环流化床锅炉都普遍采用了外置换热器。从分离器分离下来的物料一部分经由回料阀直接返回炉膛,这一部分物料被称为高温返料。另一部物料分经过外置换热器后在回到炉膛,被称为低温返料。低温返料量可由外置床入口处的锥形阀控制。其中两个外置换热器内布置高温再热器和低温过热器,主要用来调节再热蒸汽温度。另外两个外置换热器中布置中温过热器 I 和中温过热器 II,通过控制这两个换热器的进灰量可以调节床温。外置换热器的流化风由高压流化风机提供。

二、燃烧控制系统

燃烧控制系统含给煤量控制、风量控制、炉膛负压控制、床温控制、床压控制、石灰石量控制以及返料控制。由于炉膛负压控制、石灰石量控制和返料控制与第三节介绍的完全一样,故不再介绍,下面分别介绍燃烧控制系统的其他几个子系统。

1. 燃料控制

300MW 机组循环流化床锅炉给煤系统有四条刮板给煤机,采用前后墙回料腿及侧墙的双六点给煤方式。炉前煤斗里的煤经给煤机送至位于炉膛前后墙的回料管线和侧墙中部的给煤管。炉膛前后墙的回料管线上共有八个给煤口,即每个回料阀返料腿上有两个给煤点,煤随循环物料一起进入炉膛。另外,从每个给煤机上再分别引出一根给煤管线,分别经两侧墙给煤口送入炉膛,并引入一次风作为播煤风。所有给煤管线上均有二次风作为给煤密封风,给煤控制方式与煤粉锅炉控制基本相同。锅炉热量信号为汽轮机调节级压力与锅炉汽包压力

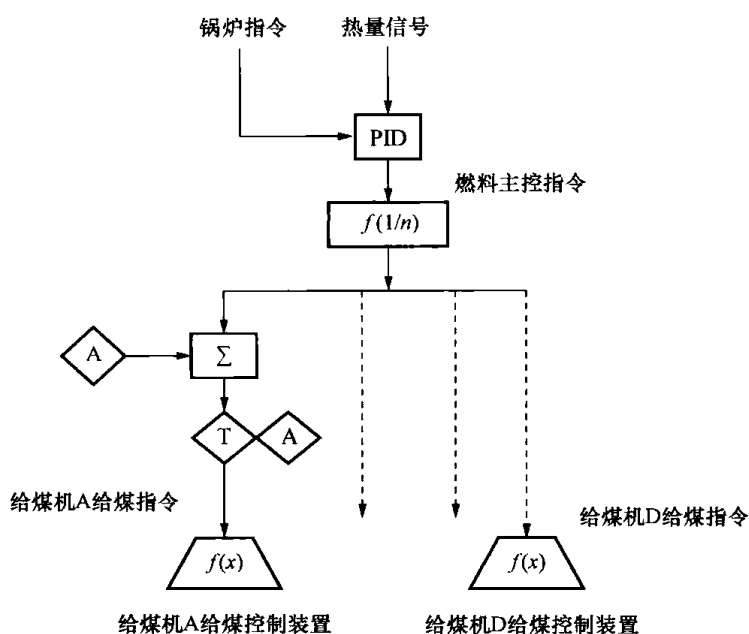


图 15-10 300MW 机组循环流化床锅炉给煤控制系统图

变化率之和。给煤量的设定值来自机组协调级的锅炉指令，如图 15-10 所示，每一个到给煤机转速控制的输出信号前有一个偏置信号，以便根据实际情况调整每台给煤机的出力。

2. 风量控制

锅炉的总风量由一次风量、二次风量、高压流化风量组成。一次风的作用是流化床料，二次风的作用为保证燃烧用风，高压流化风的作用是保证回料顺畅。

一次风量的控制如图 15-11 所示，控制采用单回路控制系统，与 135MW 机组控制稍有不同的是，一次风量不需要床温的修正。一次风量

是负荷的函数，在 50% 锅炉负荷范围内，一次风量基本恒定不变，之后随锅炉的负荷增加而成比例增加，直到增加至额定值。一次风量约占总风量的 35%，设定值由燃料主控指令经函数器 $f(x)$ 变换后的信号上叠加两侧分叉腿床压偏差修正信号。

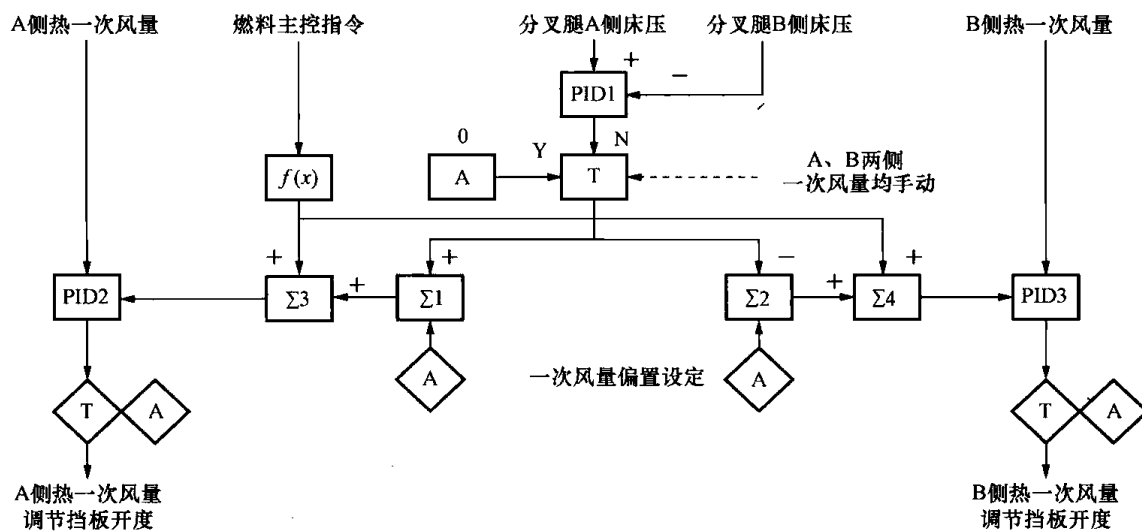


图 15-11 300MW 机组循环流化床锅炉一次风量控制系统图

在一次风量设定值上加上左右分叉腿床压偏差修正信号是为了预防锅炉出现“翻床”事故。“翻床”是指分叉腿炉膛结构的锅炉在运行中，由于两支腿之间出现较大的床压差，使炉内的大部分床料在短时间内聚集在某一支腿内，而另一支腿内几乎没有床料。床料聚集的一侧由于床压太高而造成“塌床”；另一侧则由于没有床料或床料太少而出现“吹空”现象。虽然两侧给煤和排渣不均都会引起“翻床”事故，但运行中两侧的一次风量不均则是最主要原因。因此，在一次风量控制系统中加入两侧床压偏差控制可以起到有效的预防作用。图 15-10 中 A 侧床压减 B 侧床压后的差值经调节器 PID1 控制后输出分别送至加法器 Σ1 和 Σ2，形成对

A 侧一次风量设定值和 B 侧一次风量设定值的修正。当分叉腿 A 侧床压高于 B 侧床压时, A 侧一次风量必然小于 B 侧一次风量。要想使两侧床压平衡应增加 A 侧一次风量, 减小 B 侧一次风量。由于压差调节器 PID1 为正作用, 所以此时的输出为增加。此时使 A 侧一次风量设定值增大, B 侧一次风量设定值减小, 从而达到增加 A 侧一次风量, 减小 B 侧一次风量的目的。反之, 当 A 侧床压小于 B 侧时控制器的输出减少, 此时 A 侧一次风量设定值减小, B 侧一次风量设定值增大。控制器的输出端有一个切换块, 当两侧一次风量自动至少有一个投入时, 切换器输出为调节器 PID1 的输出。当两侧一次风量调节均为手动时切换器输出 0。

由于是通过改变二次风量来调节总风量来保证烟气含氧量, 因此与常规循环流化床锅炉控制方式相同。图 15-12 所示为二次风量控制系统, 二次风量的改变是通过调节二次风机进口挡板实现。由于 300MW 机组循环流化床锅炉的一、二次风不参与床温调节, 在 50% 锅炉负荷内, 二次风量也是基本恒定不变, 之后随负荷的增加而逐渐增至额定值, 二次风量约占总风量的 50%。

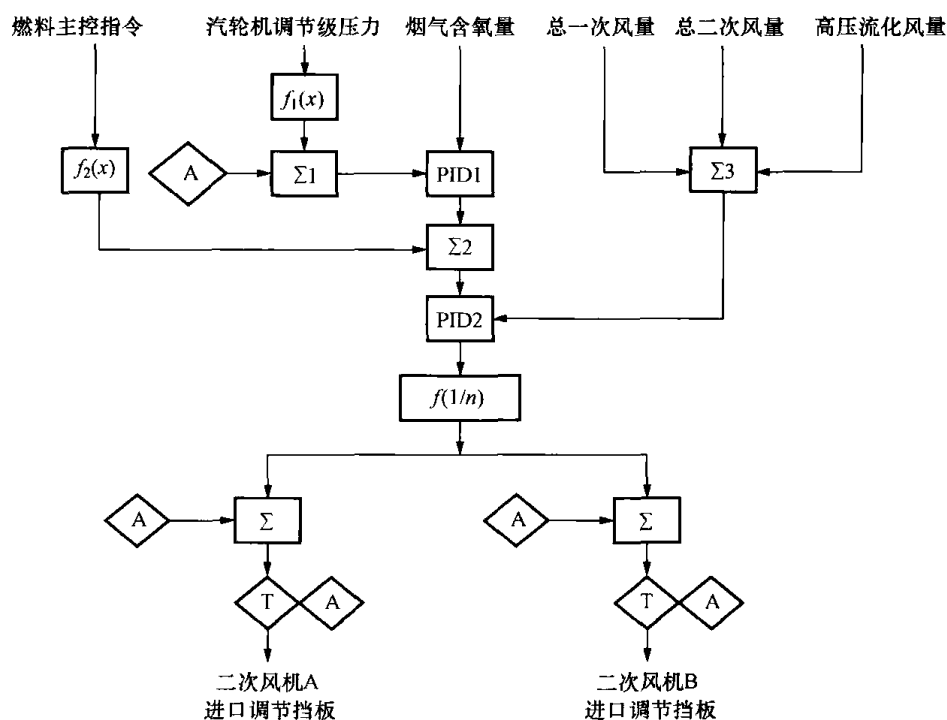


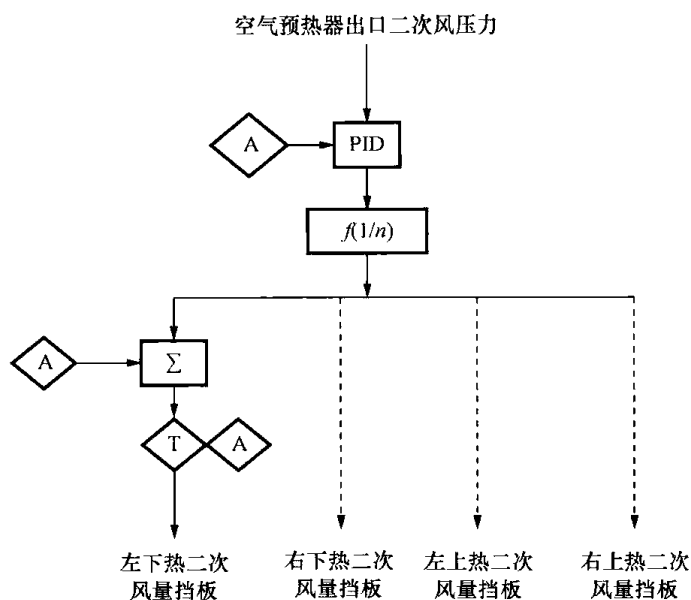
图 15-12 300MW 机组循环流化床锅炉二次风量控制系统图

燃料主控指令经函数器 $f_2(x)$ 后给出总风量基本设定值。由代表锅炉负荷的汽轮机调节级压力信号经函数器 $f_1(x)$ 后给出烟气含氧量设定值, 烟气含氧量测量值与设定值经调节器 PID1 运算后为风量修正信号, 该信号对总风量基本设定值修正后形成总风量设定值, 锅炉总风量为总一次风量、总二次风量和高压流化风量之和, 总风量设定值与测量值的偏差经过调节器 PID2 运算后的输出, 改变相应的二次风机进口挡板, 从而实现总风量的调节。

图 15-13 所示为二次风压控制系统, 二次风压是通过调节炉膛两侧的四个二次风挡板来实现。

3. 床温控制

在无外置换热器的循环流化床锅炉中, 床温的控制通常通过调节一、二次风量来实现的。由于该方法对床温的调节能力有限, 因此不能很好的适应大容量循环流化床锅炉的床温控制。



制。300MW 机组循环流化床锅炉通常采用外置换热器来实现床温的控制。通过控制进入外置换热器的灰量，可以在较大范围内调节循环主回路和锅炉尾部对流烟道的热量分配，从而起到调节床温的作用。需要说明的是，外置换热器对于床温的调节也是有一定范围的。当改变外置换热器的进灰量时，过热汽温也会受到影响。当需要提高锅炉床温时，应该减小进灰量，此时过热汽温会降低，减温水流量减少，反之应该增大减温水流量。但是，锅炉的减温水流量会受到管路和调节阀的限制，有一个流量调节范围。因此当进灰量改变过大时可能会超过减温水流量的调节范围，而使过

热汽温超限。在床温的调节上要对控制系统的输出进行限制,避免出现上述情况。

300MW 与 135MW 机组循环流化床锅炉在床温测点的布置上略有不同。300MW 机组循环流化床锅炉在每个分叉腿中布置有上、中、下三层床温测点，每层 3 只。炉膛中上部各布置有一个床温测点，这两个测点主要是给运行人员提供参考，未参与逻辑运算。分叉腿下层床温测点用于锅炉点火初期，作为投运床上油枪的判断条件。中层测点用于锅炉点火后期，作为投运给煤机的判断条件。上层床温测点用于锅炉正常运行时床温的自动控制和保护。锅炉床温控制采用单回路控制系统，如图 15-14 所示，控制系统的输出到布置有中温过热器的外置换热器的进灰调节阀。为了防止床温的小幅度波动对调节造成扰动，采用带死区限制的调节器，死区域为 $\pm 10^{\circ}\text{C}$ 。由于锅炉负荷和给煤量对床温有影响，因此引入锅炉指令和燃料主控指令作为前馈信号。同时为了防止进灰调节阀被灰粒阻塞，调节阀的开度不能长时间保留在一个状态，所以在控制信号上叠加了一个振荡信号，使进灰调节阀开度每隔一段时间就会产生一个 $\pm 2\%$ 的波动。

4. 床压控制

300MW 机组循环流化床锅炉的床压

调节也是一个单回路调节。床压的设定值是锅炉负荷的函数，其输出控制四台冷渣器锥形阀的开度。与 135MW 机组循环流化床锅炉不同的是，其床压测点分布在两个分叉腿内，因此控制系统的测量值应该取两侧床压的平均值。具有分叉腿结构的循环流化床锅炉由于分叉腿两侧床压差别太大会导致锅炉“翻床”事故的发生，因此，在调节两侧的排渣量时应该做到

大致相同，避免出现排渣不均的情况。

三、汽温控制

300MW 机组循环流化床锅炉在过热器和再热器的布置上有其特殊性，因此汽温控制有一些不同的控制方法。

外置换热器的锅炉会在其中两个换热器中分别布置一个 I 级中温过热器和一个 II 级中温过热器。另外两个换热器中每个各布置一个高温再热器和一个低温过热器。在尾部烟道中布置高温过热器、低温再热器、高低温省煤器。因此，过热蒸汽共有三级减温水，分别布置在低温过热器和 I 级中温过热器之间，I 级中温过热器和 II 级中温过热器之间，II 级中温过热器和高温过热器之间。这三级减温均采用串级控制方式，主参数为 I、II 级中温过热器和高温过热器出口汽温，副参数为各级减温器出口汽温。控制方式与常规过热汽温调节方式相同。

再热汽温的调节与常规调节方式则不同，只在低温再热器入口处布置事故减温器。正常情况下采用改变外置换热器的进灰量来调节高温再热器出口汽温，只有当外置换热器锥形阀开度达极限位置且再热汽温仍超温时才投入事故减温器。锥形阀开度的调节为一个单回路 PID 控制，并采用锅炉热负荷指令作为前馈信号。

■ 第十六章 汽轮机旁路控制系统

第一节 旁路系统及控制方案

一、旁路系统

作为锅炉、汽轮机和发电机为一个独立整体的单元机组，不再有储备蒸汽的蒸汽母管，当机组在启动或低负荷工况下，必须解决锅炉的过剩蒸汽处理问题，如果采用对空排汽处理方法，将会损失大量的凝结水。

另外，为了防止再热器管壁干烧而超温的情况，需经常流动一定量的蒸汽以冷却其管路。依据再热器选用的金属材料及炉内布置情况，通常要求冷却再热器的蒸汽流量约为额定值的 14% 左右，而汽轮机空载时的进汽量仅为额定值的 5%~8%，特别是汽轮机甩负荷时瞬时流量为零，停机不停炉运行时汽轮机完全不进汽。因此，中间再热式机组还须解决再热器保护问题。

实践表明，设置汽轮机过热蒸汽旁路系统可解决上述问题，同时还给机组的运行带来了灵活性，提高了机组在电网中的适应能力。

汽轮机旁路系统是为汽轮机过热蒸汽提供的一条旁路通道，它是由蒸汽管路及减温减压装置组成。其作用是将锅炉产生的蒸汽不经过汽轮机而引到下一级压力和温度的蒸汽管道或直接引入凝汽器，这样可平衡锅炉的产汽量和汽轮机的耗汽量，稳定锅炉和汽轮机的运行。

再热机组的旁路系统形式主要有一级大旁路、二级串联旁路、三级旁路（高压旁路串联低压旁路，再并联大旁路）。目前，大型单元机组多采用高低压二级串联的旁路系统，其典型结构如图 16-1 所示。

高压旁路系统将蒸汽从锅炉的过热器绕过汽轮机的高压缸，直接引入再热器，为保护锅炉再热器以及机组起动间的暖管暖机而提供汽源。在此过程中，通过调节高旁减压阀的开度，来控制锅炉出口汽压；通过调节喷水调节阀的开度，控制高压旁路出口蒸汽温度，避免再热器入口蒸汽超温。

低压旁路将再热器出口蒸汽绕过汽轮机的中、低压缸，直接引入凝汽器，提供了再热蒸汽系统暖管并回收工质作用。在此过程中，通过调节旁路减压阀的开度，来控制再热器出口汽压；通过调节喷水调节阀的开度，控制低压旁路出口蒸汽温度，使凝汽器入口蒸汽温度不超温。低压旁路通常采用双回路并列运行。

这种旁路系统结构不仅可以保护再热器，而且基本上能满足机组启动时蒸汽参数与汽轮机金属温度匹配的要求，当汽轮机甩负荷时可使汽轮机保持空负荷运行或带厂用电运行。

二、旁路系统作用

在机组启动时，利用高、低压旁路系统可以较快地提高新蒸汽和再热蒸汽的温度，以满足汽缸温度对汽温的要求，从而改善启动条件，加快启动速度。在汽机故障停机时，必要时利用高、低压旁路，为高压蒸汽提供通路，使锅炉可以维持低负荷运行。旁路系统有以下 5 个方面的作用。

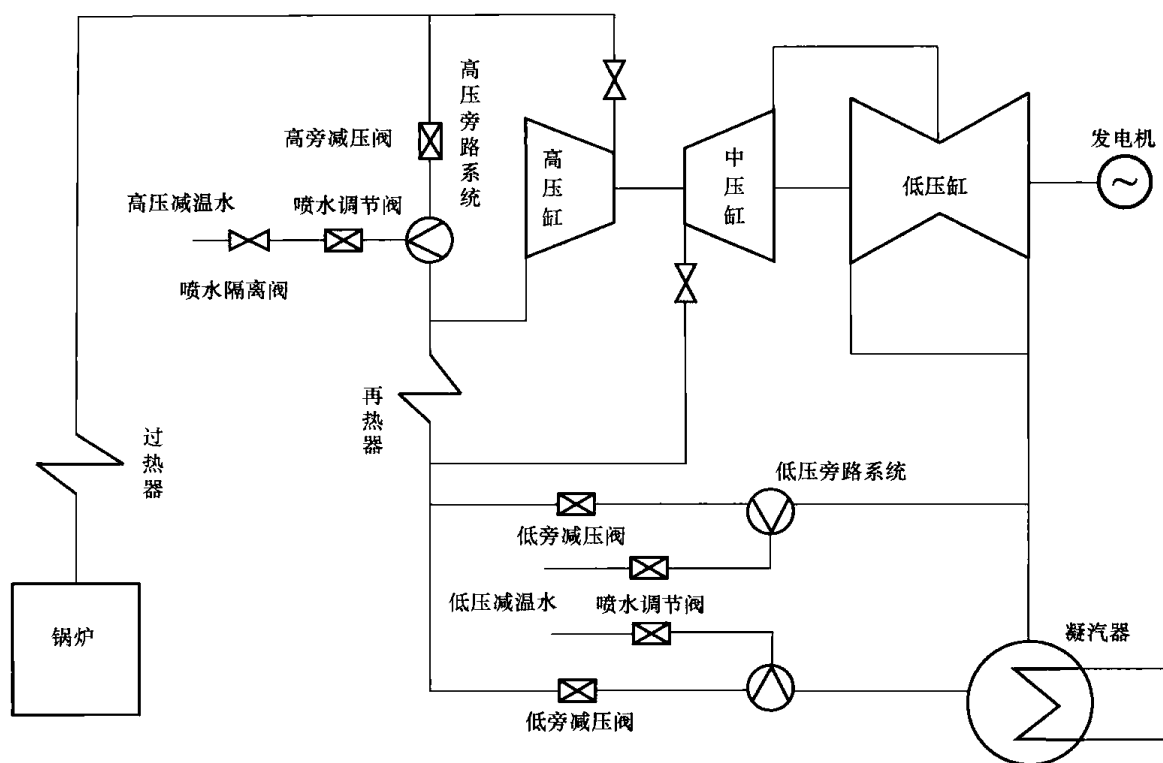


图 16-1 高低压串级旁路系统

(1) 加快启动速度、减小启动时间。大容量机组通常采用的是滑压启动方式，而无论是冷态启动还是热态启动，锅炉产生的蒸汽在没有达到汽轮机的要求之前是不能进入汽轮机。锅炉在整个启动过程中要不断地调整蒸汽压力、蒸汽温度和蒸汽流量，来满足汽轮机不同阶段的要求。但是，由于锅炉本身具有迟滞性，其所产生的蒸汽往往与汽轮机的要求不相适应，单纯依靠锅炉的燃烧调节是很困难的，因此将锅炉输出的未满足汽轮机冲转条件的蒸汽通过旁路系统送到凝汽器，可以回收工质，以适应机组暖管的要求。特别是在热态启动时，锅炉可以较大的燃烧率、较高的蒸发量升温升压，使之快速与汽轮机的金属温度匹配，从而缩短启动时间。

此外，有旁路系统的机组还可以采用中压缸启动方式，即主蒸汽经高压旁路、再热器进入中压缸。这时，高压缸处于真空暖机状态，机组带负荷后高压缸再进汽，这种方式降低了对高压缸的热膨胀控制要求，减小转子在启动过程中的热应力。

(2) 在机组启动、停止和甩负荷时，可以回收工质，减少对空排放，提高运行的经济性。此时，通过旁路系统可将锅炉产生的大量蒸汽回收至凝汽器，减少了汽水损失，也为汽轮机及电气部分短时故障后的重新快速启动创造了条件。另外，当运行中发生锅炉出口蒸汽压力过高时，旁路开启可以降低蒸汽压力，避免锅炉安全门频繁起座，回收部分蒸汽，减少汽水损失。

(3) 在正常运行时，起超压保护作用。机组在正常运行时，若发生甩负荷而使主蒸汽压力超过规定值的某一限值时，旁路系统控制旁路阀快速打开，排放多余的蒸汽，减压泄流，对机组主设备实现超压保护。

(4) 在机组启动、停止和甩负荷时，保护再热器。机组启动、停止或甩负荷时使再热器无蒸汽或中断进汽时，高压旁路把经过减温减压的新蒸汽送入再热器，可以使再热器不会因干烧而损坏。

(5) 当汽轮发电机组或电网短时故障时, 旁路系统的存在可使锅炉处于独立运行状态, 从而使单元机组转入停机不停炉运行方式或带厂用电运行, 并使锅炉负荷减到一个可以接受的程度。

总之, 汽机旁路系统具有启动、泄流和安全三项功能, 从而较好地解决了机组启动过程中机、炉之间不协调问题, 改善了启动性能。解决了再热器保护问题和回收工质问题, 特别是对调峰机组, 旁路系统的作用更是明显。

机组在正常运行时, 旁路阀门一直处于关闭状态, 一旦发生故障, 要求旁路阀门必须迅速开启, 所以要求旁路系统必须始终处于热备用状态。

三、旁路控制系统

1. 控制任务

旁路控制系统的控制任务可分为以下两部分。

(1) 机组起停过程中的控制任务。

1) 保证主蒸汽压力按起动曲线变化。

2) 保证高旁后蒸汽温度在再热器安全运行所允许的温度范围内。

3) 保证再热蒸汽压力在与机组出力相适应的数值上。

4) 保证低压旁路后蒸汽温度在凝结器安全运行所允许的范围内。

(2) 正常运行时的保护。

在正常运行时的保护包括: 当蒸汽压力过高危及安全时, 进行超压保护; 汽轮机急甩负荷时的工质回收; 保护凝结器; 保护再热器。

2. 旁路控制系统方案

对于高低压二级串联的旁路系统来说, 旁路控制系统主要由高压旁路控制系统和低压旁路控制系统构成。

高压旁路控制系统主要由高压旁路压力控制系统和高压旁路温度控制系统组成。高压旁路压力控制系统原则性控制方案如图 16-2 (a) 所示, 它是一个单回路反馈结构, 通过改变高压旁路减压阀的开度来控制主蒸汽压力。该系统的控制在很大程度上取决于在各种运行方式下压力设定值的形成、切换和跟踪, 图 16-2 (a) 中的主蒸汽压力的设定运算模块将根据相关信息和必要的运算功能形成在不同运行状态下机组起动过程的主蒸汽压力设定值。

高压旁路温度控制系统原则性控制方案如图 16-2 (b) 所示, 控制系统为定值单回路反馈结构, 通过改变喷水阀开度来调节喷水流量进而控制高压旁路出口温度。高旁流量会影响系统高压旁路出口温度, 因此增加了高旁流量前馈信号来修正减温阀门开度的功能, 从而提高温度控制系统的控制品质。

低压旁路控制系统主要由低压旁路压力控制系统和低压旁路温度控制系统组成。低压旁路压力控制系统原则性控制方案如图 16-3 (a) 所示, 它是一个单回路反馈结构, 通过改变低压旁路减压阀的开度来控制再热蒸汽压力。控制系统设定值是调速级压力的函数, 随机组的负荷不同而不同。

低压旁路温度控制系统原则性控制方案如图 16-3 (b) 所示, 通过改变低压旁路喷水阀的开度, 即调节喷水流量来控制低旁后蒸汽温度。低旁流量会影响系统低压旁路出口温度, 因此增加了低旁流量前馈信号来修正减温阀门开度的功能, 从而提高温度控制系统的控制品质。

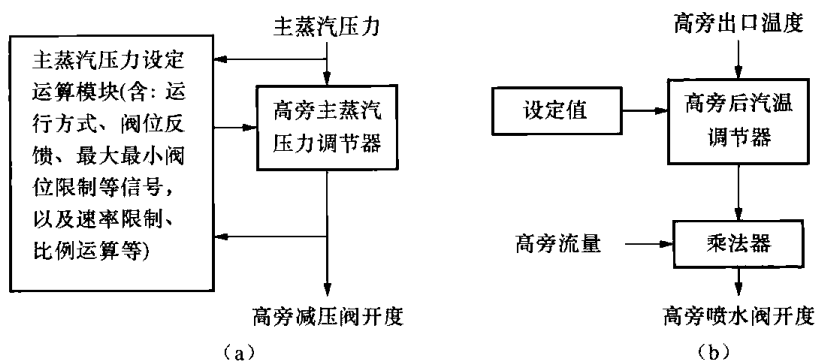


图 16-2 高压旁路控制原则性方案

(a) 压力控制系统；(b) 温度控制系统

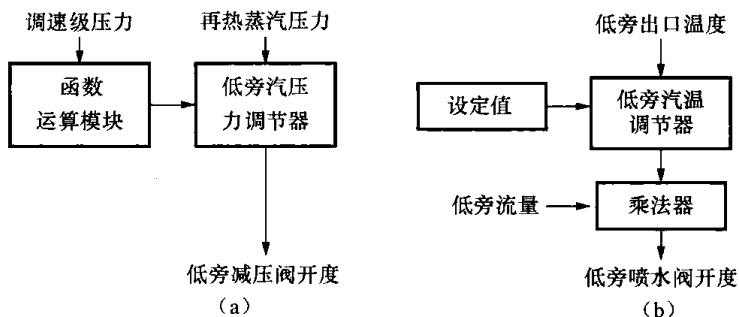


图 16-3 低压旁路控制原则性方案

(a) 压力控制系统；(b) 温度控制系统

第二节 600MW 机组旁路控制系统

以往的旁路控制系统均采用专用的电子控制装置进行旁路控制，但这一情况在 600MW 机组上有所改变，一些机组已开始采用 DCS 实现旁路控制功能，本节以 600MW 机组为例，介绍其控制系统方案。

一、高压旁路控制系统

高压旁路控制系统主要由高压旁路压力控制系统、高压旁路温度控制系统和喷水隔离阀控制系统三部分组成，也即由三个控制回路组成。

高压旁路压力控制系统的作用是通过控制高压旁路减压阀的开度，控制主蒸汽压力，使其等于给定值。在锅炉启动阶段通过调节减压阀的开度，调节主蒸汽压力，以使主蒸汽压力满足启动要求；在机组正常运行中，当主蒸汽压力超压时，减压阀快速动作，使主蒸汽压力恢复正常。

高压旁路温度控制系统是通过改变喷水调节阀的开度来调节减温水的流量，从而控制高压旁路出口蒸汽温度，进而保障再热器的安全运行。

喷水隔离阀控制系统是在减温水系统停止工作时，通过关闭减温水隔离阀，使减温水可靠切断，防止漏流。

为保证旁路阀门的金属应力在允许范围内，必须保证喷水量与蒸汽量相匹配。因此，在旁路控制系统中，高压旁路减压阀的开启、关闭与高压旁路喷水阀和喷水隔离阀的开启、关闭联锁。为了防止高压旁路出口蒸汽带水，高压旁路减压阀闭锁高压喷水阀，即启动高压旁路时，应该先开汽阀、后开水阀。

1. 高压旁路系统的启动方式和运行方式

按启动时主蒸汽压力 p_T 的大小, 可将高压旁路系统的启动分为冷态启动、热态启动和重启动。

(1) 冷态启动。按下“启动”键, 若 $p_T < p_{\min}$ (最小主蒸汽压力设定值), 即进入冷态启动方式。

(2) 热态启动。按下“启动”键, 若 $p_{\min} < p_T < p_{\text{sync}}$ (汽轮机冲转压力), 即进入热态启动方式。

(3) 重启动。按下“启动”键, 若 $p_T > p_{\text{sync}}$, 即进入重启动方式。这种方式适用于汽轮机短时间停机, 而锅炉仍维持一定压力时的重新启动。

高压旁路控制系统的运行方式有“启动”方式、“压力控制”方式、“压力跟踪”方式和“快速开关”方式 4 种。

2. 高压旁路压力控制系统

高压旁路压力控制系统如图 16-4 所示, 图 16-4 所示的控制系统与图 16-5 所示的主蒸汽压力设定值回路相结合, 可实现五种控制方式: 最小阀位控制、最小压力控制、升压控制、压力控制、压力跟踪。

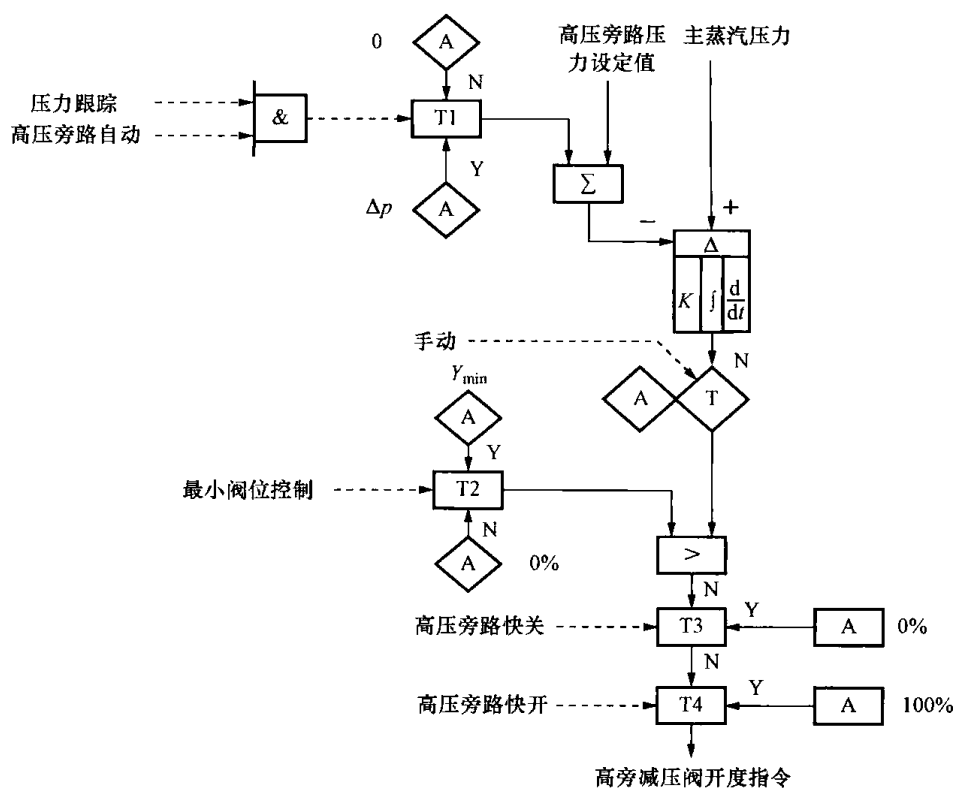


图 16-4 高旁旁路压力控制系统图

(1) 最小阀位控制。如图 16-5 所示, 这时主蒸汽压力的设定值为最小压力设定值 $p_{\min}$, 由于刚启动, 虽然主蒸汽压力低于最小压力设定值 $p_{\min}$, 但由于图 16-4 中切换器 T2 接 Y 端, 使减压阀开度为最小阀位开度 $Y_{\min}$, 以保证锅炉启动时蒸汽能进入过热器和再热器, 此后随着主蒸汽压力上升, 减压阀保持最小开度, 直到主蒸汽压力上升到 $p_{\min}$, 这一阶段属于滑压运行。

(2) 最小压力控制。如图 16-5 所示, 这时主蒸汽压力的设定值为最小压力设定值 $p_{\min}$,

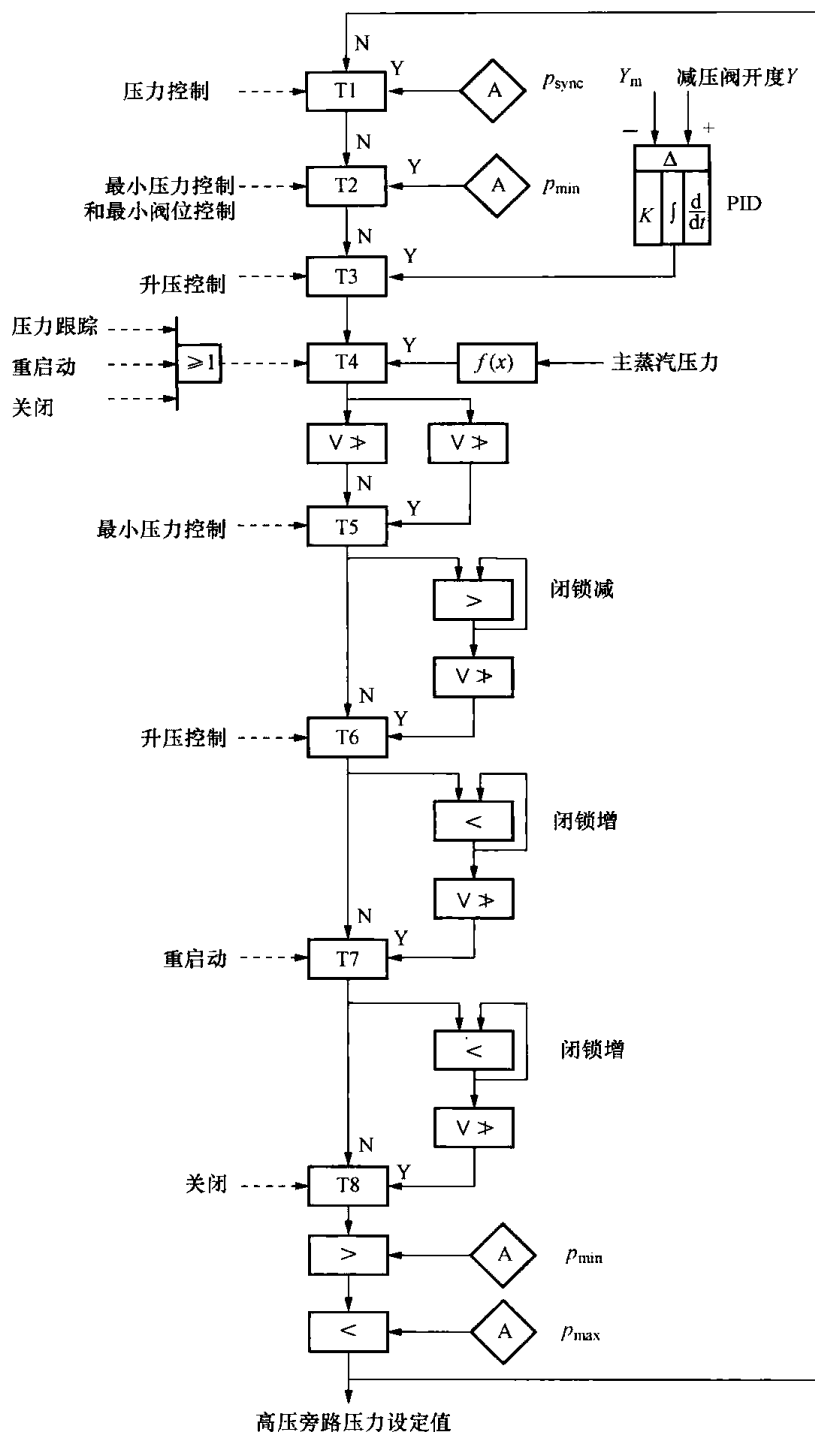


图 16-5 高压旁路压力设定值形成回路

随着锅炉的燃烧，主蒸汽压力会上升，为了维持主蒸汽压力等于最小压力设定值 $p_{\min}$ ，减压阀门开度逐渐开大，直至预先设定的开度 Y_m （由锅炉启动期间所期望的蒸汽流量确定），这一阶段属于定压运行。

(3) 升压控制。随着锅炉的燃烧，主蒸汽压力会上升，减压阀开度 Y 会开增大，当 Y 大于设定开度 Y_m 时，如图 16-5 所示调节器 PID 的输出增加，这样主蒸汽压力的设定值增加，于是减压阀开度 Y 将减小，一直减小到 $Y=Y_m$ 。主蒸汽压力的设定值增加的速率将受到图 16-5 所示中切换器 T6 的 Y 端速率限制器的限制。随着锅炉燃烧率的继续增加，主汽压力上升至汽轮机冲转压力 p_{sync} ，这一阶段属于滑压运行。

(4) 压力控制: 如图 16-5 所示, 这时主蒸汽压力的设定值为冲转压力 p_{sync} , 控制系统将维持主蒸汽压力 $p_T = p_{\text{sync}}$, 汽轮机开始冲转升速。

随着锅炉加强燃烧使主蒸汽流量不断增加, 汽轮机进汽量不断增加。由于汽轮机没有接带负荷, 进汽量的增加有限, 不足以使主蒸汽压力保持不变。因此, 在汽轮发电机组没有并网接带负荷之前, 高压旁路减压阀仍需继续开大, 直到并网接带负荷后, 随着汽轮机流通能力的不断增强, 减压阀开始关小, 直到最后完全关闭。此时原先通过高压旁路的蒸汽流量完全转移到汽轮机。这一阶段属于定压运行。

(5) 压力跟踪。当锅炉产生的蒸汽量全部进入汽轮机, 高旁阀完全关闭时, 旁路系统进入压力跟踪方式。在该方式下, 如图 16-5 所示中的高旁主蒸汽压力设定值跟踪主蒸汽压力 p_T , 如图 16-4 所示, 压力偏差 Δp 信号经切换器 T1 后与主蒸汽压力 p_T 相加 ($p_s = p_T + \Delta p$), 构成高旁主蒸汽压力设定值, 这样设定值 p_s 始终大于主蒸汽压力 p_T , 于是压力控制器的输入始终为负偏差, 以保证旁路在机组正常运行时能可靠地关闭。这一阶段属于滑压运行。跟踪方式是旁路关闭后的正常运行方式。

如果主蒸汽压力超过设定值一定值时, 减压阀立即开启, 直到主蒸汽压力实际值小于设定值时, 高压旁路阀再次进入关闭状态。

290

最小阀位控制、最小压力控制、升压控制总称“启动”方式。

当机组为冷态启动时, 从锅炉点火、升温升压, 直到带上额定负荷运行的过程中, 旁路系统将经历以上所有的控制方式, 启动过程如图 16-6 所示, 运行人员可选择程控启动、自动及手动控制方式实现各个启动阶段的控制任务。

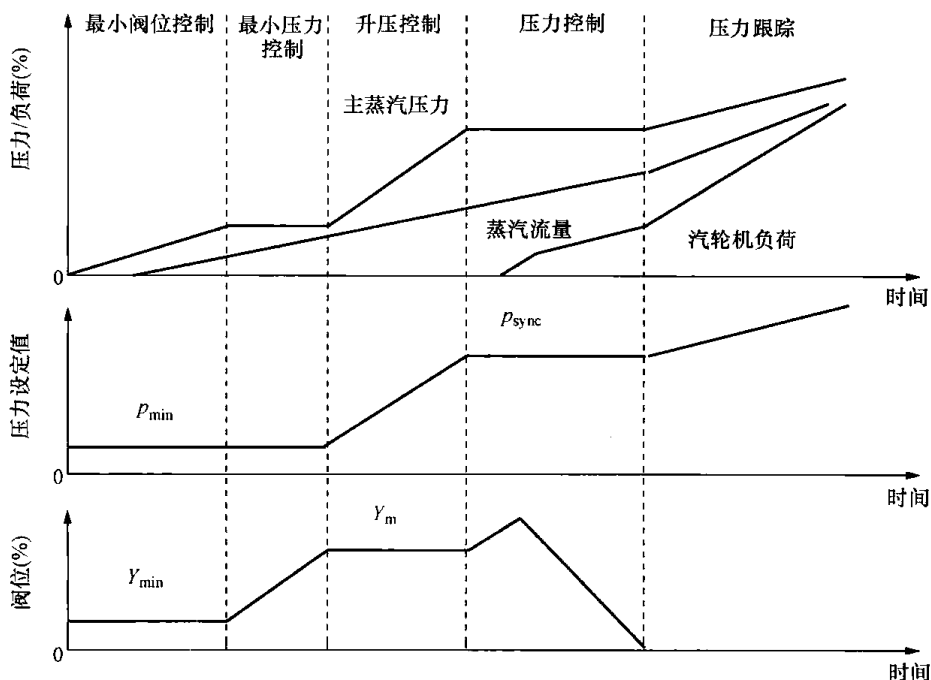


图 16-6 高压旁路控制系统的冷态启动曲线

当机组为热态启动时, 在汽轮机冲转之前, 主蒸汽压力设定值按限制的速率随实际压力 p_T 的升高而升高, 此时高压旁路减压阀开度保持设定开度 y_m 不变。当主蒸汽压力升高至冲转压力 p_{sync} 后, 旁路进入压力控制方式, 机组进入定压运行阶段。

重启动方式用于汽轮机短时停机而锅炉仍维持一定压力时的重新启动。这时实际压力 p_T

大于 p_{sync} ，所以一开始减压阀门会开大，先使压力回至冲转压力，然后进入压力控制方式。

主蒸汽压力设定值需在高压旁路控制参数画面上预先输入。一旦按下“启动”键，系统会根据当前的实际压力大小判断出于何种启动方式。

为防止锅炉超压或减少安全门动作，旁路系统设计了高压旁路快开功能，发生下列情况之一，高压旁路减压阀快速开启，并投自动方式：

- 1) 汽轮机跳闸。
- 2) 发电机断路器跳开。
- 3) 锅炉主燃料跳闸。
- 4) 主汽压太高。
- 5) 压力变化率大于设定值。
- 6) 接收到甩负荷信号。

满足下列任一条件，高压旁路减压阀快速关闭，并且自动切换到手动：

- 1) 高压旁路阀后温度太高。
- 2) 凝汽器真空低。
- 3) 低压旁路阀故障。
- 4) 汽机 110% 超速。

3. 高压旁路温度控制系统

在正常运行时，再热器入口蒸汽温度一般不超过 330°C ，而主蒸汽温度高达 540°C 左右。因此，当高旁减压阀门动作时，旁路蒸汽必须经过减温后才能进入再热器。

温度控制系统是通过改变喷水调节阀的开度，从而改变喷水量来实现高压旁路出口蒸汽温度（再热器入口蒸汽温度）控制，系统如图 16-7 所示。

根据高压旁路投运状态来选择相应的再热器入口蒸汽温度设定值，并可根据情况进行人工修正。当高压旁路减压阀开启时，再热器入口温度设定范围为 $300\sim 320^{\circ}\text{C}$ 。测量值与设定值的偏差经调节器处理后输出喷水调节阀开度，从而改变喷水流量来控制再热汽入口温度。当高压旁路减压阀关闭时，通过温度设定值使得温度调节器关闭喷水调节阀。

由主蒸汽压力和温度作为前馈修正喷水阀位指令，从而改变喷水强度。

出于安全目的，在喷水管路中串联安装了喷水隔离阀，以防止出现阀门动作不正确或喷水调节故障时大量的喷水进入再热器。

隔离阀是两位式控制，它与高压旁路减压阀进行联锁实现开、关控制。当高压旁路阀开（开度大于 2%），高压旁路喷水阀切自动时，高压旁路喷水隔离阀自动全开；高压旁路阀关

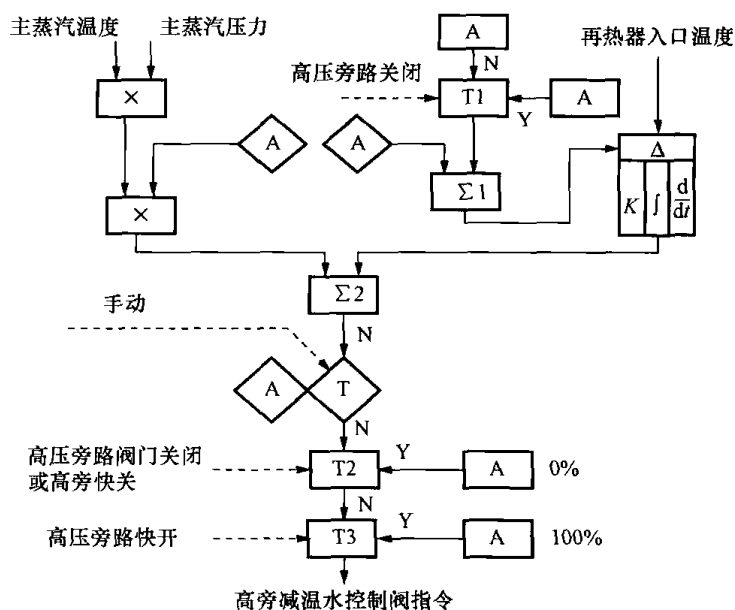


图 16-7 高旁减温控制系统

(开度小于 2%), 高压旁路喷水阀在自动时跟随关闭, 高压旁路喷水隔离阀全关。

二、低压旁路控制系统

高、低压旁路采用串联方式, 因此高、低压旁路必须协调动作。低压旁路的作用是将再热蒸汽经减温减压后引入到凝汽器, 所以低压旁路的运行状态会影响到凝汽器的安全运行。

低压旁路控制系统由低压旁路压力控制系统、低压旁路温度控制系统和喷水隔离阀控制系统三部分组成。

低压旁路压力控制系统的作用是通过调节低压旁路减压阀的开度来维持再热器出口压力等于给定值。

低压旁路温度控制系统是改变喷水调节阀的开度, 通过改变减温水的流量来控制低压旁路出口蒸汽温度, 从而保证凝汽器的安全运行。在机组故障快开低压旁路时, 会有高温再热蒸汽经低压旁路直接排入凝汽器, 故低压旁路喷水减温的幅度比高压旁路的大。

喷水隔离阀控制系统的作用是在减温水系统停止工作时, 通过关闭减温水隔离阀, 使减温水可靠切断, 防止漏流。

为保证旁路阀门的金属应力在允许范围内, 必须保证喷水量与蒸汽量相匹配。因此, 在旁路控制系统中, 低压旁路减压阀的开启、关闭与低压旁路喷水阀和喷水隔离阀的开启、关闭联锁。为了防止低压旁路出口蒸汽超温, 逻辑设计了低压旁路喷水阀闭锁低压旁路减压阀, 即启动低压旁路时, 应遵循先开水阀、后开汽阀的顺序。

1. 低压旁路压力控制系统

低压旁路压力控制系统是通过改变低压旁路两个减压阀的开度来实现的再热器出口压力控制, 两个减压阀由一个压力控制器控制, 以保证两个低压旁路阀的开度一致, 避免造成流量的不平衡。

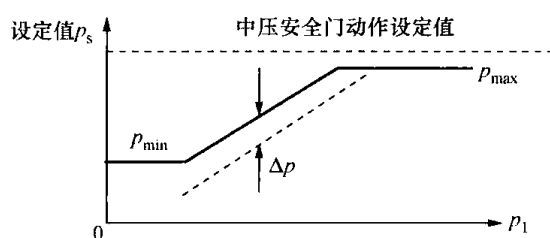


图 16-8 低压旁路压力控制系统

低压旁路的压力控制特性如图 16-8 所示, 低压旁路控制系统如图 16-9 所示。在机组不同负荷阶段, 再热器出口压力控制的设定值是不同的, 以起到不同的控制目的。

(1) 在启动和低负荷阶段。这时蒸汽未达到汽轮机冲转条件, 再热器出口压力设定值为最小值 $p_{\min}$, 如图 16-9 所示, 最小值 $p_{\min}$ 也可由运行人员修订。在锅炉刚点火后, 由于再热器出口压力小于 $p_{\min}$, 调节器入口偏差为负, 控制输出最小值, 这时低压旁路阀保持在关闭状态。随着再热汽压的不断升高, 当再热器出口压力大于 $p_{\min}$, 调节器入口偏差为正, 调节器控制输出逐渐增大, 低压旁路减压阀逐渐开大, 使一定的蒸汽流量通过再热器以保护再热器, 同时维持再热器出口压力为最小值 $p_{\min}$ 。

(2) 机组升负荷阶段。这时汽轮机冲转, 根据中间再热式机组的运行要求, 再热汽压力应与机组负荷相适应, 再热器压力随机组负荷变化而变化。因此, 低压旁路以“滑压方式”运行。这期间再热器出口压力设定值是变动的, 它与机组负荷成正比, 压力设定值略高于再热器实际压力, 目的使低压旁路压力减压阀保持在关闭状态。如图 16-9 所示, 如不考虑运行人员人工修正的话, 汽轮机调节级压力 p_1 经过函数发生器 $f(x)$ 构成这时的再热器出口压力设定值 p_s , 即 $p_s = k_R \times p_1 + \Delta p$

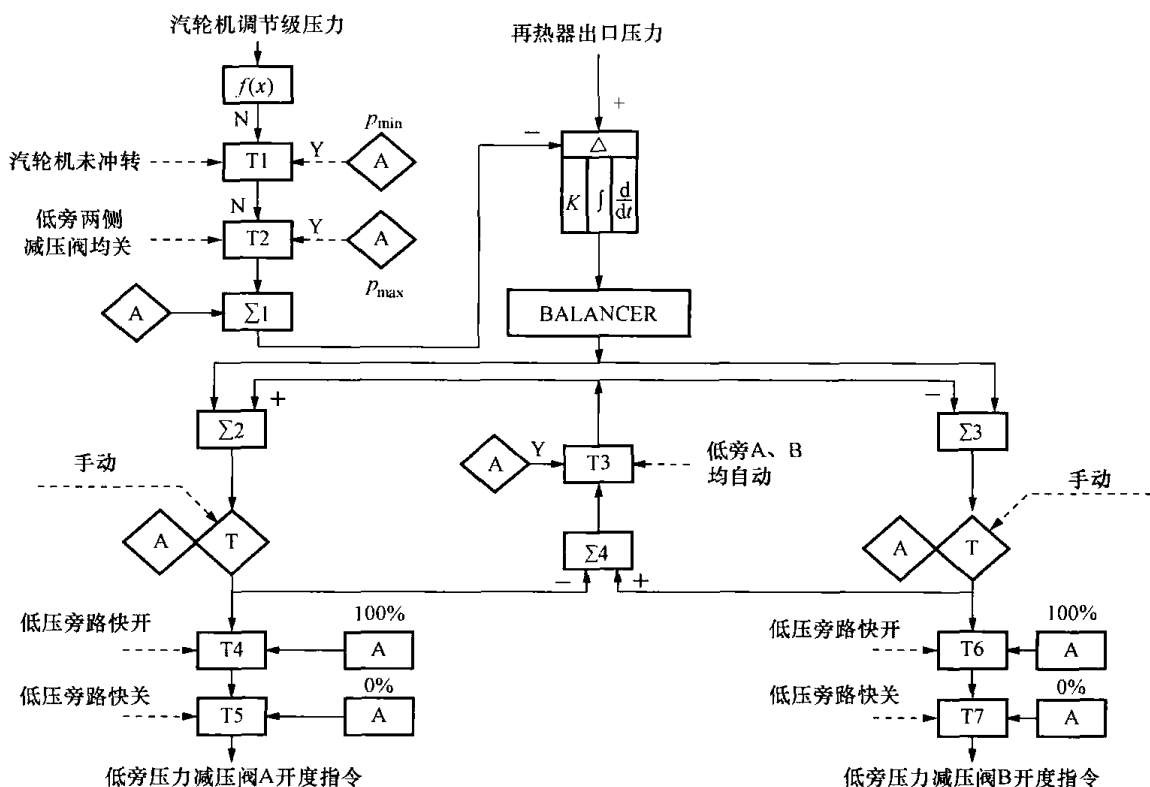


图 16-9 低旁压力控制系统

式中： k_R 为 100% 负荷时再热器出口压力设计值和汽轮机调节级压力设计值的比值； Δp 为偏差量。

汽轮机冲转后，汽轮机调节级压力 p_1 开始上升，而此时再热器出口压力应为 $k_R \times p_1$ ，由于压力设定值 $p_s = k_R \times p_1 + \Delta p > k_R \times p_1$ ，所以减压阀开始关小，直至全关。

(3) 安全保护。当低压旁路减压阀全关后，如图 16-9 所示，如不考虑运行人员人工修正的话，这时再热器出口压力设定值 p_s 为低压旁路最大压力设定值 $p_{\max}$ ，该值小于再热器安全门动作值。当再热器出口压力大于最大压力 $p_{\max}$ ，低压旁路减压阀门打开泄流泄压，而不造成安全门动作，只有在低压旁路开启后仍不能阻止再热器压力的上升时，安全门才动作。

为防止锅炉超压或减少安全门动作，旁路系统设计了低压旁路快开功能，发生下列情况之一，旁路控制系统快开低压旁路减压阀。

- 1) 汽轮机 110% 超速。
- 2) 高压旁路快开。
- 3) 再热蒸汽压力太高。

为了防止凝汽器超温超压，设计了低压旁路快关功能。满足下列任一条件，低压旁路减压阀快速关闭并且自动切换手动。

- 1) 凝汽器真空低。
 - 2) 凝汽器温度高。
 - 3) 凝汽器水位高。
 - 4) 低压旁路喷水压力低。
 - 5) 低压旁路阀后温度高。
2. 低压旁路温度控制系统

由于低压旁路来的蒸汽直接进入凝汽器，为了保护凝汽器，当低压旁路阀动作时，旁路

蒸汽必须经过减温后才能进入凝汽器。

低压旁路温度控制系统是由两套完全相同的温度控制系统来控制对应的喷水阀进行温度控制，在此仅介绍一侧的温度控制方案。

由于进入凝汽器的是饱和蒸汽或湿蒸汽，常规的测温方法不能代表蒸汽所具有的热量，因此控制系统采用蒸汽流量来计算低压旁路喷水流量。

低压旁路的温度控制如图 16-10 所示。被调量是低压旁路喷水流量，当低旁减压阀开度指令 $> 15\%$ 时，喷水流量设定值由蒸汽流量与喷水系数相乘得出。蒸汽流量由低旁减压阀开度指令、再热器出口压力和低旁温度计算出来的喷水系数是根据低旁温度按一定的函数关系计算出来的，其物理意义是冷却每单位流量的蒸汽所需的喷水量。由此可见，蒸汽流量和低旁温度均会影响喷水量。控制系统是通过控制喷水量来实现控制低旁温度的目的。

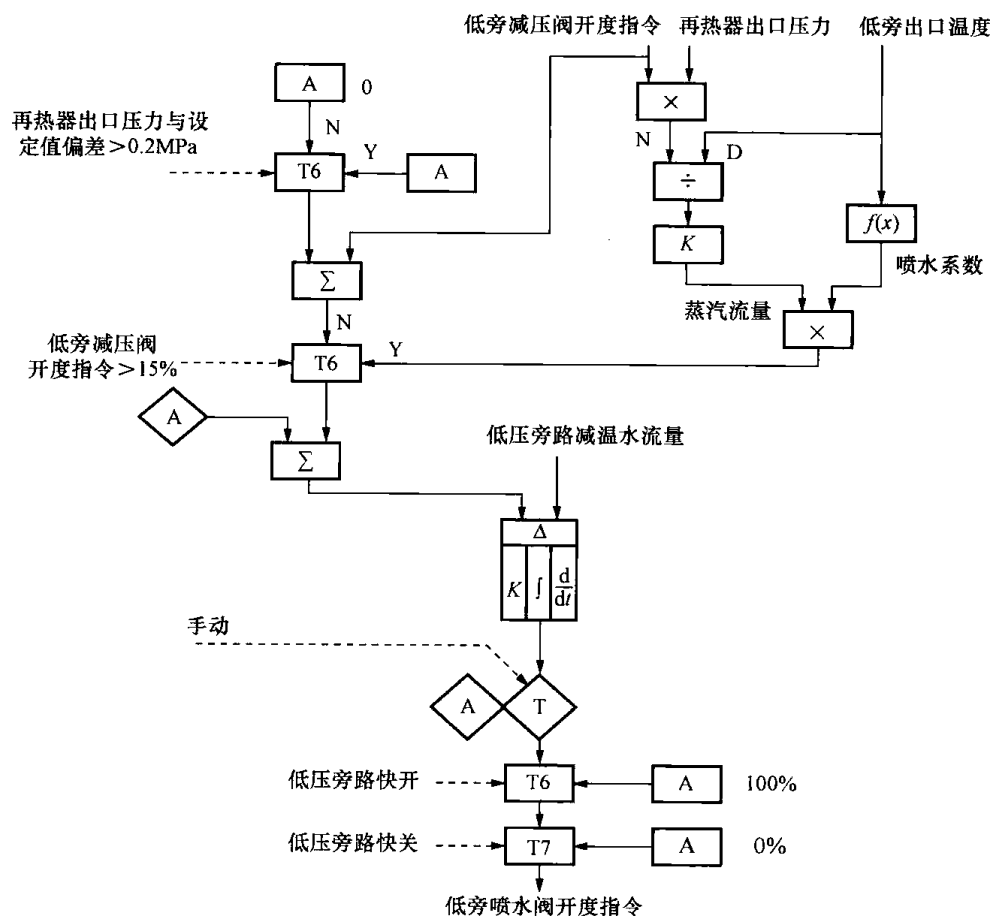


图 16-10 低压旁路温度控制

在低旁减压阀低开度情况下，喷水流量设定值是根据低旁减压阀开度指令（代表蒸汽流量）加修正值而给出。

低压旁路喷水隔离阀的作用与高压旁路喷水阀相同，它与低压旁路阀联锁开、关。当低压旁路减压阀开，低压旁路喷水阀切自动，低压旁路喷水隔离阀全开；低压旁路减压阀关，低压旁路喷水阀在自动时跟随关闭，低压旁路喷水隔离阀全关。与高压旁路喷水隔离阀一样，低压旁路喷水隔离阀也在开、关逻辑中设置了开优先权。

第三篇

先进控制策略及应用

第十七章 先进控制策略

第一节 自适应控制

一、概述

在实际的生产过程中,许多被控对象的数学模型随着时间或工作环境的变化而变化。对于被控制对象的参数在大范围内变化的情况,常规 PID 调节器不能很好地适应工艺参数的变化,需要经常进行参数调整。为了使被控对象参数在大范围内变化时,系统仍能自动地工作于最优或接近最优的状态,于是提出了自适应控制方法。自适应控制就是根据对象的结构和参数变化来自动调整控制器结构和参数的一种控制方法。

采用自适应控制方法的控制系统就是自适应控制系统,自适应控制系统有许多定义,但通常认为:自适应控制系统在工作过程中能不断地检测系统参数或计算运行指标,根据参数或运行指标的变化,改变控制参数或控制作用,使系统工作于最优工作状态或接近于最优工作状态。

下面通过图 17-1 所示对自适应控制系统加以说明。

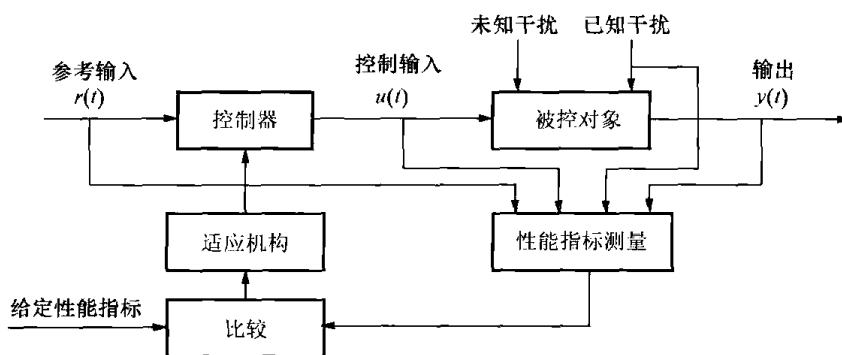


图 17-1 自适应控制系统框图

系统在运行过程中,根据参考输入 $r(t)$ 、控制输入 $u(t)$ 、对象输出 $y(t)$ 和已知外部干扰来测量对象性能指标,然后与给定的性能指标进行比较,通过适应机构来改变控制器参数(或者产生一个辅助的控制输入量加到被控对象上),以保证系统逐步接近给定性能指标,使系统处于最优或接近最优的工作状态。

二、自适应控制系统

自适应控制系统大致可分为三种类型。

- (1) 简单自适应控制系统。用简单方法进行辨识及修正控制器控制规律或控制器参数。
- (2) 模型参考自适应控制系统。采用了参考模型,该模型代表的是最终理想系统,即具

有预期的性能指标，并依据参考模型与过程输出的偏差调整控制器控制规律或参数，使实际系统的特性尽量与参考模型的特性靠拢。因此，在原有系统的反馈回路外加一个依据参考模型与实际系统输出值间的偏差调整控制算法的适应控制回路。

(3) 自校正控制系统。采用在线辨识方法，实时获得过程数学模型的参数，并根据控制性能指标自行校正控制算法。系统的控制性能指标可以是**最小方差**或是**线性二次型指标**。

1. 简单自适应控制系统

这类系统主要根据过程动态特性和扰动动态特性来调整控制器参数。通常仅调整控制器增益，因此又称为增益自适应控制系统。

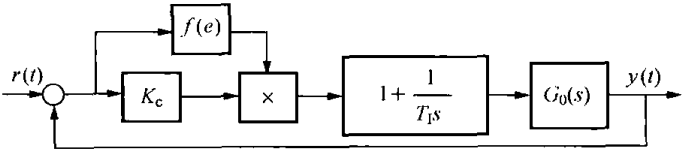


图 17-2 依据偏差的简单自适应控制系统

(1) 依据偏差自动调整控制器参数。

如图 17-2 所示是依据偏差自动调整控制器参数的例子。采用 PI 算法，则

$$u=K_c e f(e)+\frac{K_c}{T_I} \int_0^t e f(e) d t \tag{17-1}$$

式中： $f(e)$ 为偏差 e 的函数，一种最简单的算法是 $f(e)=|e|$ 。这表明偏差大时控制作用增强，偏差小时控制作用缓和。

从依据偏差自动调整控制器参数的观点看，这是一种简单自适应控制系统。从系统结构看，这是一种采用非线性控制规律的系统。

(2) 依据扰动自动调整控制器参数。

如图 17-3 所示是依据扰动值来自动调整控制器参数的例子。采用 PI 算法，则

$$u=K_c e g(f)+\frac{K_c}{T_I} \int_0^t e g(f) d t \tag{17-2}$$

式中： $g(f)$ 是负荷 f 的函数，最简单的关系是 $g(f)=f$ 或 $g(f)=1/f$ ，即当负荷增加时控制作用加强或削弱。

从系统本身的结构看，这是前馈—反馈控制系统。

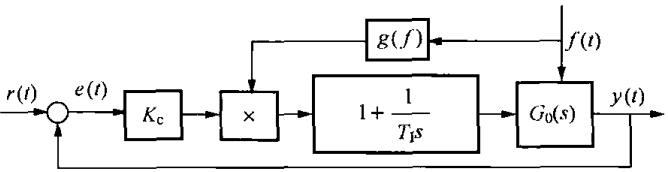


图 17-3 依据扰动的简单自适应控制系统图

(3) 自整定控制器。

依据系统过渡过程曲线的形状来自动整定 PID 参数，以使系统一直能在最优或接近最优的状况下运行。PID 控制器参数自整定技术的本质是设法辨识出过程的特性，然后按专家经验规律进行参数整定。

常用的自整定控制器是继电器型自整定控制器，它在控制器中设置两种模式，即测试模式和自动模式。在测试模式下，用一个滞环宽度为 h ，幅值为 d 的继电器代替控制器。如图 17-4 所示，利用其非线性，使系统输出等幅振荡（极限

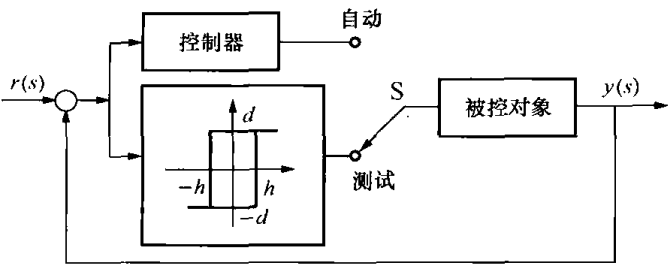


图 17-4 继电器型自整定控制系统框图

环)。因此,也称为极限环自整定控制器。根据测得的系统振荡幅度 A 和振荡周期 T_K , 用临界比例度法的经验整定公式计算控制器参数。在自动模式下, 控制器采用计算的控制器参数, 对系统进行自动控制。如果对象特性发生变化, 可重新切入测试模式进行测试, 得到新的整定参数。

图 17-4 所示为继电器型自整定控制系统框图。可以看出, 模式的切换是靠人工控制开关实现的。控制系统的整定步骤如下所述。

1) 在控制模式下, 通过人工控制使系统进入稳定状态, 然后将整定开关 S 切到测试模式, 接通继电器, 使系统输出等幅振荡。测出系统振荡幅度 A 和振荡周期 T_K , 并根据公式

$$\delta_k = \frac{\pi A}{4d} \quad (17-3)$$

求出临界比例度 δ_k 。与临界比例度法一样, 根据 T_K 和 δ_k , 用临界比例度法的经验公式, 求出控制器的整定参数, 并设置好。

2) 将整定开关 S 切到自动模式, 使控制系统正常运行。

2. 模型参考自适应控制系统

模型参考自适应控制系统 (Mode Reference Adaptive System, MRAS) 如图 17-5 所示,

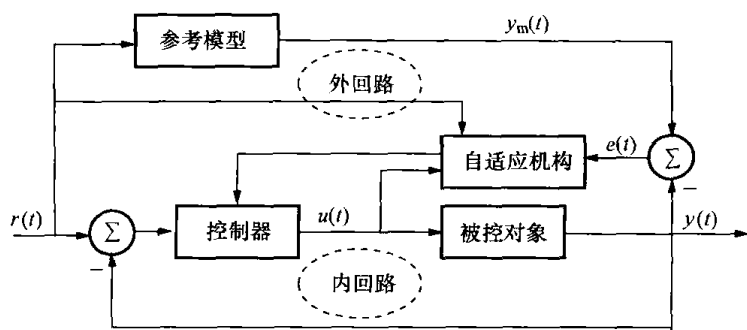


图 17-5 模型参考自适应控制系统框图

由参考模型、被控对象、反馈控制器和调整控制器参数的自适应机构等部分组成。这类控制系统包含两个控制回路, 即内回路和外回路。内回路是由被控对象和控制器组成的普通反馈回路, 而控制器的参数则由外回路调整。模型输出给出了对系统性能的要求。

控制器参数的自适应调整过程如下: 一方面输入 $r(t)$ 送到控制器, 产生控制作用 $u(t)$, 对被控对象进行控制, 系统的输出为 $y(t)$; 另一方面 $r(t)$ 送往参考模型, 其输出为 $y_m(t)$, 体现了所期望的性能要求。将 $y(t)$ 和 $y_m(t)$ 进行比较, 结果产生偏差 $e(t)$ (由于对象的初始参数未知, 控制器的初始参数不可能调整得很好, 所以, 一开始运行系统的输出 $y(t)$ 与模型的输出 $y_m(t)$ 是不可能完全一致的), 由 $e(t)$ 驱动自适应机构, 经过自适应律运算, 产生适当的调节作用, 直接改变控制器的参数, 或者产生一个辅助控制输入量, 叠加到被控对象的输入上, 从而使系统的输出 $y(t)$ 逐步地与模型输出 $y_m(t)$ 接近, 直到 $y(t)=y_m(t)$, $e(t)=0$ 为止。当 $e(t)=0$ 后, 自适应参数调整过程也就自动中止。在运行中如果对象特性发生变化, 又会有 $e(t)$ 产生, 则重复上述的自适应过程。

在模型参考自适应控制系统中, 用来更新控制系统参数的依据是相对于理想参考模型的广义误差 $e(t)$ 。参考模型与控制系统模型, 可以用系统的传递函数、微分方程、输入/输出方程或系统的状态方程来表示。设计这类控制系统的关键问题在于设计一个稳定的、具有较高性能的自适应律, 即自适应机构所应遵循的算法。目前自适应律的设计有两种方法:

参数最优化的设计方法。利用最优化技术 (如梯度) 搜索到一组控制器的参数, 使某个预定的性能指标达到最小。

基于稳定理论的设计方法。其基本思想是保证控制器参数的自适应调整过程稳定, 然后

再使该调整过程尽可能收敛得快一些。Lyapunov 稳定性理论和 Popov 的超稳定理论都是设计自适应律的有效工具。

(1) 参数最优化方法。

先假设控制器若干可调整的参数，然后定义衡量系统输出与参考模型输出之间偏差的性能指标，最后，寻找最优可调参数，使偏差性能指标最小。最典型的模型参考自适应控制系统是 20 世纪 60 年代初期美国麻省理工学院为飞机自动驾驶而设计的 MIT 系统，该系统就是利用参数最优化方法来设计自适应律的。

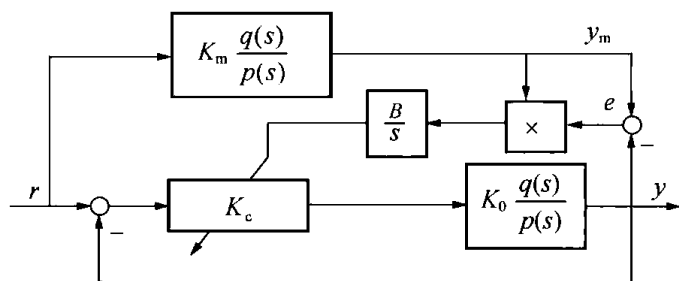


图 17-6 MIT 模型参考自适应控制系统适应控制算法框图

如图 17-6 所示，MIT 系统取一个可调参数 $K_c(t)$ ，优化的目标函数 J 为偏差 $e(t)$ 的平方积分。

$$J = \int_0^t e^2(\tau) d\tau \quad (17-4)$$

控制器增益 K_c 按式 (17-5) 调整

$$\dot{K}_c = B e y_m \quad (17-5)$$

显然，只有在 $e=0$ 时， K_c 才会平稳不变，因此可以实现无静差的要求。 K_c 的适应性调整算法导出过程如下。

采用梯度法寻优

$$\frac{\partial J}{\partial K_c} = \int_0^t 2e \frac{\partial e}{\partial K_c} d\tau \quad (17-6)$$

K_c 应按负梯度方向改变，即

$$K_c - K_{c,0} = -\alpha \frac{\partial J}{\partial K_c} = -B' \int_0^t e \frac{\partial e}{\partial K_c} d\tau \quad (17-7)$$

式中： $K_{c,0}$ 为 K_c 的初值； B' 为正数，比例系数。

将上式对 t 取导数，得

$$\dot{K}_c = -B' e \frac{\partial e}{\partial K_c} \quad (17-8)$$

断开自适应回路时，开环系统传递函数为

$$G(s) = (K_m - K_0 K_c) \frac{q(s)}{p(s)} \quad (17-9)$$

改为微分方程形式，即

$$p(D)e = (K_m - K_0 K_c) q(D)r \quad (17-10)$$

对 K_c 求导，得到

$$p(D) \frac{\partial e}{\partial K_c} = -K_0 q(D)r \quad (17-11)$$

参考模型输出 y_m 满足

$$p(D)y_m = K_m q(D)r \quad (17-12)$$

式 (17-11) 除以式 (17-12) 得到下式

$$\frac{\partial e}{\partial K_c} = -\frac{K_0}{K_m} y_m \quad (17-13)$$

将式 (17-13) 代入式 (17-8), 得到

$$\dot{K}_c = B e y_m \quad (17-14)$$

式中: $B = -\frac{K_0}{K_m} B'$ 。

采用参数最优化方法设计的参考模型自适应控制系统的缺点是: 不能保证参数调整过程中, 系统总是稳定的。因此, 基于稳定性理论的设计方法引起了更广泛的关注。

(2) 基于 Lyapunov 稳定性理论的方法。

Lyapunov 稳定性第二理论指出, 系统 $\dot{x} = f(x, t)$, 在原点稳定的充分条件是: 存在一个具有连续偏导数的正定函数 $V(e)$, 沿着系统方程轨线的导数 $\dot{V}(e)$ 是负定的, 则系统是渐近稳定的。

如图 17-6 所示, 过程模型参数为

$$\begin{aligned} p(s) &= Ts + 1 \\ q(s) &= 1 \end{aligned}$$

系统动态方程为

$$T\dot{e} + e = (K_m - K_c K_0)r \quad (17-15)$$

设初始时刻 $K_m = K_c K_0$, 令 $K = K_m - K_c K_0$ 或 $\dot{e} = -e/T + K r/T$, 选用李亚普诺夫函数为

$$V(e) = e^2 + \lambda K^2 \quad (17-16)$$

$$\text{则} \quad \frac{dV}{dt} = 2e \frac{de}{dt} + 2\lambda K \frac{dK}{dt} = -\frac{2}{T} e^2 + \frac{2}{T} K e r + 2\lambda K \frac{dK}{dt} \quad (17-17)$$

式 (17-17) 中第一项恒为负, 如果第二、三项之和为零, 则能够满足系统稳定性的充分条件。因此, 当满足

$$\frac{dK}{dt} = -\frac{er}{\lambda T} \quad (17-18)$$

时, 系统稳定。

根据 $K = K_m - K_c K_0$, 则有

$$\begin{aligned} \frac{dK_c}{dt} &= -\frac{er}{\lambda T K_0} = B e r \\ B &= -\frac{1}{\lambda T K_0} \end{aligned} \quad (17-19)$$

自适应控制系统的结构与参数最优化方法所得到的结构相同。

3. 自校正控制系统

自校正控制系统的基本思想是将被控过程的输入信号和输出信号送往过程参数辨识器,

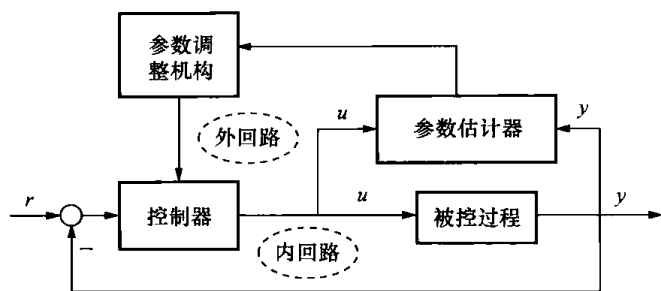


图 17-7 自校正控制的基本结构

并在线辨识出被控过程的数学模型，参数调整机构便根据辨识结果设计计算自校正控制律和修改控制器参数，以改变控制器的控制作用，直到控制性能指标接近最优。图 17-7 所示是自校正控制系统的基本结构。

该类系统也包括两个回路。内回路包括被控过程和一个普通的线性反馈控制器

器，这个控制器的参数由外回路调整。外回路则由一个递推参数估计器和控制器参数调整机构组成。由于控制器的控制律是多样的，如 PID 控制、最小方差控制、线性二次型最优控制、极点配置和广义最小方差控制等，而且参数估计的方法也是多样的，如递推最小二乘法、广义最小二乘法、辅助变量法和极大似然法等，因此自校正控制系统的设计方案也是多种多样的，可以采用各种不同控制方法和估计方法来搭配，以满足不同的性能要求。

(1) 最小方差控制器。

最小方差控制器是最基本、最简单的自校正最小方差控制器，典型的辨识与控制的结合体。辨识部分采用递推最小二乘法，控制部分采用最小方差控制。

设被控过程为单输入单输出类型，其模型为自回归平均滑动模型，即

$$A(z^{-1})y(k) = z^{-d}B(z^{-1})u(k) + \lambda C(z^{-1})e(k) \quad (17-20)$$

其中

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} + \dots + a_nz^{-n} \quad (17-21)$$

$$B(z^{-1}) = b_0 + b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + \dots + b_mz^{-m}, \quad b_0 \neq 0 \quad (17-22)$$

$$C(z^{-1}) = 1 + c_1z^{-1} + c_2z^{-2} + \dots + c_rz^{-r} \quad (17-23)$$

假设 $A(z^{-1})$ 、 $B(z^{-1})$ 和 $C(z^{-1})$ 的全部 z^{-1} 零点都在单位圆内或单位圆上，即都是稳定的多项式。 $y(k)$ 为输出变量， $u(k)$ 为控制变量， $e(k)$ 为白噪声，其均值为 0，方差为 1， d 为时滞的拍数。

设 y 的设定值为 y_r 。现在要决定在 k 拍的控制作用 $u(k)$ 。因为过程有时滞， $u(k)$ 的作用要在 $(k+d)$ 拍才影响到输出变量；同时，由于随机干扰存在，而且在 $(k+1)$ 拍以后的干扰是无法预知的，所以，只能使 $y(k+d)$ 在统计意义上最接近 y_r 。如果把目标函数定义为

$$J = E\{[y(k+d) - y_r]^2\} \Rightarrow \min \quad (17-24)$$

则称为最小方差控制。

$y(k+d)$ 的预测值可从式 (17-20) 稍加变换得到，即

$$y(k+d) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}u(k) + \lambda \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})}e(k+d) \quad (17-25)$$

虽然 $e(k)$ 以下各项可以通过现有的测量数据计算出来，但是 $e(k+1)$ ， $e(k+2)$ ， $\dots$ ， $e(k+d)$ 在 k 时刻尚未出现，因此无法预测。为此将 $C(z^{-1})/A(z^{-1})$ 分解为两部分，即

$$\frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})} = F(z^{-1}) + z^{-d} \frac{G(z^{-1})}{A(z^{-1})} \quad (17-26)$$

即把 $C(z^{-1})$ 与 $A(z^{-1})$ 除式中的前面 d 项记作 $F(z^{-1})$ ，而把余项记作 $z^{-d}G(z^{-1})$ ，即

$$F(z^{-1})=1+f_1z^{-1}+f_2z^{-2}+\cdots+f_{d-1}z^{-(d-1)} \quad (17-27)$$

$$G(z^{-1})=g_0+g_1z^{-1}+g_2z^{-2}+\cdots+g_{n-1}z^{-(n-1)} \quad (17-28)$$

代入式 (17-25) 得

$$y(k+d)=\frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}u(k)+\lambda F(z^{-1})e(k+d)+\lambda \frac{G(z^{-1})}{A(z^{-1})}e(k) \quad (17-29)$$

同时, 由式 (17-20) 可知

$$\lambda e(k)=\frac{A(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k)-\frac{B(z^{-1})}{C(z^{-1})}z^{-d}u(k) \quad (17-30)$$

代入式 (17-29) 并整理得

$$y(k+d)=\lambda F(z^{-1})e(k+d)+\left[\frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}-z^{-d}\frac{B(z^{-1})G(z^{-1})}{C(z^{-1})A(z^{-1})}\right]u(k)+\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) \quad (17-31)$$

再用式 (17-26) 将上式简化, 得

$$y(k+d)=\lambda F(z^{-1})e(k+d)+\frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k)+\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) \quad (17-32)$$

上式等号右边的第一项是无法预测的, 但第二、第三项是可以利用测量值计算的。因此, 预测值 $\hat{y}(k+d)$ 可取为

$$\hat{y}(k+d)=\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k)+\frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) \quad (17-33)$$

这样的预测估计值是最小方差估计。因为

$$\begin{aligned} J &= E[\hat{y}(k+d)-y(k+d)]^2 \\ &= E\left[\hat{y}(k+d)-\frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k)-\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k)-\lambda F(z^{-1})e(k+d)\right]^2 \end{aligned} \quad (17-34)$$

考虑到等号右边的最末一项与其他各项独立无关, 同时 $e(k+d)$ 的均值为 0, 因此

$$\begin{aligned} E[\hat{y}(k+d)-y(k+d)]^2 &= E\left[\hat{y}(k+d)-\frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k)-\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k)\right]^2 \\ &\quad + E[\lambda F(z^{-1})e(k+d)]^2 \end{aligned} \quad (17-35)$$

要使方差为最小值, 式 (17-35) 等号右边的第一个均值项应为 0, 这就是式 (17-33) 的预测值公式。这时的方差为

$$J_{\min}=E[\lambda F(z^{-1})e(k+d)]^2 \quad (17-36)$$

因为 $E[e^2(k)]=1$, $E[e(k)e(j)]=0$ ($k \neq j$), 所以

$$J_{\min}=\lambda^2(1+f_1^2+\cdots+f_{d-1}^2) \quad (17-37)$$

将式 (17-33) 代入式 (17-24) 可得

$$J=E\left\{\left[\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k)+\frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k)-y_r\right]^2\right\} \quad (17-38)$$

最小方差控制器是求 $u(k)$, 使上述达最小, 则必有方括号内各项之和为 0, 即当设定值不变时, 有 $y_r=0$, 则

$$u(k) = \frac{-G(z^{-1})}{B(z^{-1})F(z^{-1})} y(k) \quad (17-39)$$

因此, 最小方差控制器为

$$G_c(z^{-1}) = \frac{-G(z^{-1})}{B(z^{-1})F(z^{-1})} \quad (17-40)$$

要实现上式必须估计出 $A(z^{-1})$, $B(z^{-1})$ 和 $C(z^{-1})$ 的全部参数。更直接的方法是使用下列形式的系统方程:

$$y(k+d) = \alpha_1 y(k) + \alpha_2 y(k-1) + \dots + \alpha_m y(k-m+1) + \beta_0 u(k) + \beta_1 u(k-1) + \dots + \beta_p u(k-p) + \xi(k+d) \quad (17-41)$$

去掉未知的最后一项——随机干扰 $\xi(k+d)$, 就称为预测方程。预测方程的矩阵形式为

$$y(k+d) = \beta_0 u(k) + \Phi^T(k) \theta \quad (17-42)$$

或

$$y(k) = \beta_0 u(k-d) + \Phi^T(k-d) \theta \quad (17-43)$$

式中: 模型参数向量 $\theta = [\alpha_1, \dots, \alpha_m, \beta_1, \dots, \beta_p]^T$, 测量数据向量 $\Phi^T(k) = [y(k), \dots, y(k-m+1), u(k-1), \dots, u(k-p)]$ 。 β_0 本身是模型参数的一项, 可先行估计, 然后进行闭环辨识来估计参数 θ 。

设 $\hat{\theta}$ 为参数向量 θ 的最小二乘估计, 则参数向量 θ 的递推最小二乘估计公式为

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - K(k)[y(k) - \beta_0 u(k-d) - \Phi^T(k-d)\hat{\theta}(k-1)] \quad (17-44)$$

$$K(k) = P(k-1)\Phi(k-d)[\rho + \Phi^T(k-d)P(k-1)\Phi(k-d)]^{-1} \quad (17-45)$$

$$P(k) = \frac{1}{\rho} [I - K(k)\Phi^T(k-d)]P(k-1) \quad (17-46)$$

式中: 已知 $P(0)$, ρ 为遗忘因子, $0 < \rho \leq 1$ 。递推估计值 $\theta(k)$ 得到的最小方差控制规律为

$$u^*(k) = \frac{-G(z^{-1})}{\hat{\beta}(z^{-1})} y(k) \quad (17-47)$$

或

$$u^*(k) = -\frac{1}{\beta_0} \Phi^T(k) \hat{\theta}(k) \quad (17-48)$$

基本自校正控制器原理简单, 实现也比较方便, 能通过在线辨识逐渐获得过程的真实动态特性, 并不断地校正控制参数。实践表明, 这一控制规律的效果要比 PID 控制好得多, 因此在工业过程控制中得到了越来越多的应用。但是也存在一些缺陷, 这种控制规律以最小方差为目标函数, 有时 $u(k)$ 的变化很大, 这在工程上是难以接受的。同时, 对于非最小相位系统的对象会导致不稳定, 因为这时的参数估计不准确。

(2) 广义最小方差自校正控制器。

为了克服上述最小方差控制器的缺陷, 提出了广义最小方差控制器。它要求把最小方差控制的性能指标为

$$J = E\{[y(k+d) - y_r]^2\} \Rightarrow \min$$

改为广义最小方差控制指标为

$$J = E\{[y(k+d) - y_r]^2 + \lambda u^2(k)\} \Rightarrow \min \quad (17-49)$$

式中: Λ 为控制作用 $u(k)$ 的加权系数。

与讨论最小方差控制时一样, 可以导出关系式

$$y(k+d) = \lambda F(z^{-1})e(k+d) + \frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) + \frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) \quad (17-50)$$

把式 (17-50) 代入式 (17-49), 而且当设定值不变时, 有 $y_r = 0$, 则

$$J = E \left\{ \left[\lambda F(z^{-1})e(k+d) + \frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) + \frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) \right]^2 + \Lambda u^2(k) \right\} \quad (17-51)$$

上式右边括号内的 $\lambda F(z^{-1})e(k+d)$ 为 $k+1$ 之后的信息, 与右边其他项 (属 k 及 k 以前的信息) 是无关的, 所以 J 可以分解为

$$J = E \left\{ \left[\lambda F(z^{-1})e(k+d) \right]^2 \right\} + E \left\{ \left[\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) + \frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) \right]^2 \right\} + E [\Lambda u^2(k)] \quad (17-52)$$

为了求得使 J 最小的 $u(k)$, 可求 J 关于 $u(k)$ 的导数, 并令其为零。由于上式右边第一项与 k 时刻的 $u(k)$ 无关, 所以对 $u(k)$ 求导数为零, 因此

$$\frac{\partial J}{\partial u(k)} = 0 + 2 \left[\frac{G(z^{-1})}{C(z^{-1})}y(k) + \frac{B(z^{-1})F(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) \right] b_0 + 2\Lambda u(k) = 0$$

整理后可得

$$u(k) = - \frac{G(z^{-1})}{B(z^{-1})F(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0}C(z^{-1})} y(k) \quad (17-53)$$

应该注意的是, 在推导过程中用到 $u(k)$, $u(k-1)$, $u(k-2)$, $\dots$ 之间是线性独立的假设, 否则得不到上式结果。

根据式 (17-53) 可知被控过程组成如图 17-8 所示的方框图。

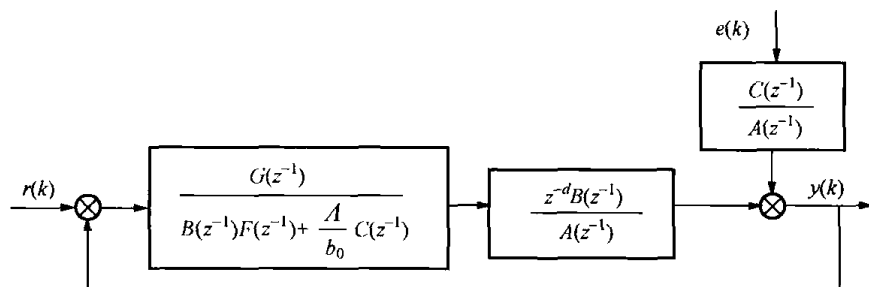


图 17-8 广义最小方差控制系统方框图

由闭环系统方块图获得闭环的特征方程为

$$1 + \frac{z^{-d} G(z^{-1}) B(z^{-1})}{\left[B(z^{-1}) F(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} C(z^{-1}) \right] A(z^{-1})} = 0$$

即

$$A(z^{-1}) B(z^{-1}) F(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} C(z^{-1}) A(z^{-1}) + z^{-d} G(z^{-1}) B(z^{-1}) = 0 \quad (17-54)$$

把式 (17-26) 代入式 (17-54), 经整理得特征方程为

$$C(z^{-1}) \left[B(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} A(z^{-1}) \right] = 0 \quad (17-55)$$

当 $\Lambda=0$ 时, 可得一般最小方差控制的闭环特征方程为

$$C(z^{-1})B(z^{-1})=0 \quad (17-56)$$

比较式 (17-55) 和式 (17-56) 可知, 当 $B(z^{-1})$ 是非最小相位时, 也就是多项式 $B(z^{-1})$ 有零点在单位圆外或圆上时, 由式 (17-56) 知, 最小方差控制的闭环是不稳定的; 但由式 (17-55) 可知, 尽管 $B(z^{-1})$ 是非最小相位的, 广义最小方差控制系统却不一定是不稳定的。因为当

$\Lambda \rightarrow 0$ 时, 特征方程 $C(z^{-1}) \left[B(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} A(z^{-1}) \right] = 0$ 的零点趋于 $B(z^{-1})$ 的零点, 只要 $B(z^{-1})$ 是

非最小相位的, 闭环系统就不稳定。当 $\Lambda \rightarrow \infty$ 时, 特征方程 $C(z^{-1}) \left[B(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} A(z^{-1}) \right] = 0$ 的

零点趋于 $A(z^{-1})$ 的零点, 即趋于被控过程的极点。已知被控过程是稳定的, $A(z^{-1})$ 的零点在

单位圆内, 因此, Λ 增大, $C(z^{-1}) \left[B(z^{-1}) + \frac{\Lambda}{b_0} A(z^{-1}) \right] = 0$ 的零点向 $A(z^{-1})$ 的零点趋近, 即使

$B(z^{-1})$ 是非最小相位的, 闭环系统仍可以稳定, 这就是广义最小方差控制的一个优点。同时, 它也解决了最小方差控制中有时控制量 $u(k)$ 很大的问题。由式 (17-53) 右边可知, 由于分母第一项 $B(z^{-1})$ 中的 b_0 与分母第二项的 b_0 对 $u(k)$ 的作用正好相反, 所以 b_0 已不像最小方差控制起那么大的作用。

另一种改进的自校正控制是极点配置控制, 它也可以很好地解决最小方差控制的上述两个缺陷。有关这种控制策略的详细内容这里不再深入讨论, 只对其基本思想说明如下: 这种控制方法在图 17-8 所示的闭环系统中, 确定控制器的参数 $G(z^{-1})$ 和 $F(z^{-1})$, 使控制系统闭环传递函数的极点处于希望的位置上, 然后由 $G(z^{-1})$ 和 $F(z^{-1})$ 算得控制作用 $u(k)$ 。

第二节 预 测 控 制

20 世纪 70 年代后期, 工业过程领域内出现了一类新型控制算法, 如动态矩阵控制 (Dynamic Matrix Control, DMC)、模型算法控制 (Model Algorithmic Control, MAC)。这类算法以对象脉冲响应或阶跃响应为模型, 采用滚动推移的方式在线地对过程实现优化控制, 在复杂的工业过程中显现出良好的控制性能。1978 年, 理查勒特 (Rickalet) 首次详细阐述了这类算法产生的动因、机理及其在工业过程中的应用效果。从此, 预测控制 (Predictive Control) 作为这类新型控制算法的统一名称。

一、预测控制基本特点

预测控制有很多不同的算法, 但模型预测控制 (MPC) 都具有三个基本要素, 预测模型、滚动优化、反馈校正。

(1) 预测模型。

预测模型的功能是根据对象的历史信息和未来输入预测其未来输出。这里只强调模型的功能而不强调其结构形式。因此, 状态方程、传递函数这类传统的模型都可以作为预测模型。对于线性稳定对象, 甚至阶跃响应、脉冲响应这类非参数模型, 也可直接作为预测模型使用。

此外,非线性系统、分布参数系统的模型,只要具备上述功能,也可在对这类系统进行预测控制时作为预测模型使用。

(2) 滚动优化。

预测控制本质上是一种优化控制算法,它是通过某一性能指标的最优来确定未来的控制作用的。这一性能指标涉及到系统未来的行为,例如,通常可取对象输出在未来的采样点上跟踪某一期望轨迹的方差为最小,但也可取更广泛的形式,例如要求控制能量为最小而同时保持输出在某一给定范围内等。性能指标中涉及到的系统未来行为,是根据预测模型由未来的控制策略决定的。

但预测控制中的优化与传统意义上的离散最优控制有很大的差别。这主要表现在预测控制中的优化是一种有限时域的滚动优化。在每一采样时刻,优化性能指标只涉及到从该时刻起未来有限的时间,而到下一采样时刻,这一优化时段同时向前推移。预测控制不是用一个对全局相同的优化性能指标,而是在每一时刻有一个相对于该时刻的优化性能指标。不同时刻优化性能指标的相对形式是相同的,但其绝对形式,即所包含的时间区域,则是不同的。在预测控制中,优化不是一次离线进行,而是反复在线进行的,这就是滚动优化的含义,也是预测控制区别于传统最优控制的根本所在。

(3) 反馈校正。

预测控制是一种闭环控制算法。在通过优化确定了一系列未来的控制作用后,为了防止模型失配或环境干扰引起控制对理想状态的偏离。预测控制通常不是把这些控制作用逐一全部实施,而只是实现本时刻的控制作用。到下一采样时刻,则首先检测对象的实际输出,并利用这一实时信息对基于模型的预测进行修正,然后再进行新的优化。

反馈校正形式是多样的,可以在保持预测模型不变的基础上,对未来的误差作出预测并加以补偿,也可以根据在线辨识的原理直接修改预测模型。不论采用何种校正形式,预测控制都把优化建立在系统实际的基础上,并力图在优化时对系统未来的动态行为作出较准确的预测。预测控制中的优化不仅基于模型,而且利用了反馈信息,因而构成了闭环优化。

二、模型预测控制原理

模型预测控制(MPC)系统的组成如图 17-9 所示。

其中, y 是系统当前输出, y_r 是根据设定值和 y 求得的参考轨迹, y_m 是预测模型的直接输出, y_p 是经反馈校正后的预测输出, 虚线部分将 y_m 与 y 之间的偏差 e

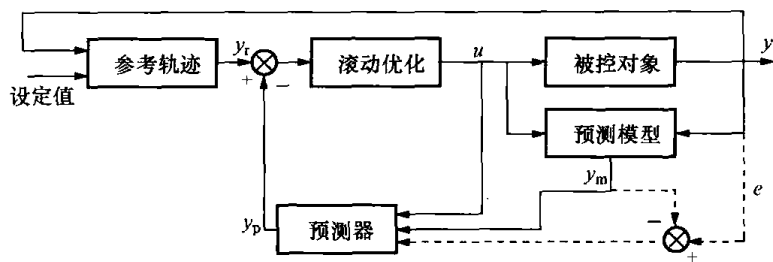


图 17-9 MPC 原理框图

反馈给预测器以便进行反馈校正。图 17-9 所示中各部分的作用如下所述。

(1) 参考轨迹。它对改变闭环系统的动态特性及鲁棒性起重要作用,根据 y 与设定值生成的 y_r 是从系统当前输出到设定值的一条光滑轨迹。

(2) 滚动优化。在每个采样周期,求解有限时域优化问题,并将求出的最优控制序列中对应当前时刻的部分应用于被控对象。

(3) 预测模型和预测器。基于模型和系统信息求出预测值 y_m , 并根据过去的预测偏差信息,对其进行反馈校正,得到校正后的预测输出 y_p 。

模型预测控制数学表达, 考虑如下系统

$$x(k+1)=f[x(k),u(k)] \quad (17-57)$$

其中 $x(k) \in R^n$ 是 k 时刻的状态向量, $u(k) \in R^m$ 是控制输入向量, $f: R^n \times R^m \rightarrow R^n$ 。不失一般性, 假设原点 $x=0$, $u=0$ 是 $f(\cdot)$ 的一个平衡点, 即 $f(0,0)=0$ 。

该系统服从如下形式的输入和状态约束

$$u(k) \in U \quad (17-58)$$

$$x(k) \in X \quad (17-59)$$

X 是系统状态的可行解集合, U 是控制输入的可行解集合。通常 U 是 R^m 中的凸的紧集, X 是 R^n 中的凸的闭集, U 和 X 都包含原点。

考虑系统式 (17-57), 使其在约束式 (17-58) 和式 (17-59) 下, 达到某种预定的指标, 例如, 将某些状态驱动至原点或某平衡状态 x_r , 提出以下有限时域优化问题, 定义目标函数

$$V[x, k, \bar{u}(\cdot); M, N] = \sum_{i=k}^{k+N-1} L[\bar{x}(i+1), \bar{u}(i)] + F[x(k+N)] \quad (17-60)$$

并给定一下约束

$$\bar{x}(k+1)=f[\bar{x}(k), \bar{u}(k)], \bar{x}(k)=x \quad (17-61a)$$

$$\bar{u}(\tau) \in U, \forall \tau \in \{k, k+1, \dots, k+M-1\} \quad (17-61b)$$

$$\bar{u}(\tau) = \bar{u}(k+M-1), \forall \tau \in \{k, k+1, \dots, k+M-1\} \quad (17-61c)$$

$$\bar{x} \in X, \forall \tau \in \{k, k+1, \dots, k+N\} \quad (17-61d)$$

$$\bar{x}(k+N) \in x_f \subset X \quad (17-61e)$$

为实现所谓有限时域滚动优化控制策略, 基于当前时刻新的系统信息 (x, k) , 用数学规划方法寻找满足控制、状态及终端约束的控制序列 $\bar{u}^0(\cdot; (x, k), M, N)$ (后面简写为 $\bar{u}^0(\cdot; (x, k))$), 即

$$\bar{u}^0(\cdot; (x, k)) = \{u^0(k; (x, k)), u^0(k+1; (x, k)), \dots, u^0(k+M-1; (x, k))\} \quad (17-62)$$

使有限时域目标函数 V 最小, 并将 $\bar{u}^0$ 序列中的第一个值施加给被控系统, 即系统的闭环控制律由下式定义

$$K_N(x, k) = \bar{u}^0(k; (x, k)) = u^0(x, k) \quad (17-63)$$

相应得到最优目标函数值 $V^0(x, k, u^0(x, k); M, N)$, 以后简写为 $V^0(k)$, 表示从 k 时刻的初始状态 x 开始, 求解开环优化问题得到的最优目标函数值。到了下一个采样周期, 将根据新的系统信息 $[x(k+1), k+1]$ 重复上一采样周期的操作, 从而实现滚动时域控制。

从预测控制的基本原理来看, 这类方法具有下列明显的特点:

- (1) 建模方便, 过程的描述可以通过简单的试验获得, 不需要深入了解过程的内部机理。
- (2) 采用了非最小化描述的离散卷积和模型, 信息冗余量大, 有利于提高系统的鲁棒性。
- (3) 采用了滚动优化策略, 即在线反复进行优化计算, 滚动实施, 使模型失配、畸变、干扰等引起的不确定性及时得到弥补, 从而得到较好的动态控制性能。

(4) 可在不增加任何理论困难的情况下, 将这类算法推广到有约束条件、大迟延、非最小相位以及非线性等过程, 并获得较好的控制效果。

三、预测控制常用算法

在预测控制一般原理（即预测模型、滚动优化、反馈校正三项要素）的基础上，采用不同的模型形式、优化策略和校正措施，可以形成不同的预测控制算法。下面介绍几种预测控制算法，其中，模型算法控制（MAC），动态矩阵控制（DMC）和广义预测控制（GPC）。

（1）模型算法控制。

模型算法控制（Model Algorithmic Control, MAC）又称模型预测启发控制（MPHC），MAC 适用于渐近稳定的线性对象，但设计前提不是对象的阶跃响应，而是脉冲响应。它采用基于脉冲响应的非参数模型作为内部模型，用过去和未来的输入输出信息，预测系统未来的输出状态，经过用模型输出误差进行反馈校正后，再与参考输入轨迹进行比较，应用二次型性能指标滚动优化，在计算当前时刻加于系统的控制量，完成整个循环。

MAC 的原理图如图 17-10 所示。

MAC 的结构包括四个计算环节，即内部模型、反馈校正、滚动优化、参考轨迹。MAC 分为单步模型算法控制、多步模型算法控制、增量型模型算法控制和单值模型算法控制等。

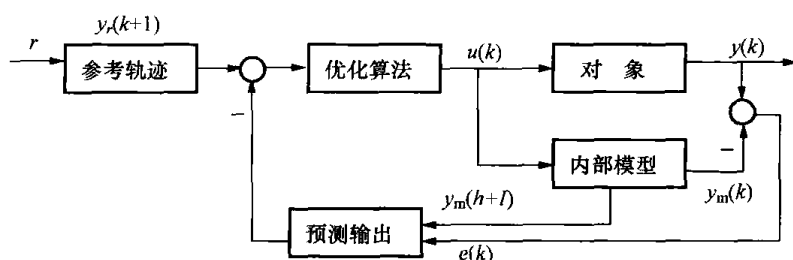


图 17-10 MAC 原理图

（2）动态矩阵控制。

动态矩阵控制（Dynamic Matrix Control, DMC）与模型算法控制（MAC）的不同之处在于内部模型上。该算法采用的是工程上易于测取的对象阶跃响应做模型。其算法较简单，计算量少，采用反馈校正使鲁棒性强。

动态矩阵控制所采用的内部模型为单位阶跃响应曲线，关系式为

$$\hat{\alpha} = \sum_{j=1}^i g_j \quad (17-64)$$

$$\hat{\alpha}_i - \hat{\alpha}_{i-1} = \hat{g}_i \quad (17-65)$$

其中： $i=1, 2, \dots, N$

从而可推导出预测方程为

$$\begin{aligned} y_m(k+1) &= \hat{\alpha}_1 u(k) + (\hat{\alpha}_2 - \hat{\alpha}_1) u(k-1) + \dots + (\hat{\alpha}_N - \hat{\alpha}_{N-1}) u(k-N+1) \\ &= \hat{\alpha}_1 \Delta u(k) + \hat{\alpha}_2 \Delta u(k-1) + \dots + \hat{\alpha}_{N-1} \Delta u(k-N+2) + \hat{\alpha}_N \Delta u(k-N+1) \end{aligned} \quad (17-66)$$

MAC 算法在一般的性能指标下会出现静差，它以 u 作为控制量，本质上导致了比例性质的控制。而 DMC 算法与此不同，它以 Δu 作为控制量，在控制中包含了数字积分环节，即使在模型失配的情况下，也能产生无静差的控制，这是 DMC 算法的显著优越之处。

DMC 算法是一种基于对象阶跃响应的预测控制算法，它适用于渐近稳定的线性对象。对于弱非线性对象，可在工作点处首先线性化；对于不稳定对象，可先用常规 PID 控制使其稳定，然后再使用 DMC 算法。

（3）广义预测控制。

广义预测控制（Generalized Predictive Control, GPC）是引入了自适应控制思想的预测算法。它的预测模型采用 CARIMA（离散受控自回归积分滑动平均模型）或 CARMA（离散受

控自回归滑动平均模型), 克服了脉冲响应模型、阶跃响应模型不能描述不稳定过程和难以在线辨识的缺点。广义预测控制保持最小方差自校正控制器的模型预测, 在优化中引入了多种预测的思想, 抗负载扰动、随机噪声、时延变化等能力显著提高, 具有许多可以改变各种控制性能的调整参数。它不仅能用于开环稳定的最小相位系统、不稳定系统和变时滞、变结构系统。它在模型失配情况下仍能获得良好的控制性能。

作为一种自校正控制算法, GPC 是针对随机离散系统提出的。与 DMC 算法相比, 虽然它们在滚动优化的性能指标方面有非常相似的形式, 但 GPC 的模型形式与反馈校正策略同 DMC 都有很大差别。

第三节 模糊控制

一、模糊数学基础

1965 年, 美国控制论专家 L.A.Zadeh 提出模糊集合理论, 模糊集合论和经典集合论最大的区别在于模糊集合引入了隶属函数的概念, 经典集合论使用的是特征函数概念, 而隶属函数则是对特征函数的扩展。在经典集合论中, 如果一个元素 x 属于集合 A , 那么其特征函数值为 1, 否则特征函数值为 0。而模糊集合理论将元素是否属于该集合, 用一个 $[0,1]$ 中的数来表示该元素的隶属程度。即将特征函数的取值由二值逻辑 $\{0,1\}$ 扩大到闭区间 $[0, 1]$, 用一个隶属度函数 $\mu(x)$ 表示 x 属于 A 的程度。

1. 模糊集合

定义 17.3.1 模糊集合和隶属函数: 设有论域 X (被考虑对象的所有元素的全体称为论域, 又称全域或全集), 其中的任意一个个体 $x \in X$, 那么该论域上的一个模糊集合 A 定义为一组有序对

$$A = \{(x, \mu_A(x)) | x \in X\} \quad (17-67)$$

式中: $\mu_A(x)$ 或 $\mu_A \in [0,1]$ 称为模糊集合 A 的隶属函数 (MF, Membership Function), 它把论域 X 中的每个元素映射到 0 和 1 之间的隶属度。这个隶属函数就是模糊集合的特征函数。

为了简便, 常用 $A(x)$ 来替代 $\mu_A(x)$ 。 X 上的模糊集合的全体记为 $F(X)$ 。这样, 对于论域 X 的一个元素 x 和 X 上的一个模糊子集 A , 若 $A(x)=1$, 则认为 x 完全属于 A ; 若 $A(x)=0$, 则认为 x 完全不属于 A ; 若 $0 < A(x) < 1$, 则认为 x 在 $A(x)$ 的程度上属于 A 。

模糊集合表示方法如下所述。

(1) 向量表示法。

当论域 X 为有限点集, 即 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ 时, X 上的模糊集合可以用向量 A 来表示

$$A = (\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n) \quad (17-68)$$

式中: $\mu_i = A(x_i); i=1, 2, \dots, n$ 。

一般的, 若一个向量的每一个元素都在 $[0, 1]$ 之间, 则称其为模糊向量。在向量表示法中, 隶属度为 0 的项不能省略。

(2) Zadeh 表示法。

在定有限论域 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, A 为 X 上的模糊集合

$$A = \frac{\mu_1}{x_1} + \frac{\mu_2}{x_2} + \dots + \frac{\mu_n}{x_n} \quad (17-69)$$

其中 $\frac{\mu_i}{x_i}$ 并不表示“分数”，而是论域中的元素 x_i 与其隶属度 $A(x_i)$ 之间的对应关系。“+”

并不表示求和，而是将各项汇总，表示集合概念。若 $\mu_i=0$ ，则上式可以省去该项。

(3) 序偶表示法。

将论域中的元素 x_i 与其隶属度 $A(x_i)$ 构成序偶来表示 A ，则

$$A = \{(x_1, A(x_1)), (x_2, A(x_2)), \dots, (x_n, A(x_n))\} \quad (17-70)$$

此种方法隶属度为零的项可不列入。

(4) 对于连续的论域 X ，相应的模糊子集完全由隶属函数 $\mu_A(x)$ 表征，并且表示为

$$A = \int_x \mu_A(x) / x \quad (17-71)$$

2. 模糊集合运算

模糊集合由隶属函数来表征，所以模糊集合之间的运算通过隶属函数来定义。由于模糊集合是经典集合的扩展，所以其基本运算如交、并、补和包含等，与经典集合的运算具有很大的相似性。

定义 17.3.2 设 A 和 B 均为论域 X 上的模糊集合，如果对所有 x ，即 $\forall x \in X$ ，

相等：若有 $\mu_A(x) = \mu_B(x)$ ，则称 A 和 B 相等，记为 $A = B$ 。

包含：若有 $\mu_A(x) \leq \mu_B(x)$ ，则称 A 为 B 的子集，或称 B 包含 A ，记为 $A \subseteq B$ 。

空集：若有 $\mu_A(x) = 0$ ，则称 A 为空集，记为 $A = \Phi$ 。

全集：若有 $\mu_A(x) = 1$ ，则称 A 为全集，记为 $A = \Omega$ ，显然对于任意模糊集合 A ，有 $\Phi \leq A \leq \Omega$ 。

定义 17.3.3 设 A, B 为 X 中的两个模糊集合，隶属函数分别为 μ_A 和 μ_B ，这模糊集合 A 和 B 的并集 $A \cup B$ ，交集 $A \cap B$ 和补集 A^c 的运算可以通过他们的隶属函数来定义：

并集： $\mu_{A \cup B}(x) = \mu_A(x) \vee \mu_B(x)$ ，其中“ $\vee$ ”表示二者比较后取大值。

交集： $\mu_{A \cap B}(x) = \mu_A(x) \wedge \mu_B(x)$ ，其中“ $\wedge$ ”表示二者比较后取小值。

补集： $\mu_{A^c}(x) = 1 - \mu_A(x)$ 。

3. 隶属函数

在模糊集合论中，最重要的概念就是隶属函数。正确的确定隶属函数，是正确运用模糊集合解决实际问题的基础。那么如何确定某个模糊集合的隶属函数？目前确定隶属函数还没有一种成熟而有效的方法，一般是根据经验或模糊统计的方法来确定。

常用的隶属函数如图 17-11 所示。

4. 扩张原理

扩张原理在模糊集合论中有着重要的作用。它是指模糊集合 A 经过映射 f 之后，则映射成 $f(A)$ ，而 A 和 $f(A)$ 的相应的隶属度保持不变，也即是模糊集合 A 的元素的隶属度可以通过映射，无保留地传递给模糊集合 $f(A)$ 的对应的元素中。

定义 17.3.4 设有映射 $f: X \rightarrow Y$ ，且 A 是 X 中的模糊集合，记 A 在 f 下的象为 $f(A)$ ，它是 Y 中的模糊集合，且具有如下隶属函数为

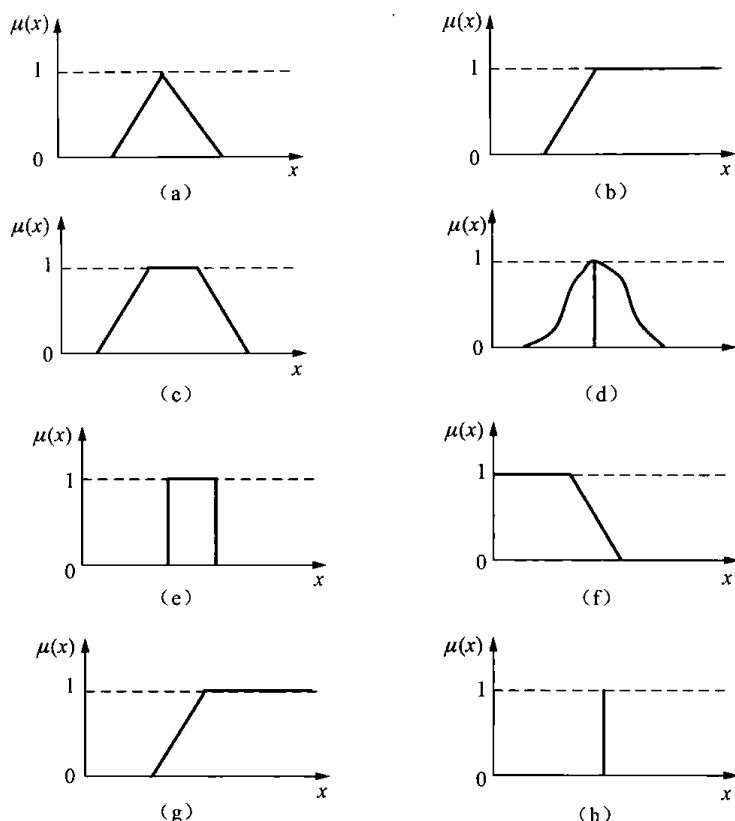


图 17-11 常用的隶属函数

(a) 三角形; (b) 半角形; (c) 梯形; (d) 钟形;
(e) 矩形; (f) Z形; (g) S形; (h) 单点形

$$\mu_{f(A)}(y) = \begin{cases} \bigvee_{x \in f^{-1}(y)} (\mu_A(x)), & \text{当 } f^{-1}(y) \neq \emptyset \\ 0 & \text{当 } f^{-1}(y) = \emptyset \end{cases} \quad (17-72)$$

5. 模糊集合与普通集合的关系

模糊集合的截集, 分解定理描述了模糊集合和普通集合之间的关系。

(1) λ 截集。

模糊集合 A 本来是一个没有确定边界的集合, 但是如果约定, 凡 x 对 A 的隶属度到达或超过某个 λ 水平才算是 A 的成员, 那么模糊集合 A 就变成了普通集合 A_λ 。

定义 17.3.5 设 $A \in F(X)$, 任取 $\lambda \in [0, 1]$, 记 $A_\lambda = \{x \in X; A(x) \geq \lambda\}$, 称 A_λ 为 A 的 λ 截集, 其中 λ 称为阈值或置信水平。又记 $A_{\lambda^+} = \{x \in X; A(x) > \lambda\}$, 称 A_{λ^+} 为 A 的 λ 强截集。

当 $\lambda=1$ 时, 得到的最小的水平截集 A_1 称为模糊集合 A 的核; 当 $\lambda=0^+$ 时, 得到最大的水平截集称为 A 的支集, 记为 $SupA = \{x | x \in X, \mu_A(x) > 0\}$ 。若 A 的核 A_1 非空, 则称 A 为正规模糊集合, 否则称为非正规模糊集合。

(2) 分解定理。

定义 17.3.6 设 A 是普通集合, $\lambda \in [0, 1]$, 做数量积运算, 得到一个特殊的模糊集 λA , 其隶属函数为

$$\mu_{\lambda A}(x) = \begin{cases} \lambda, & x \in A \\ 0, & x \notin A \end{cases} \quad (17-73)$$

分解定理: 设 A 是论域 X 上的模糊集合, A_λ 是 A 的截集, 则有

$$A = \bigcup_{\lambda \in [0,1]} \lambda A_{\lambda} \quad (17-74)$$

分解定理说明, 任何一个模糊集合可由一类普通集合合套来表示。

6. 模糊关系

(1) 模糊关系基本概念。

先来介绍关系, 再进一步介绍模糊关系, 因为模糊关系也是关系的一部分。

定义 17.3.7 集合的迪卡尔积: 给定集合 X 和 Y , 由全体 $(x, y) (x \in X, y \in Y)$ 组成的集合, 叫做 X 和 Y 的迪卡尔积 (又称直积), 记做 $X \times Y$, $X \times Y = \{(x, y) | x \in X, y \in Y\}$ 。

定义 17.3.8 关系: 存在集合 X 和 Y , 它们的迪卡尔积 $X \times Y$ 的一个子集 R 叫做 X 到 Y 的二元关系, 简称关系。 $R \subseteq X \times Y$ 。

序偶 (x, y) 是迪卡尔积 $X \times Y$ 的元素, 它是无约束的组队。若给组队以约束, 便体现了这种特定关系。受到约束的序偶则形成 $X \times Y$ 的一个子集。

若 $X=Y$, 则称 R 是 X 中的关系;

如果 $(x, y) \in R$, 则称 X 和 Y 有关系 R , 记作 xRy 。

如果 $(x, y) \notin R$, 则 X 和 Y 没有关系 R , 记作 $x\bar{R}y$, 也可以用特征函数表示为

$$\mu_R(x, y) = \begin{cases} 1, & (x, y) \in R \\ 0, & (x, y) \notin R \end{cases} \quad (17-75)$$

311

当 X 和 Y 都是有限集合时, 关系可以用矩阵来表示, 称为关系矩阵。设 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$, $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$, 则 R 可以表示为

$$R = [r_{ij}], \quad r_{ij} = \mu_R(x_i, y_j) \quad (17-76)$$

定义 17.3.9 映射: 设有集合 X 和 Y , 如果有一对应关系存在, 对于任意 $x \in X$, 有唯一的一个 $y \in Y$ 与之对应, 就说其对应关系是一个由 X 到 Y 的映射 f , 记作

$$f: X \rightarrow Y \quad (17-77)$$

对任意 $x \in X$ 经映射后变成 $y \in Y$, 则记作 $y = f(x)$, 此时 X 叫做 f 的定义域, 而集合 $\{f(x) | x \in X\}$ 称为 f 的值域, 显然 $f(x) \subseteq Y$ 。映射有时也叫函数。

定义 17.3.10 设 $f: X \rightarrow Y$, 如果对每一个 $x_1, x_2 \in X$, $x_1 \neq x_2$, 有 $f(x_1) \neq f(x_2)$, 则称 f 为单射 (或称一一映射); 如果 f 的值域是整个 Y , 则称 f 为满射; 如果 f 既是单射又是满射。

模糊关系也是一种关系, 它也是迪卡尔积上的子集, 但是这个子集不是经典集合, 而是模糊集合, 它表示多个集合的元素之间所具有的某种关系的程度。

定义 17.3.11 所谓 X, Y 两集合的迪卡尔积 $X \times Y = \{(x, y) | x \in X, y \in Y\}$ 中的一个模糊关系 R , 是指以 $X \times Y$ 为论域的一个模糊子集, 序偶 (x, y) 的隶属度为 $\mu_R(x, y)$ 。 $\mu_R(x, y)$ 在实轴的闭区间 $[0, 1]$ 取值, 它的大小反映了 (x, y) 具有关系 R 的程度。

设 X 是 m 个元素构成的有限论域, Y 是 n 个元素的有限论域。对于 X 到 Y 的一个模糊关系 R , 可以用一个 $m \times n$ 阶矩阵表示为

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1n} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ r_{m1} & r_{m2} & \cdots & r_{mn} \end{bmatrix} \quad (17-78)$$

式中: $r_{ij} = \mu_R(x_i, y_j)$, 或表示为 $R = [r_{ij}]$ 。

可以推而广之, 如果有一个矩阵, 它的每个元素都属于 $[0, 1]$, 则称这个矩阵为模糊矩阵。再令

$$F_{m \times n} = \{R = [r_{ij}]; 0 \leq r_{ij} \leq 1\} \quad (17-79)$$

$F_{m \times n}$ 表示 $m \times n$ 阶模糊矩阵的全体。

(2) 模糊关系的运算。

由于模糊矩阵本身就表示一个模糊关系的子集 R , 因此根据模糊集的并、交、补的运算定义, 模糊矩阵也可以做相应的运算。

设模糊矩阵 R 和 Q 是 $X \times Y$ 上的模糊关系, $R = (r_{ij})_{m \times n}$, $Q = (q_{ij})_{m \times n}$, ($i=1, 2, \dots, m; j=1, 2, \dots, n$)。模糊矩阵的并、交、补及截阵运算为

1) 模糊矩阵并: $R \cup Q = (r_{ij} \vee q_{ij})$ 。

2) 模糊矩阵交: $R \cap Q = (r_{ij} \wedge q_{ij})$ 。

3) 模糊矩阵补: $R^c = (1 - r_{ij})$ 。

4) 模糊矩阵的截阵: $R_\lambda = (\lambda r_{ij})_{m \times n}$, $\lambda \in [0, 1]$, $R_\lambda = \{(x, y) | \mu_R(x, y) \geq \lambda\}$ 。

(3) 模糊关系的合成。

模糊关系的合成是指由第一个集合和第二个集合之间的模糊关系及第二个集合和第三个集合之间的模糊关系得到第一个集合和第三个集合间的模糊关系。模糊关系的合成在模糊变化中有着很重要的作用。

模糊关系的合成, 因使用不同的运算而有不同的定义。下面给出的是最常用的 max-min 合成法。

定义 17.3.12 设 R 是 $X \times Y$ 中的模糊关系, S 是 $Y \times Z$ 中的模糊关系, 所谓 R 和 S 的合成是指下列定义在 $X \times Z$ 上的模糊关系 Q , 记作

$$Q = R \odot S \quad (17-80)$$

$$\text{或} \quad \mu_{R \odot S}(x, z) = \vee \{\mu_R(x, y) \wedge \mu_S(y, z)\} \quad (17-81)$$

这里 $\wedge$ 代表取小 (min), $\vee$ 代表取大 (max), 故上式称为 max-min 合成。

定义 17.3.13 设 $R = [r_{ij}]$, $S = [s_{jk}]$, 定义

$$Q = R \circ S = [q_{ik}] \quad (17-82)$$

式中: 称 Q 为模糊矩阵 R 和 S 的合成; $q_{ik} = \vee (r_{ij} \wedge s_{jk})$; $i=1, 2, \dots, m; j=1, 2, \dots, l$ 。

7. 模糊变换

模糊变换, 是指给定两个集合之间的一个模糊关系, 据此将一个集合上的模糊子集经运算得到另一个集合上的模糊子集的过程。在工程控制中, 通过模糊变换可以从输入的模糊量求出所需的输出模糊量。这时变换中的模糊关系就充当了传递函数的作用。

在线性代数中, 给出矩阵 $A = (a_{ij})$ 和列向量 X , 则可得

$$Y = AX \quad (17-83)$$

其中, Y 是列向量, 亦即 Y 中的元素可按式计算:

$$y_i = \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j, \quad i=1, 2, \dots, m \quad (17-84)$$

或

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad (17-85)$$

显然, 矩阵 A 是一个线性变换, 它可以把列向量 X 变换成列向量 Y , 而模糊变换和线性变换是相似的。在模糊情况下, 设 A 和 B 是模糊集 X 和 Y 中的模糊子集, 给定一个模糊矩阵

$$R \in F(X \times Y), \quad R = [r_{ij}], \quad 0 \leq r_{ij} \leq 1 \quad (17-86)$$

和一个向量 A

$$A = (x_1, x_2, \dots, x_n), \quad 0 \leq x_i \leq 1 \quad (17-87)$$

如果把线性变换中的乘法换成 “ $\wedge$ ”, 加法变换成 “ $\vee$ ”, 并把 A 写在 R 的前面, 即

$$A \circ R = B \quad (17-88)$$

其结果 B 实际上是模糊子集 A 和模糊关系 R 的合成, 这就是模糊变换它把 X 论域中的模糊子集 A 通过变换关系 R 变换到了论域 Y 上的模糊子集 B 。

可以用控制理论的流程图对模糊变换表示如图 17-12 所示, 在图中, 若 R 表示的是某种逻辑因果关系, 则模糊变换就是一种模糊推理。



图 17-12 模糊变换的流程图

8. 模糊推理

(1) 模糊语言与语言变量。

1) 自然语言的模糊性。

语言是一种以文字为符号的符号系统。人的自然语言主要是他的模糊性, 带有模糊性的语言称为模糊语言。自然语言在语音、语义和语法方面都有表现。如黎明、早晨、先进、落后、美、丑等, 这类词语的含义都是模糊的。总之, 在自然语言中出现在句子中的词大部分是模糊集合的名词, 而不是非模糊集合的名词。

2) 语言变量和语言值。

语言变量是以自然或人工语言的词、词组或句子为值的变量。例如, 在模糊控制中的“偏差”、“偏差变化率”等, 它是一种定量地、形式地描述自然语言的一种模糊变量。

语言变量的值称为语言值, 一般为自然或人工语言的词、词句或句子。例如, “极大”、“很大”、“大”、“较大”、“极小”等作为语言变量“偏差”“偏差变化率”的值。

语言变量对应的以数为值的数值变量叫做基础变量。例如, 语言变量“年纪”对应的以 0, 1, 2, ..., 100 作为值的数值变量是语言变量“年纪”的值。

一个语言变量可由一个五元体 $(X, T(X), U, M, G)$ 来表征, 五元体中各个元的意义如下:

① X 表示语言变量的名称, 如年龄、偏差、偏差变化率等。

② $T(X)$ 表示 X 的语言值集合, 每个语言值是 U 上的模糊集合, 即

$$T(X) = x_1 + x_2 + \cdots + x_i + \cdots$$

③ U 表示基础变量的论域, 例如, 是 X 年龄时, 则 U 可取 $[0, 100]$ 岁。

④ M 表示词义规则, 词义用 $M(X)$ 表示。 M 是规定了 U 中元素对 $M(X)$ 的隶属度, 或根据词义规则给出模糊子集的隶属函数。语言值的词义是指语言变量所对应的基础变量论域

上的模糊集合。

⑤ G 表示语法规则, 是根据原子单词来生成语言值集合 $T(X)$ 中各个合成词语的语法规则, 如:

前缀限制词 H 方式, 当原子单词 C 之前引入算子 H 概念, 形成语言值 $T = HC$ 。例如, “极”、“很”、“非常”、“大约”等都可以作为算子来处理。算子有很多种, 经常使用的算子有语气算子, 集中化算子 (“很”、“极”), 散漫化算子 (“略”、“微”), 概率算子 (“大概”, “近似于”), 判定化算子 (“偏向”, “倾向于”, “多半是”)。

加连接词 “或”、“且” 和否定词 “非”。已知语言值 A 和 B , 得到

$$T = A \vee B, T = A \wedge B \text{ 或 } T = A^c \quad (17-89)$$

混合式, 即上述两种方式合成或重复使用, 形成各种语言值。

(2) 模糊命题。

模糊命题是指含有模糊概念, 具有某种真实程度的陈述句。模糊命题的标识符通常用大写字母 $P, Q, R, \dots$ 表示, 例如:

P : 该熔炼炉是个高温体

Q : 100 比 1 大得多

模糊命题也有性质命题和关系命题之分, 上例中前者是模糊性质命题, 后者是模糊关系命题。表征模糊命题的真实程度的量叫模糊命题的真值, 其取值范围为区间 $[0, 1]$ 。

模糊命题的一般形式是 P : “ h 是 A ”, 其中 h 属于个体变元, 它属于论域 H , 即 $h \in H$; A 是某个模糊概念所对应的模糊集合。模糊命题的真值, 由该变元对模糊集合的隶属度来表示, 定义为

$$P = \mu_A(h) \quad (17-90)$$

在模糊命题中, “is A ” 是表示一个个体模糊性质或多个个体之间的模糊关系的部分, 叫模糊谓词。模糊命题之间有析取、合取、取非运算, 定义如下:

设有模糊命题 P : p is A , Q : q is B , 则

1) 析取 $P \wedge Q$, 其真值为 $P \wedge Q = \mu_A(p) \wedge \mu_A(q)$ 。

2) 合取 $P \vee Q$, 其真值为 $P \vee Q = \mu_A(p) \vee \mu_A(q)$ 。

3) 取非 A^c , 其真值为 $1 - P = 1 - \mu_A(p)$ 。

由此可见, 模糊命题真值之间的运算, 也就是相应的隶属函数之间的运算。

(3) 模糊条件语句。

模糊控制是建立在一系列模糊控制规则的基础上的, 这些规则是人对被控对象进行控制时的经验总结。在模糊控制中, 控制常用以下几种条件语言的形式表示。

1) 简单模糊条件语句。

句型为 “若 x 是 a , 则 y 是 b ” 的一种条件语句。其中 x, y 均为语言变量, a, b 分别为语言变量的值。用模糊命题, A 表示 “ x 是 a ”, B 表示 “ y 是 b ”, A 和 B 为不同论域上的模糊集合, 则简单的模糊条件语句可表示为

“若 A 则 B ”

或 “IF A THEN B ”

语句的 “若……” 部分称为前件 (或条件部分), 部分称为后件 (或结论部分)。具有 “ x

是 a ”句型的语句称为模糊判断句, 其中 x 为语言变量, a 为该语言变量的一个值。

在普通的二值逻辑中, 这是“若……则”(IF……THEN)的条件命题, 集合论中用“ $\rightarrow$ ”表示。如 $A \rightarrow B$, 通常称为 A 蕴涵 B , 它的真值表如下:

A	B	$A \rightarrow B$
1	1	1
1	0	0
0	1	1
0	0	1

从真值表中可以看出, 在二值逻辑中, “IF……THEN”这种蕴涵逻辑有逻辑公式:

$$A \rightarrow B = A^c \cup B = A^c \cup (A \cap B) \quad (17-91)$$

若有命题 $A(x), x \in X, B(y), y \in Y$, 则在 $X \times Y$ 上的二元关系 $A \rightarrow B$ 可用特征函数表示为

$$(A \rightarrow B)(x, y) = (1 - A(x)) \vee (A(x) \wedge B(y)) \quad (17-92)$$

上式推广到模糊情形, 即 $A \rightarrow B$ 是 $X \times Y$ 上的一个二元模糊关系, 其隶属度为

$$\mu_R(x, y) = \mu_{A \rightarrow B}(x, y) = (1 - \mu_A(x)) \vee (\mu_A(x) \wedge \mu_B(y)) \quad (17-93)$$

2) 多重简单模糊条件语句。

将简单的模糊条件语句作进一步扩展, 多个简单模糊条件语句并列结合起来, 就构成多重简单模糊条件语句。其句型为

“若 A 则 B , 否则 C ”

或 “IF A THEN B , ELSE C ”

C 里面可以嵌套若干个简单语句。例如:

“若 A_1 则 B_1 , 否则

若 A_2 则 B_2 , 否则

……

若 A_n 则 B_n ”

这里 $A_1, A_2, \dots, A_n$ 属于 X 上的模糊集合; $B_1, B_2, \dots, B_n$ 是 Y 上的模糊集合。句中“否则”, 可以处理为“或”, 也可以处理为“与”。“否则”意味着若干个条件判断语句是先后彼此独立的判断的, 当用“与”时, 表示若干个条件语句必须同时成立才能实现结论; 当采用“或”时, 表示若干个条件语句有一个成立时, 便可以说实现结论。

下面说明多重简单模糊条件语句的蕴涵关系, 定义如 Mamdani 蕴涵关系

$$\begin{aligned} R &= (A_1 \times B_1) \cup (A_2 \times B_2) \cup \dots \cup (A_n \times B_n) \\ &= \bigcup_{i=1}^n A_i \times B_i = \bigcup_{i=1}^n R_i \end{aligned} \quad (17-94)$$

根据扩散定理, 上式的隶属度函数为

$$\mu_R(x, y) = \bigvee_{i=1}^n (\mu_{A_i}(x, y) \wedge \mu_{B_i}(x, y)) \quad (17-95)$$

3) 多维模糊条件语句。

另一种条件语句是“若 x_1 是 a_1 且 x_2 是 $a_2, \dots$ 且 x_n 是 a_n , 则 y 是 b ”, 其中“ x_1 是 a_1 且 x_2 是 $a_2, \dots$ 且 x_n 是 a_n ”, “则 y 是 b ”均为模糊语句。在模糊控制中, 应用最多的是一类二维模糊

函数语句, 一般用 A 表示偏差, B 表示偏差变化, C 表示控制量, 语句形式是

“若 A 且 B 则 C ”

或 “IF A and B THEN C ”

若 $A \in F(X), B \in F(Y), A \in F(Z)$, 采用 Mamdani 定义, 则有三元蕴涵模糊关系

$$R = (A \times B) \rightarrow C$$

或 $R = A \times B \times C$

根据扩展原理, 其隶属函数为

$$\mu_R(x, y, z) = [\mu_A(x) \wedge \mu_B(y)] \wedge \mu_C(z) = \mu_A(x) \wedge \mu_B(y) \wedge \mu_C(z) \quad (17-96)$$

4) 多重多维模糊条件语句。

由多个多维模糊条件语句并列构成的语句叫多重多维模糊条件语句, 其句型为:

“IF x_1 is a_{11} , and x_2 is a_{12} , ..., and x_n is a_{1n} , THEN y_1 is b_1 , ELSE

IF x_1 is a_{21} , and x_2 is a_{22} , ..., and x_n is a_{2n} , THEN y_2 is b_2 , ELSE

...

IF x_1 is a_{n1} , and x_2 is a_{n2} , ..., and x_n is a_{nn} , THEN y_n is b_n ”

根据 Mamdani 蕴涵定义, 其关系 R 为

$$\begin{aligned} R &= (A_1 \times B_1 \times C_1) \cup (A_2 \times B_2 \times C_2) \cup \dots \cup (A_n \times B_n \times C_n) \\ &= \bigcup_{i=1}^n (A_i \times B_i \times C_i) \end{aligned} \quad (17-97)$$

(4) 模糊推理基本概念。

推理是根据一定的原则, 从一个或几个已知判断引伸出一个新判断的思维过程, 一部分是已知的判断, 作为推理的出发点, 叫前提 (或前件)。有前提推出的判断, 叫结论 (或后件)。只有一个前提的推理称为直接推理, 由两个或两个以上前提的推理称为间接推理。其中间接推理依据认识的方向, 又可分为演绎推理、归纳推理和类比推理等。演绎推理是前提与结论之间有蕴涵关系的推理。演绎推理中最常用的形式是假言推理, 有肯定式和否定式两类。一般形式为

肯定式 (取式):

大前提 (规则) 若 x 是 a , 则 y 是 b

小前提 (已知证据) x 是 a

结论: y 是 b

否定式 (拒绝式):

大前提 (规则) 若 x 是 a , 则 y 是 b

小前提 (已知证据) y 不是 b

结论: x 不是 a

这就是人们十分熟悉的“三段论”推理模式, 但三段法的严谨又局限了它的使用, 在大前提 $A \rightarrow B$ 之下, 若小前提不是 A 而是 A 的偏离 A^* , 则结论又将如何? 此时就要用到模糊推理的方法了。

模糊推理又称模糊逻辑推理, 是已知模糊命题 (包括大命题和小命题), 推出新的模糊命题作为结论的过程。可见模糊推理是近似推理, 近似推理问题的提法有两种形式:

1) 已知模糊蕴含关系“若 A 则 B ”，其中 A 是 X 上的模糊集， B 是 Y 上的模糊集，这往往是大量实验观测和经验的概括，并且认为它提供的信息是可靠的，它是近似推理的出发点，相当于“三段论”的大前提。又知 X 上的一个模糊集合 A^* ，它可能与 A 很相近，有可能与 A 相去甚远，问模糊蕴含关系能推断出什么结论 B^* ？

2) 已知模糊蕴含关系“若 A 则 B ”， $A \in F(X)$ ， $B \in F(Y)$ ，又知一个 B^* ， $B^* \in F(Y)$ ，问从模糊关系能推断出什么结论 A^* ？

L.A.Zadeh 于 1973 对于模糊命题“若 A 则 B ”，利用模糊关系的合成运算提出了一种近似推理，称为“关系合成推理法” (Composition Rule of Inference, CRI)。

(5) 关系合成推理法 (CRI)。

关系合成推理法，简称 CRI 法，是实际控制中应用较广的一种模糊推理算法。这种方法可以表述为：用一个模糊集合表述大前提中，全部模糊条件语句前件的基础变量和后来的基础变量间的关系，用一个模糊集合表述小前提，进而用给予模糊关系的模糊变换运算给出推理结果。可见构造或定义恰当的模糊关系是实现模糊推理的关键。

1) Zadeh 的推理方法。

设 A 是 X 上的模糊集合， B 是 Y 上的模糊集合，模糊蕴含关系“若 A 则 B ”用 $A \rightarrow B$ 表示。Zadeh 把它定义成为 $X \times Y$ 上的模糊集合，即

$$R = A \rightarrow B = (A \times B) \cup (A^c \times Y) \quad (17-98)$$

取隶属函数为

$$R(x, y) = [A(x) \wedge B(y)] \vee [1 - A(x)] \quad (17-99)$$

根据扩展定理， $R(x, y) = [A(x) \wedge B(y)] \vee [(1 - A(x)) \wedge 1]$ ，而 $1 - A(x) \leq 1$ ，最后得出 $R(x, y) = [A(x) \wedge B(y)] \vee [1 - A(x)]$ 。

给定了一个模糊关系 R ，就决定了一个模糊变换，利用模糊关系的合成运算有如下的推理规则：

模糊取式 (Fuzzy Modus Ponens, FMP) 又称肯定前件式的假言推理如图 17-13 所示，它的推理过程如下：

已知模糊关系 $A \rightarrow B$ 的模糊关系 R ，对于给定的 A^* ， $A^* \in X$ ，则可推出结论 B^* ， $B^* \in Y$ ， B^* 可有下式给出

$$B^* = A^* \circ R \quad (17-100)$$

其中“ $\circ$ ”表示合成运算，即模糊关系的 $\text{Sup-}\wedge$

$$\begin{aligned} B^*(y) &= A^*(x) \circ R(x, y) \\ &= \sup_{x \in X} \{A^*(x) \wedge [A(x) \wedge B(y) \vee (1 - A(x))]\} \end{aligned} \quad (17-101)$$

式中记号“ Sup ”表示对后面的算式结果当 x 变化时，取其上确界。若 Y 为有限论域， Sup 就是取大运算 $\vee$ 。

模糊拒取式 (Fuzzy Modus Tollend, FMT) 又称否定后件式的假言推理如图 17-14 所示，它的推理过程如下：

已知模糊关系 $A \rightarrow B$ 的模糊关系 R ，对于给定的 B^* ， $B^* \in Y$ ，则可推出结论 A^* ， $A^* \in X$ ，由下式给出：

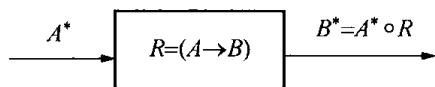


图 17-13 FMP 推理

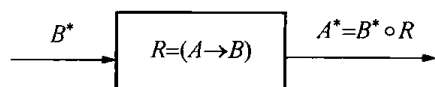


图 17-14 FMT 推理

$$A^* = R \circ B^* \quad (17-102)$$

即有

$$\begin{aligned} A^*(x) &= R(x, y) \circ B^*(y) \\ &= \sup_{x \in X} \{ [A(x) \wedge B(y) \vee (1 - A(x))] \wedge B^*(y) \} \end{aligned} \quad (17-103)$$

2) Mamdani 推理方法。

Mamdani 推理方法是一种在模糊控制中普遍使用的方法。它本质上是一种 CRI 法，只是 Mamdani 把模糊蕴含关系 $A \rightarrow B$ 用 A 和 B 的迪卡尔积表示。即

$$\begin{aligned} R &= A \rightarrow B = A \times B \\ R(x, y) &= A(x) \wedge B(y) \end{aligned}$$

对于 FMP 推理，有

$$B^* = A^* \circ R \quad (17-104)$$

即

$$B^*(y) = \sup_{x \in X} \{ A^*(x) \wedge (A(x) \wedge B(y)) \} \quad (17-105)$$

或

$$\begin{aligned} \mu_{B^*}(y) &= \vee_{x \in X} \{ \mu_{A^*}(x) \wedge (\mu_A(x) \wedge \mu_B(y)) \} \\ &= \vee \{ \mu_{A^*}(x) \wedge (\mu_A(x)) \} \wedge \mu_B(y) \\ &= \alpha \wedge \mu_B(y) \end{aligned} \quad (17-106)$$

其中

$$\alpha = \vee_{x \in X} \{ \mu_{A^*}(x) \wedge \mu_A(x) \} \quad (17-107)$$

是指模糊集 A^* 和 A 交集的高度，如图 17-15 所示，表示为

$$\alpha = H(A^* \cap A) \quad (17-108)$$

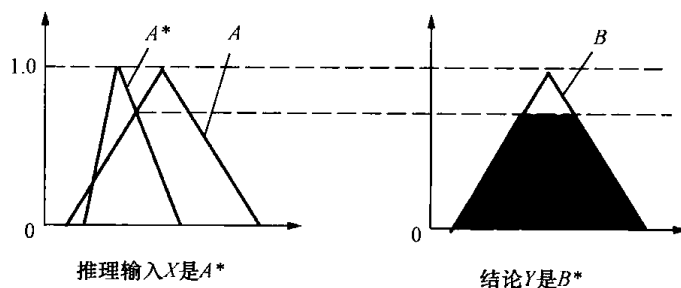


图 17-15 Mamdani 推理方法

可以看成模糊集 A^* 对 A 的适配程度，即隶属度。

对于 FMT 推理，则有 A^*

$$A^* = R \circ B^* \quad (17-109)$$

$$A^* = \text{Sup}\{A(x) \wedge B(y) \wedge B^*(y)\} \quad (17-110)$$

二、模糊控制原理

模糊控制 (Fuzzy Control) 是以模糊集理论、模糊语言变量和模糊逻辑推理为基础的一种智能控制方法。模糊控制的最大的特点是, 它将人们的控制经验和知识转换为语言变量描述的控制规则, 然后用这些知识控制系统。因此, 模糊系统适用于数学模型未知、复杂的非线性系统的控制。

1. 模糊控制系统组成及特点

模糊控制系统与普通控制系统不同之处在于模糊控制系统的控制器是模糊控制器, 其控制框图如图 17-16 所示。

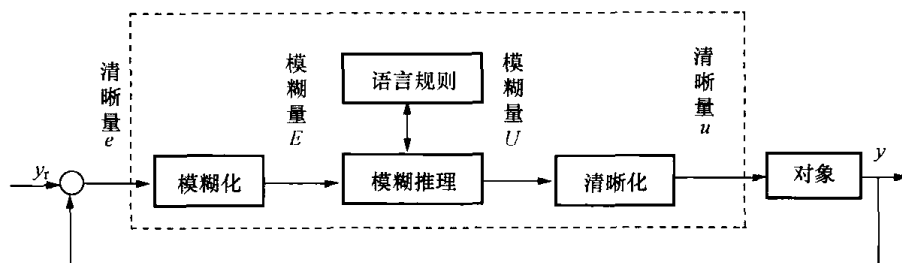


图 17-16 模糊控制系统框图

在图 17-16 中, y_r 为系统的设定值, y 为被控参数, e 是系统误差, 也就是模糊控制器的输入, u 为控制器输出的控制信号, E 和 U 为相应的模糊量。

模糊控制基本思想是利用计算机来实现人的控制经验, 而这些经验多是用语言表达的具有模糊性的控制规则。模糊控制器有以下特点:

- (1) 设计简单。模糊控制是一种基于规则的控制。它直接采用语言型控制规则, 使得控制机理和策略易于接受与理解, 设计简单, 便于应用。
- (2) 适用于数学模型难以获取的对象。
- (3) 语言控制规则具有相对独立性, 具有良好的控制效果。
- (4) 模糊控制算法是基于启发性的知识及语言决策规则设计的, 具有一定的智能水平。
- (5) 具有较强的鲁棒性, 适用于非线性、时变及纯滞后系统的控制。

2. 模糊控制器设计

一般来说, 模糊控制器由三个主要的功能块构成。

模糊化 (Fuzzification): 模糊化是将输入的确定值转化为相应模糊语言变量, 对应的语言变量由相对应的隶属度来表示。

模糊推理 (Fuzzy Inference): 模糊推理包括三部分大前提、小前提和结论。大前提是多个多维模糊条件语句, 由此构成规则库; 小前提是一个模糊判断句, 又称事实。以规则库和输入变量为依据, 经过模糊变换推出新的模糊命题作为结论的过程叫做模糊推理。

清晰化 (Defuzzification): 是将模糊推理后得到的模糊集转化为可用作控制的确切量的过程。

(1) 模糊化。

由图 17-16 所示, 模糊控制的输入量是系统的偏差量 e , 在计算机控制系统中它是数字量, 是有确定数值的清晰量。因此需要通过模糊化处理, 变作模糊语言变量。

1) 量化因子。

记误差 e 的实际变化范围为 $[-e_{\max}, e_{\max}]$, 称为误差的论域。若将在 $0 \sim e_{\max}$ 范围内连续变化的误差分成 n 个区间, 使之离散化, 则误差所取模糊集合的论域为 $X = \{-n, -n+1, \dots, 0, \dots, n-1, n\}$, 一般取 $n=6$, 从而构成 13 个整数的集合 X 。对于非对称性论域也可用 $1 \sim 13$ 取代 $-6 \sim +6$ 。利用量化因子可实现从基本论域 $[-e_{\max}, e_{\max}]$ 到论域 $X = \{-n, -n+1, \dots, 0, \dots, n-1, n\}$ 的变换。误差的量化因子定义为

$$k_e = \frac{n}{e_{\max}} \quad (17-111)$$

一般来说, 量化因子越大, 对应的语言值越大, 反之亦然。当量化因子 k_e 选定以后, 任何误差 e_i 总可以量化为论域 X 上的某一个元素, 量化时可按 3 种情况处理:

- ① $j \leq k_e e_i \leq j+1, j < n$ 时, 按四舍五入原则将 e_i 量化为 j 或 $j+1$ 。
- ② $k_e e_i < -n$ 时, 将 e_i 量化为 $-n$ 。
- ③ $k_e e_i > n$ 时, 将 e_i 量化为 n 。

2) 比例因子。

设 $[-u_{\max}, u_{\max}]$ 为控制量的变化量 u 的基本论域, n 为基本论域的量化区间数。对于系统控制量的变化量 u , 定义为

$$k_u = \frac{u_{\max}}{n} \quad (17-112)$$

为其比例因子。式中 k_u 与 j ($-n \leq j \leq n$) 之积为被控对象控制量的变化量 u 。比例因子相当于常规控制系统中的比例增益。

量化因子和比例因子都对系统的控制性能有很大的影响作用, 是设计模糊控制器需要调整的重要参数。

3) 语言变量值的选取。

根据系统控制精度的不同, 误差和控制量的变化量, 可以选择 3 个, 7 个, 8 个, 13 个等级甚至更多。分为 7 个等级时, 若以 $T(E)$ 记 E 的语言集合, 则有

$$T(E) = \{\text{负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大}\}$$

或用符号表示负大 NB (Negative Big), 负中 NM (Negative Medium), 负小 NS (Negative Small), 零 ZE (Zero), 正小 PS (Positive Small), 正中 PM (Positive Medium), 正大 PB (Positive Big), 则

$$T(E) = \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$$

每个语言变量的取值, 对应于其论域上的一个模糊集合。该模糊集合由隶属度函数来描述。而隶属度函数可通过总结专家经验或采用模糊统计方法或常用函数来确定。隶属度函数也可用语言变量赋值表给出。

总之, 将确定的信号进行模糊化可分为两步:

- ① 根据确定数 e_i 及量化因子 k_e 求 e_i 在基本论域上的量化等级 n_i 。
- ② 查找语言变量的赋值表, 找出 n_i 上与最大隶属度对应的模糊集合, 该模糊集合就代表确定数 e_i 的模糊化结果。

(2) 模糊推理。

语言规则模块是一个规则库。设 E 是输入, 控制 U 为输出, 则规则为

规则 1: IF E_1 THEN U_1 , ELSE

规则 2: IF E_2 THEN U_2 , ELSE

.....

规则 n : IF E_n THEN U_n

每一条规则可以建立一个模糊关系 R_i , 所以系统总的模糊关系 R 为

$$R = R_1 \cup R_2 \cup \cdots \cup R_n \quad (17-113)$$

当某规则的前提条件得到满足, 则该规则被激活。模糊控制器根据该模糊规则给出适当的输出。若已知系统的输入 e_0 对应模糊变量 E , 应用 CRI 合成推理法, 可以得到模糊输出变量 U , 可表示为

$$U = E \circ R \quad (17-114)$$

(3) 模糊判决。

模糊推理输出 U 是一个模糊变量, 在系统要实施控制时, 模糊量 U 还要转化为清晰值, 进行清晰化处理, 得到可操作的确定值 u_i , 这就是模糊控制器的输出值, 通过 u_i 的调整控制作用, 使偏差 e 尽可能小。常用方法如下所述。

1) 最大隶属度法。

在模糊集合中选隶属度最大的论域元素作为确定量输出, 如同时出现多个隶属度最大的元素, 则取其平均值作为判决结果。最大隶属度法简单易行, 实时性好。但对隶属度较小的元素提供的控制作用没有考虑, 故利用的信息量少。因此这种方法适用于控制精度要求不高的场合。

2) 取中位数法。

先计算输出模糊集合 U 的隶属度曲线和论域元素横坐标围成区域的面积, 取平分该面积的数作为模糊判决结果。该方法的优点是充分利用了模糊集合信息, 但计算繁琐, 且缺乏对隶属度较大元素提供的主导信息的充分重视。

3) 左大和右大法。

左大是指取输出函数左边达到最大值所对应的元素值作为控制器的输出; 右大是指取输出函数右边达到最大值所对应的元素值作为控制器的输出。这种方法通常用于机器人的控制中。

4) 加权平均法 (重心法)。

输出量的计算公式为

$$u = \frac{\sum_{i=1}^n u_i \mu(u_i)}{\sum_{i=1}^n \mu(u_i)} \quad (17-115)$$

式中: n 为单点集数目; u_i 为离散论域的点; $\mu(u_i)$ 为相应的隶属度函数值。

令 $K = \mu(u_i)$, 称其为权重系数, 则这种方法可称做加权平均法。输出 u 也可理解为在离散点上元素的重量平均值, 将这种方法命名为重心法。

第四节 神经网络控制

一、神经网络概述

人工神经网络 (ANN) 是模仿人类脑细胞结构和功能、脑神经结构以及思维处理问题等

脑功能的新型信息处理系统。由于人工神经网络具有复杂的动力学特性、并行处理机制、学习、联想和记忆等功能，以及它的高度自组织、自适应能力和灵活性而受到自然科学领域学者广泛重视。

1. 生物神经元模型

神经生理学和神经解剖学的研究表明，神经元（Neuron）是脑组织的基本单元，是神经系统结构与功能的单位。据估计，人类大脑大约包含有 1.4×10^{11} 个神经元，每个神经元与大约 $10^3 \sim 10^5$ 个其他神经元相连接，构成一个极为庞大而复杂的网络，即生物神经网络。生物神经网络中各神经元之间连接的强弱，按照外部的激励信号作自适应变化。而每个神经元又随着所接受的多个激励信号的综合结果呈现出兴奋与抑制状态。大脑的学习过程就是神经元之间连接强度随外部激励信息作自适应变化的过程，大脑处理信息的结果由各神经元状态的整体效果确定。显然，神经元是人脑信息处理系统的最小单元。

生物神经元之间的相互连接让信息传递的部位被称为突触（synapse），突触按其传递信息的不同机制，可分为化学突触和电突触，其中化学突触占大多数，其神经冲动传递借助于化学物质的作用。生物神经元的结构大致描述如图 17-17 所示。

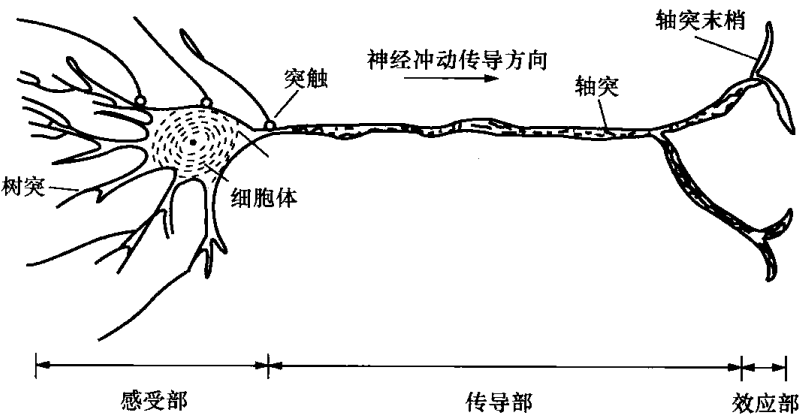


图 17-17 神经元及其突触连接

神经元由细胞体和延伸部分组成。延伸部分按功能分有两类，一种称为树突，占延伸部分的大多数，用来接受来自其他神经元的信息；另一种用来传递和输出信息，称为轴突。神经元对信息的接受和传递都是通过突触来进行的。单个神经元可以从别的细胞接受多达上千个突触输入。这些输入可到达神经元的树突、细胞体和轴突等不同部位，但其分布各不相同，对神经元影响的程度也不同。突触是一个神经元的轴突末梢与另一个神经元所形成的功能性接触点。根据神经元学说，在突触处两个神经元的细胞质并不连通，仅仅是彼此发生功能联系。电生理的研究表明，突触可分为兴奋性的或抑制性的，这取决于突触前部的“活性”是否能使突触后膜的电位超过引起神经冲动的阈值。复杂的神经网络就是依靠众多突触所建立的链式通路反馈环路来传递信息，并在神经元之间建立密切的形态和功能联系。

当神经元细胞体通过轴突传到突触前膜的脉冲幅度达到一定强度，即超过其阈值电位后，突触前膜将向突触间隙释放神经传递的化学物质（乙酰胆碱）。由于这种化学物质的扩散，使位于突触后膜的离子通道开放，产生离子流，从而在突触后膜产生正的或负的电位，称为突触后电位。

一个神经元通过突触和大量的其他神经元相连接，这些突触后电位的变化将对该神经元

产生综合作用,即当这些突触后电位的总和超过某阈值时,该神经元便被激活,并产生脉冲,而且产生的脉冲数与该电位总和值的大小有关。脉冲沿轴突向其他神经元传送,从而实现了神经元之间信息的传递。

总结起来,生物神经系统有如下六个基个特征。

- (1) 神经元及其连接。
- (2) 神经元之间的连接强度决定信号传递的强弱。
- (3) 神经元之间的连接强度是可以随训练而改变的。
- (4) 信号可以是起刺激作用的,也可以是起抑制作用的。
- (5) 一个神经元接受信号的累积效果决定该神经元的状态。

- (6) 每个神经元可以有一个“阈值”。

2. 人工神经网络模型

人工神经元是神经网络的基本处理单元。它是一个多输入单输出的非线性器件,其结构模型如图 17-18 所示。

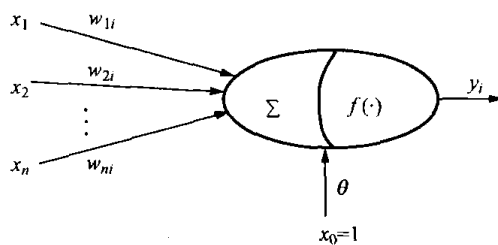


图 17-18 人工神经元结构

其输入输出关系可描述为

$$I_i = \sum_{j=1}^n w_{ji} x_j - \theta_i \quad (17-116)$$

$$y_i = f(I_i) \quad (17-117)$$

式中: $x_j (j=1, 2, \dots, n)$ 是从其他神经元传来的输入信号; w_{ji} 表示从神经元 j 到神经元 i 的连接权值; θ_i 为阈值; $f(\cdot)$ 称为激发函数或作用函数。

有时为了方便起见,常把 $-\theta_i$ 也看成是恒等于 1 的输入 x_0 的权值。

这时式 (17-116) 可写成

$$I_i = \sum_{j=0}^n w_{ji} x_j \quad (17-118)$$

$$w_{0i} = -\theta_i$$

$$x_0 = 1$$

输出激活函数 $f(\cdot)$ 又称为变换函数,它决定神经元(节点)输出。该输出为 1 或 0,取决于输入之和大于或小于内部阈值 θ_i 。 $f(\cdot)$ 函数一般具有非线性特性,常用以下几种形式。

- (1) 阈值型,为阶跃函数,如图 17-19 (a) 所示。

$$f(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases} \quad (17-119)$$

- (2) 饱和型,为分段线性函数,如图 17-19 (b) 所示。

$$f(x) = \begin{cases} 1, & x \geq \frac{1}{k} \\ kx, & -\frac{1}{k} \leq x < \frac{1}{k} \\ -1, & x < -\frac{1}{k} \end{cases} \quad (17-120)$$

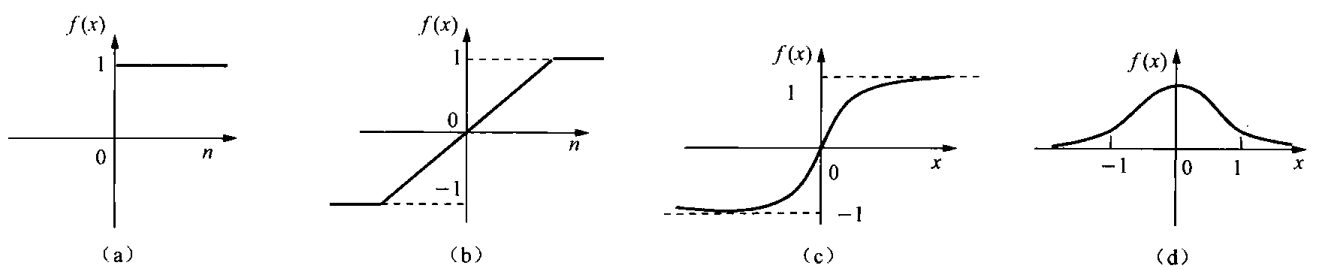
(3) S 型函数，又称 Sigmoid 函数，如图 17-19 (c) 所示。当 β 趋于无穷时，S 形曲线趋于阶跃函数，通常情况下， β 取值为 1。

$$f(x)=\frac{1}{1+\exp(-\beta x)},\beta>0 \tag{17-121}$$

(4) 高斯函数，如图 17-19 (d) 所示。在径向基函数 (RBF) 构成的神经网络中，神经元的结构可用高斯函数描述。

$$f(x)=e^{-x^2/\delta^2} \tag{17-122}$$

人工神经网络是生物神经网络的一种模拟和近似，不同的人工神经元之间连接方式不同，拓扑结构也不同。目前常见的拓扑结构如下：



324

图 17-19 常见的激活函数

(a) 阶跃函数；(b) 分段线性函数；(c) S 形函数；(d) 高斯函数

(1) 前向网络。

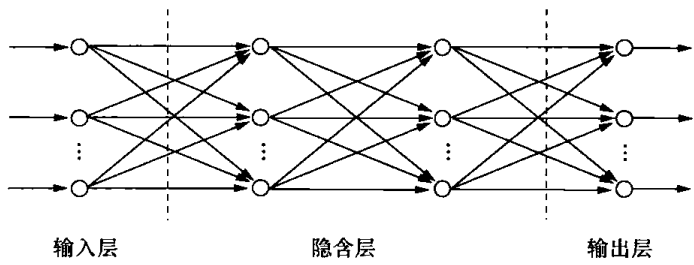


图 17-20 前向网络结构

前向网络，又称前馈型神经网络 (Feedforward NN)。如图 17-20 所示，神经元分层排列，有输入层，隐含层（又称中间层，可有若干层）和输出层，每层神经元只接受前一层神经元的输入。输入层各神经元负责接受来自外界的输出信息，并传递给中间各隐含层神经元，

隐含层是神经网络的内部信息处理层，负责信息变换，最后一个隐含层传递到输出层。各神经元的信息经过进一步处理后，即完成一次从输入到输出的信息处理，由输出层向外界（如执行机构或显示设备）输出信息处理结果。

(2) 反馈型神经网络。

如图 17-21 所示，反馈型神经网络 (Feedback NN)，又称回归型结构，其所有节点都是计算单元，同时也可接受输入，并向外界输出。所有节点都是一样的，它们之间都可以相互连接。

(3) 互连型结构。

互连型结构有全互联型结构和局部互连型结构，如图 17-22 所示为局部互连型结构，网络中每个节点只与其相邻的节点连接。而全互联型结构中，每个节点均与所有其他节点连接。

3. 人工神经网络训练算法

人工神经网络的学习过程就是对它的训练过程。所谓训练，就是在将样本向量构成的样本集合(简称为样本集、训练集)输入到人工神经网络的过程中，按照一定的方式去调整神经

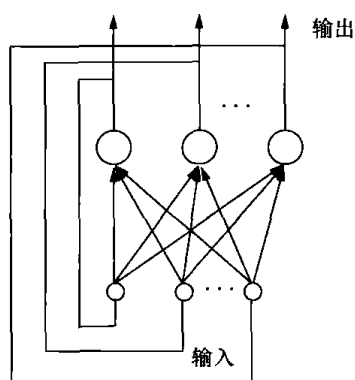


图 17-21 反馈型神经网络

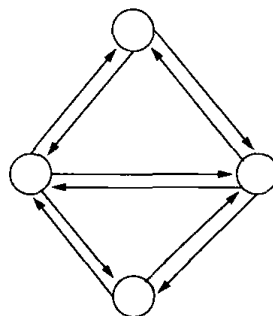


图 17-22 局部互连型结构

元之间的连接权，使网络能将样本集以连接权矩阵的方式存储起来，在网络接受输入时，可以给出适当的输出。

学习方法是体现人工神经网络智能特性的主要标志，目前主要的学习方法（按有无监督来分类）有：

（1）有教师学习（Supervised Learning）。

这种学习方式需要外界存在一个“教师”，他可对一组给定输入提供应有的输出结果（正确答案）。这组已知的输入/输出数据称为训练样本集。学习系统可根据已知输出与实际输出之间的差值（误差信号）来调节系统参数。

（2）无教师学习（Unsupervised Learning）。

无教师学习时不存在外部教师，学习系统完全按照环境所提供数据的某些统计规律来调节自身参数或结构（这是一种自组织过程），以表示外部输入的某种固有特性（如聚类，或某种统计上的分布特征）。

（3）再励学习（Reinforcement Learning）。

又称强化学习，这种学习介于上述两种方法之间，外部环境对系统输出结果只给出评价（奖或罚）而不是给出正确答案，学习系统通过强化那些受奖励的动作来改善自身性能。

以下介绍神经网络中常用的几种最基本学习规则：

（1）Hebb 学习规则。

Hebb 学习规则是 D.O.Hebbian 在 1961 年提出的。该算法认为，接连两个神经元的突触的强度按下列规则变化：

当两个神经元同时处于激发状态时被加强，否则被减弱，可用如下数学表达式表示为

$$w_{ij}(k+1) = w_{ij}(k) + I_i I_j \quad (17-123)$$

式中： $w_{ij}(k)$ 为连接从神经元 i 到神经元 j 的当前权值； I_i ， I_j 为神经元的激活水平。

Hebb 学习规则是一种无教师学习方法，它只根据神经元连接间的激活水平改变权值，因此这种方法又称为相关学习或并联学习。

（2）竞争式学习规则。

竞争式学习规则利用不同层间的神经元发生兴奋性连接，以及同一层内距离很近的神经元间发生同样的兴奋性连接，而距离较远的神经元产生抑制性连接。在这种连接机制中引入竞争机制的学习方式就称为竞争式学习。

其中,最常见的一种情况是输出神经元之间有侧向抑制性连接,这样众多输出单元中如有某一单元较强,则它将获胜并抑制其他单元,最后只有比较强者处于激活状态。最常用的竞争学习规则可写为

$$\Delta w_{ij}(n) = \begin{cases} \alpha(u_i - w_{ij}), & \text{若神经元 } i \text{ 在竞争中获胜} \\ 0, & \text{若神经元 } i \text{ 在竞争中失败} \end{cases} \quad (17-124)$$

(3) Delta (δ) 学习规则。

1986年,心理学家 McClelland 和 Rumelhart 在时间网络训练中引入了 δ 规则。 δ 规则要求转移函数可导,因此只使用于有教师学习中定义的连续转移函数,如 Sigmoid 函数。定义神经元输出与期望输出之间的平方误差为

$$E = \frac{1}{2}(d_j - y_j)^2 = \frac{1}{2}[d_j - f(W_j^T X)]^2 \quad (17-125)$$

式中: d_j 为期望的输出(教师信号); y_j 为实际输出,等于 $f(W_j^T X)$; 误差 E 是权向量 W_j 的函数。

要使误差 E 最小, W_j 应与误差的负梯度成正比,即

$$\Delta W_j = -\eta \nabla E \quad (17-126)$$

式中: 比例系数 η 是一个正常数。

由式(17-125), 误差梯度为

$$\nabla E = -(d_j - y_j) f'(W_j^T X) X \quad (17-127)$$

将此结果代入式(17-126), 可得权值调整计算式

$$\Delta W_j = \eta (d_j - y_j) f'(W_j^T X) X \quad (17-128)$$

ΔW_j 中每个分量的调整由下式计算

$$\Delta w_{ij} = \eta (d_j - y_j) f'(net_j) x_i \quad i=0, 1, \dots, n \quad (17-129)$$

上式称为 δ 学习规则, 又称误差修正规则。 δ 规则实现了 E 中的梯度下降, 因此使误差函数达到最小值。

二、常用神经网络

1. BP 网络

由于在神经网络中引入了隐层神经元, 神经网络就具有更好的分类和记忆等能力, 因此相应的学习算法成了研究的焦点。1985年 Rumelhart 等提出的 EBP (Error Back Propagation) 算法(简称 BP 算法), 系统地解决了多层神经网络中隐单元层连接权的学习问题, 并在数学上给出了完整的推导。由于 BP 克服了简单感知器不能解决的 XOR 和其他一些问题, 所以 BP 模型已成为神经网络的重要模型之一, 并得以广泛使用。

采用 BP 算法的多层神经网络模型一般称为 BP 网络。多层神经网络模型的拓扑结构如图 17-23 所示。它由输入层、中间层和输出层组成。中间层也就是隐含层可以是一

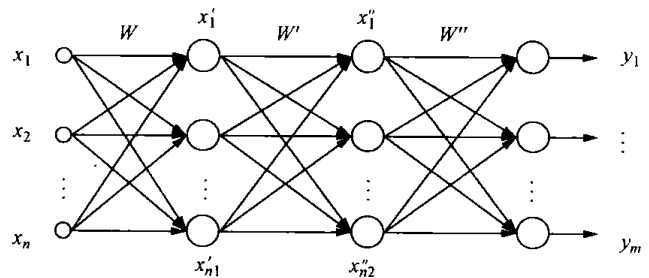


图 17-23 多层前向 BP 网络

层或多层。

BP 网络的学习过程由两部分组成：正向传播和反向传播。当正向传播时，输入信息从输入层经隐含层处理后传向输出层，每一层神经元的状态只影响下一层的神经元状态。如果在输出层得不到希望的输出，则转入反向传播，将误差信号沿原来的神经元连接通路返回。返回过程中，逐一修改各层神经元连接的权值。这种过程不断迭代，最后使得信号误差达到允许的范围之内。

BP 网络中采用了有一定阈值特性的连续可微的 Sigmoid 函数作为神经元的激发函数。当然其他类似的非线性函数也可选用。这里采用的 S 型函数为

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (17-130)$$

为方便起见，在图 17-23 所示的网络中，把阈值写入连接权中去，令 $\theta'_l = w_{n_l l}$ ， $\theta'_k = w_{n_k k}$ ， $\theta_j = w_{n_j}$ ， $x_{n_2} = x_{n_1} = x_n = -1$ 。设有 P 个训练样本，即 P 个输入/输出对 (X_k, T_k) ， $(k=1, 2, \dots, P)$ 。其中， X_k 为第 k 个样本输入： $X_k = (x_{k1}, x_{k2}, \dots, x_{kM})$ ， M 为输入向量维数， T_k 为第 k 个样本输出向量（期望输出）， $T_k = (t_{k1}, t_{k2}, \dots, t_{kN})$ ， N 为输出向量维数。网络的实际输出向量为： $O_k = (o_{k1}, o_{k2}, \dots, o_{kN})^T$ ， w_{ji} 为前一层第 i 个神经元输入到后一层第 j 个神经元的权系数。对于第 k 个样本，第 j 个神经元的状态定义为

$$net_{kj} = \sum_i w_{ji} x_{ki} \quad (17-131)$$

第 j 个神经元的输出为

$$o_{kj} = f_j(net_{kj}) \quad (17-132)$$

下面给出 BP 网络的算法步骤。

(1) 置各权值或阈值的初始值： $w_{ji}(0), \theta_j(0)$ 为最小随机数值。

(2) 提供训练样本：输入向量 X_k ， $k=1, 2, \dots, M$ ；期望输出 T_k ， $k=1, 2, \dots, N$ ；对每个输入样本进行下面 (3) ~ (5) 的迭代。

(3) 计算网络的实际输出及隐含层单元的状态为

$$o_{kj} = f_j(\sum_i w_{ji} o_{ki} + \theta_j) \quad (17-133)$$

(4) 计算训练误差为

$$\text{输出层} \quad \delta_{kj} = o_{kj}(1 - o_{kj})(t_{kj} - o_{kj}) \quad (17-134)$$

$$\text{隐含层} \quad \delta_{kj} = o_{kj}(1 - o_{kj}) \sum_m \delta_{km} w_{mj} \quad (17-135)$$

(5) 修正权值和阈值为

$$w_{ji}(k+1) = w_{ji}(k) + \eta \delta_j o_{ki} + \alpha [w_{ji}(k) - w_{ji}(k-1)] \quad (17-136)$$

$$\theta_j(k+1) = \theta_j(k) + \eta \delta_j + \alpha [\theta_j(k) - \theta_j(k-1)] \quad (17-137)$$

(6) 当 k 每经历 1 至 $M(N)$ 后，判断指标是否满足精度要求为

$$E \leq \varepsilon$$

其中 ε 表示精度。

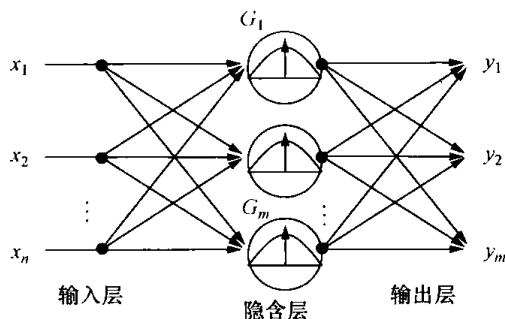


图 17-24 RBF 网络拓扑结构

(7) 结束。

2. RBF 网络

RBF 网络，即径向基函数神经网络。

RBF 网络的拓扑结构如图 17-24 所示。它是一种三层前向网络：第一层为输入层，由信号源节点组成；第二层为隐含层，其神经数视所描述问题的需要而定；第三层为输出层，它对输入模式的作用作出响应。隐含层的变换函数通常选取高斯函数为

$$G(x) = \exp \left[-\frac{(x-c)^T (x-c)}{2\sigma^2} \right] \quad (17-138)$$

式中：\$c\$ 为高斯函数的中心值，\$x\$ 为输入 \$x=(x_1 \cdots x_n)^T\$；\$\sigma\$ 为常数。

第 \$j\$ 个隐含层节点的输出为

$$G_j = \exp \left[-\frac{(x-c_j)^T (x-c_j)}{2\sigma_j^2} \right] \quad j=1, 2, \cdots, M \quad (17-139)$$

式中：\$x=(x_1 \cdots x_n)^T\$ 为输入样本；\$M\$ 为隐层节点数。\$c_j\$ 高斯函数中心值节点的输出范围在 0 和 1 之间，且输入样本越靠近节点的中心，输出值越大。

网络的输出为隐层节点输出的线性组合

$$y_i = \sum_{j=1}^M w_{ij} G_j - \theta = w_i^T G \quad i=1, 2, \cdots, m \quad (17-140)$$

$$w_i = (w_{i1} \quad w_{i2} \quad \cdots \quad w_{iM} \quad -\theta)^T \quad G = (G_1 \quad G_2 \quad \cdots \quad G_M \quad 1)^T$$

RBF 网络的基本思想是用 RBF 作为隐单元的“基”构成隐含层空间。这样就可将输入矢量直接（即不通过权系数），映射到隐空间。当 RBF 中心确定后，这种映射关系也就确定，且其中心可调。隐层到输出层的映射是线性的。权是网络的可调参数。总体来看，输入到输出的映射是非线性的，网络输出对可调参数又是线性的，可用线性方程组直接解出或用最小二乘法（RLS）递推计算，加快了学习速度并避免了局部极小问题。

三、神经网络控制方法

1. 神经元自适应 PSD 控制

Marsik 和 Strejc 提出无需辨识的自适应算法，其机理是：根据过程误差的几何特性建立性能指标，从而形成 PSD（Proportional, Summation, Derivative，即比例，求和，微分）控制规律。该方法无需辨识过程参数，只要在线检测过程的期望输出和实际输出，以形成自适应控制律，因而这类自适应控制器具有明显的简单性和可实现性。

PSD 自适应控制律的增量形式是：

$$\Delta u(k) = K(k)[e(k) + r_0(k)\Delta e(k) + r_1(k)\Delta^2 e(k)] \quad (17-141)$$

式中：\$\Delta u(k)\$ 为控制器输出增益；\$K(k)\$ 为控制器增益；\$r_0(k)\$ 为比例系数；\$r_1(k)\$ 为微分系数。

$$e(k)=y_r(k)-y(k) \quad (17-142)$$

$$\Delta e(k)=e(k)-e(k-1) \quad (17-143)$$

$$\Delta^2 e(k)=e(k)-2e(k-1)+2e(k-2) \quad (17-144)$$

参数 r_0 , r_1 可进行自动调节, 使组成增量型控制律各项的绝对平均值满足如下关系

$$|\bar{e}(k)|=r_0(k)|\Delta\bar{e}(k)|=r_1(k)|\Delta^2\bar{e}(k)| \quad (17-145)$$

式 (17-145) 表明, PSD 增量控制律设计成保证比例、求和、微分三项绝对平均值满足相等关系可获得较好的控制效果。

由式 (17-145) 可推出

$$r_0(k)=\frac{|\bar{e}(k)|}{|\Delta\bar{e}(k)|} \quad (17-146)$$

$$r_1(k)=\frac{|\bar{e}(k)|}{|\Delta^2\bar{e}(k)|} \quad (17-147)$$

若设

$$T_e(k)=\frac{|\bar{e}(k)|}{|\Delta\bar{e}(k)|} \quad (17-148)$$

则有

$$r_0(k)=T_e(k) \quad (17-149)$$

$$r_1(k)=\frac{|\bar{e}(k)|}{|\Delta^2\bar{e}(k)|}=\frac{|\bar{e}(k)|}{|\Delta\bar{e}(k)|} \cdot \frac{|\Delta\bar{e}(k)|}{|\Delta^2\bar{e}(k)|}=T_e(k)T_v(k) \quad (17-150)$$

式中

$$T_v(k)=\frac{|\Delta\bar{e}(k)|}{|\Delta^2\bar{e}(k)|} \quad (17-151)$$

Marsik 和 Strejc 的最优比例值为 0.5, 即

$$T_e(k)=2T_v(k) \quad (17-152)$$

因此, 控制律变为

$$\Delta u(k)=K(k)[e(k)+2T_v(k)\Delta e(k)+2T_v^2(k)\Delta^2 e(k)] \quad (17-153)$$

Marsik 给出增益 $\Delta K(k)$ 的递推算法为

$$\Delta K(k)=\frac{1}{T_v(k-1)}cK(k-1) \quad (17-154)$$

式中: $0.025 \leq c \leq 0.05$ 。这样, $\Delta K(k)$ 只能单调增加, 因此当 $\text{sgn}[e(k)] \neq \text{sgn}[e(k-1)]$ 时取 $K(k)=0.75K(k-1)$, 即 $K(k)$ 的增加速度反比于 $T_v(k)$, 但当控制误差改变符号时, 下降到上一时刻值的 75%。

由于在 PSD 算法中引进了增益 K 的自调整方法, 因而自学习, 自组织能力和鲁棒性都有了明显的提高。

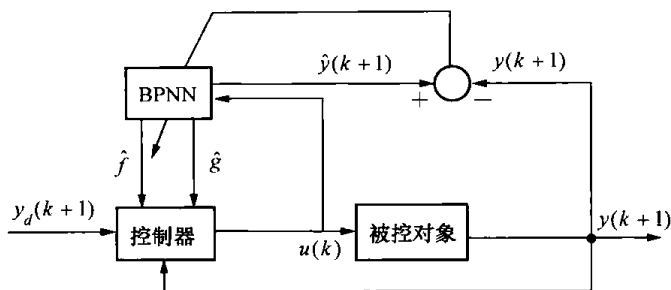


图 17-25 神经网络自校正控制系统

2. 神经网络自校正控制

神经网络自校正控制属于神经网络自适应控制的一种。神经网络自校正控制根据对系统正向和（或）逆模型辨识的结果，直接调节控制器内部参数，使系统满足给定的性能指标。它分为直接控制和间接控制两种。区别在于，前者同时使用神经网络控制器和神经网络估计器，其中估计器可进行在线修正，有时也称神经网络直接逆控制，其结构框图如图 17-25 所示。

其中

$$y(k+1)=f[y(k)]+g[y(k)]u(k) \quad (17-155)$$

$$u(k)=\{y_d(k+1)-f[y(k),w]\}/g[y(k),v] \quad (17-156)$$

BPNN:

$$y(k+1)\hat{f}[y(k),w]+\hat{g}[y(k),v]u(k) \quad (17-157)$$

设被控对象为如下单变量仿射线非线性系统：

$$y(k+1)=f(y(k),\dots,y(k-p),u(k-1),\dots,u(k-p)) \\ +g(y(k),y(k-1),\dots,y(k-p),u(k-1),\dots,u(k-p))u(k) \quad (17-158)$$

式中：\$y(k+1)\$ 为对象输出；\$u(k)\$ 为控制器输出。

在上述函数 \$f(\cdot)\$ 和 \$g(\cdot)\$ 已知情况下，可采用如下控制为

$$u(k)=\frac{f(\cdot)}{g(\cdot)}+\frac{y_d(k+1)}{g(\cdot)} \quad (17-159)$$

使系统输出 \$y(k+1)\$ 精确跟踪期望输出 \$y_d(k+1)\$。

当 \$f(\cdot)\$ 和 \$g(\cdot)\$ 未知时，BP 网络通过学习算法可以逼近这些函数，并重新自校正控制规律。为方便起见，设被控对象为一阶系统

$$y(k+1)=f(y(k))+g(y(k),u(k)) \quad (17-160)$$

通过神经网络利用模型

$$\hat{y}(k+1)=\hat{f}[y(k),w(k)]+\hat{g}[y(k),v(k)]u(k) \quad (17-161)$$

去逼近对象模型，其中 \$w=[w_0, w_1, \dots, w_{2p}]\$（有 \$p\$ 个隐含节点），\$v=[v_0, v_1, \dots, v_{2g}]\$（有 \$g\$ 个隐含节点），且有

$$\hat{f}(0,w)=w_0 \quad \hat{g}(0,v)=v_0 \quad (17-162)$$

相应的控制律为

$$u(k)=\frac{\hat{f}(y(k),w(k))}{\hat{g}(y(k),v(k))}+\frac{y_d(k+1)}{\hat{g}(y(k),v(k))} \quad (17-163)$$

将式（17-163）代入式（17-161），可得

$$y(k+1)=f(y(k))+g(y(k))\left\{\frac{\hat{f}(y(k),w(k))}{\hat{g}(y(k),v(k))}+\frac{y_d(k+1)}{\hat{g}(y(k),v(k))}\right\} \quad (17-164)$$

定义输出误差

$$E(k) = \frac{1}{2} [y_d(k+1) - y(k+1)]^2 \quad (17-165)$$

令 $E(k)$ 为最小, 于是有

$$\frac{\partial E(k)}{\partial w_i(k)} = \frac{g(y(k))}{\hat{g}[y(k), v(k)]} \left\{ \frac{\partial \hat{f}[y(k), w(k)]}{\partial w_i(k)} \right\} e(k+1) \quad (17-166)$$

$$\frac{\partial E(k)}{\partial v_i(k)} = \frac{g(y(k))}{\hat{g}[y(k), v(k)]} \left\{ \frac{\partial \hat{f}[y(k), w(k)]}{\partial v_i(k)} \right\} u(k) e(k+1) \quad (17-167)$$

对于 $\frac{\partial \hat{f}[\cdot]}{\partial w_i}$, $\frac{\partial \hat{g}[\cdot]}{\partial v_j}$, 可仿照推导 BP 算法过程计算。虽然 $g(y(k))$ 未知, 但其符号已知,

可用 $\text{sgn}[g(y(k))]$ 代替 $g(y(k))$, 这样就可得到 $w(k)$ 和 $v(k)$ 的学习规则为

$$w_i(k+1) = w_i(k) - \eta \frac{\text{sgn}[g(y(k))]}{\hat{g}[y(k), v(k)]} \left\{ \frac{\partial \hat{f}[y(k), w(k)]}{\partial w_i(k)} \right\} e(k+1) \quad (17-168)$$

$$v_j(k+1) = v_j(k) - \mu \frac{\text{sgn}[g(y(k))]}{\hat{g}[y(k), v(k)]} \left\{ \frac{\partial \hat{g}[y(k), w(k)]}{\partial v_j(k)} \right\} u(k) e(k+1) \quad (17-169)$$

式中: η 和 μ 为学习速率。

上述修正权值学习算法收敛时, 所获得的控制规律即为最佳控制规律。

3. 神经网络模型参考自适应控制

神经网络模型参考自适应控制也是属于神经网络自适应控制的一种。基本思想是过程输出与模型参考输出相一致, 即调整调节器的参数, 使过程输出最后以零误差跟踪参考模型输出。相应的控制器结构如图 17-26 所示, 它由两个控制回路组成, 内回路为被控对象与调节器组成的常规反馈回路, 外回路为调整控制器或调节器参数的自适应回路。这里把控制问题看做是调节反馈

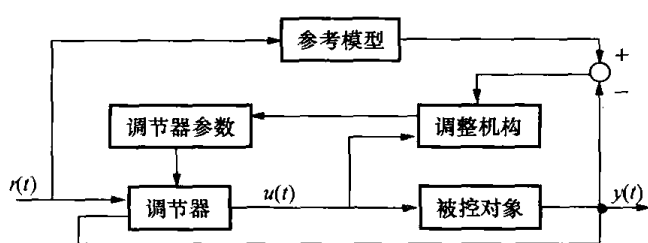


图 17-26 模型参考自适应控制

控制器参数, 使对象输出最终跟踪上参考模型的输出。当自适应过程完成后, 闭环对象的性能应与期望参考模型的性能相匹配。

在模型参考自适应控制结构的基础上, 采用神经网络作为辨识器和控制器, 就构成了神经网络模型参考自适应控制系统 (NNMRAC)。

NNMRAC 有两种设计方案, 一种是基于在线辨识基础上神经控制器的间接 NNMRAC, 即通过系统辨识获取被控对象的数学模型, 再按一定的设计指标设计控制器; 另一种是直接调整控制器参数的直接 NNMRAC, 即根据对象输出与期望输出的误差, 按某种方法调节控制器参数, 以直接达到控制的目的。这两种方案在实际应用中都是成功的, 但间接 NNMRAC 采用神经辨识器和神经控制器两个神经网络, 训练和应用非常费时, 从这一点看, 直接 NNMRAC 要优于间接 NNMRAC。下面介绍第二种方案。

直接 NNMRAC 原理如图 17-27 所示, 它由线性参考模型, 神经网络控制器, 固定线性增益控制器和非线性对象 (SISO) 组成。

控制系统的控制律为

$$u(k) = K_r r(k) - K_T X(k) + u_N(k) \quad (17-170)$$

$$u_N(k) = f[X(k), X_m(k), r(k)] \quad (17-171)$$

式中: $r(k)$ 为参考输入; $X(k), X_m(k)$ 分别为对象和参考模型的状态矢量; K_r, K_T 分别为输入和状态反馈增益矩阵; $u_N(k)$ 为神经网络控制器的输出。

神经网络控制器采用 BP 网络设计, 训练标准采用

$$E = \frac{1}{2} e^2(k) = \frac{1}{2} [y(k) - y_m(k)]^2 \quad (17-172)$$

式中: $y(k), y_m(k)$ 分别为被控对象和参考模型的输出。

如图 17-27 所示, 被控对象位于神经网络控制器与误差之间, 误差必须通过某一通道反传到控制器, 以调整控制器加权系数。修正公式为

$$W(k+1) = W(k) - \eta(k) \left[\frac{\partial y(k)}{\partial u_N(k)} e(k) \right] \frac{\partial u_N(k)}{\partial W(k)} \quad (17-173)$$

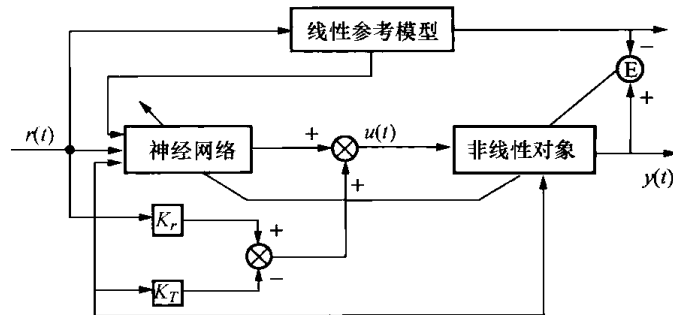


图 17-27 NNMRAc 原理图

式中: W 为网络连接权矩阵, 而 $\frac{\partial y(k)}{\partial u_N(k)} = \frac{\partial y(k)}{\partial u(k)} \frac{\partial u(k)}{\partial u_N(k)} = \frac{\partial y(k)}{\partial u(k)}$ 。

当被控对象的 Jacobian 阵已知时, 即可利用式 (17-173) 修正网络权值; 当被控对象 Jacobian 阵未知时, 无法利用上式对神经网络控制器的连接权进行调整。此时可采用两种方法: 一是利用对象的定性信息进行加权系数的修正; 另一种方法是利用一个神经网络模拟被控对象, 但此时该模拟神经网络仅作为误差由输出端反传到神经网络控制器的一个信息通道, 在线辨识时, 仅需获取对象的 Jacobian 阵。

下面简单介绍 Jacobian 阵的获取方法。对于如下非线性系统

$$y(k+1) = f[y(k), \dots, y(k-n+1), u(k), \dots, u(k-m+1)] \quad (17-174)$$

选择一个三层感知器神经网络, 用它对此非线性系统的 Jacobian 阵进行辨识, 其结构为 $(n+m) \sim N_n \sim 1$ 。其输出层神经元特性函数为线性函数, 隐含层特性函数为双曲正切函数 $\tanh(x)$ 。由此可得神经网络模型为

$$v_i(k) = \tanh \left[\sum_{r=1}^n a_{ir} y(k-r+1) + \sum_{j=1}^m b_{ij} u(k-j+1) + \theta_i \right] \quad (17-175)$$

$$\tilde{y}(k+1) = \sum_{i=1}^{N_n} c_i v_i(k) \quad (17-176)$$

用 BP 算法可得

$$\Delta \tilde{y}(k) = \sum_{i=1}^n \alpha_i(k) \Delta y(k-i+1) + \sum_{j=1}^m \beta_j(k) \Delta u(k-j+1) \quad (17-177)$$

其中:

$$\alpha_i(k) = \frac{\partial y(k)}{\partial y(k-i+1)}, \quad \beta_j(k) = \frac{\partial y(k)}{\partial u(k-j+1)} \quad (17-178)$$

利用式 (17-175) 及式 (17-176) 计算式 (17-177), 可得出下列关系

$$\alpha_i(k) = \sum_{r=1}^{N_n} [1+v_r(k)][1-v_r(k)] c_r a_{ri} \quad (17-179)$$

$$\beta_j(k) = \sum_{r=1}^{N_n} [1+v_r(k)][1-v_r(k)] c_r b_{rj} \quad (17-180)$$

因此可以近似求得

$$\frac{\partial y(k)}{\partial u(k)} \approx \beta_1(k) \quad (17-181)$$

通过求取 $\beta_1(k)$ 求得所需要的 Jacobian 阵。将式 (17-181) 代入式 (17-173) 即可求得 $W(k+1)$ 。

第十八章 先进控制策略应用

第一节 先进控制策略在汽温控制中应用

发电系统在结构上非常复杂,无论是在技术层面还是在管理层面。从控制系统结构来看,它是一个多级分布式系统。在所有层次,优化都是非常重要的。顶层的性能取决于所有底层的性能。电厂的汽温控制是过程控制级的一部分,与厂级和执行级的关系十分密切。

电厂的汽温控制是讨论的最多的问题。人们广泛关注汽温控制的原因如下:

(1) 设备的寿命。汽温影响热应力,汽温控制的好,就可以减少过热器、联箱以及汽轮机的低周期疲劳。

(2) 效率。如果稳态偏差大幅度地减少,就可以增加出口汽温的设定值,因而也就提高了汽轮机的效率。

(3) 负荷跟踪能力。稳定的汽温控制提高了锅炉运行的稳定性,因此,可以大幅度地提高负荷跟踪能力,适应电力市场的竞争。

(4) 可用性。机组整体稳定性的提高减少了故障停机,也减少了启动过程中的燃料消耗、发电量的损失以及设备的磨损,从而提高了机组的可用性。

汽温控制系统的特点如下所述。

- (1) 多变量被控对象。
- (2) 高阶动态特性。
- (3) 动态特性(时间常数和增益)与负荷有关。
- (4) 烟气是主要的随机扰动。

一、燃水比控制

锅炉汽温、汽压与锅炉主控、给水流量和燃料量关系密切。我们知道,由给水流量 m_{fw} 和燃料量 m_{fuel} 到一级过热器入口温度 T_{sh1} 和三级过热器出口压力 p_{sh3} 之间是一个 2×2 系统。传统的给水和燃料控制一般可以划分为前馈控制和反馈控制。如图 18-1 所示。

1. 前馈控制

由负荷指令到给水指令和燃料指令的前馈控制,目的是供给锅炉适量的水和燃料。由稳态工况来看,在某一固定的负荷点,对于一定的锅炉运行参数,所需要的输入是已知的。这就给出了增益为 1 的前馈分量。前馈的另一个分量经过一个滤波器,以保证给水和燃料量的动态优化,也就是说,在负荷变化时,温度和主汽压均不发生变化。

由于锅炉很大的金属质量导致很大的时间常数,同时燃烧系统又存在着很大的时间滞后,因此,反馈系统的整定十分困难。如果要求负荷的变化率范围大,而且金属应力尽可能的小,前馈的存在和正确整定是非常重要的。

2. 反馈控制

反馈控制的目的是消除在正常运行期间来自炉膛的(主要是燃料量和燃料品质)扰动。反馈控制由温度和压力控制回路组成。

温度 T_{sh1} 由串级控制回路控制。蒸发器出口焓值由内回路的 PI 控制器控制，温度 T_{sh1} 由外回路的 PI 控制器控制。控制蒸发器出口焓值而不是控制出口温度的原因是，采用这种方法可以把蒸汽特性的非线性自动地包括进去。PI 控制器的比例增益和积分时间必须随着负荷 L_d 而改变，因为锅炉的增益和时间常数都会随着负荷（蒸汽流量变化）发生显著变化。

$f_1(x)$ 、 $f_2(x)$ ：由机组负荷指令产生设定值； $FF_1(s)$ 、 $FF_2(s)$ ：前馈传递函数； $C_1(s)$ 、 $C_2(s)$ ：解耦函数；PI/PID：其比例增益和积分时间随机组负荷指令而变化的反馈控制器

主蒸汽压力由单个 PID 控制器控制。这个 PID 控制器的参数也必须随着负荷而改变，原因同上。

由于锅炉是一个全互联的过程（给水流量和燃料流量不仅影响温度而且影响压力），在两个反馈控制回路之间引入解耦环节是非常重要的。因为两个反馈控制回路之间不会出现振荡，两个反馈控制回路可以分别整定，取得尽可能高的带宽。

3. 汽温控制

由于过热器是多变量系统的一部分，过热器的控制经常被认为是 SISO 问题。

汽温控制的一个简单例子如图 18-2 所示。这是串级控制系统，采用定参数的 PID 控制器，被调量是过热器出口温度。

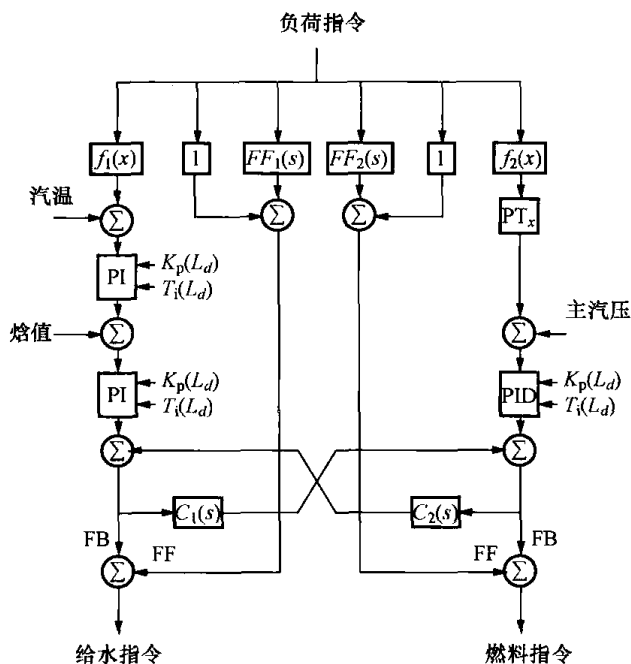


图 18-1 燃水比控制图

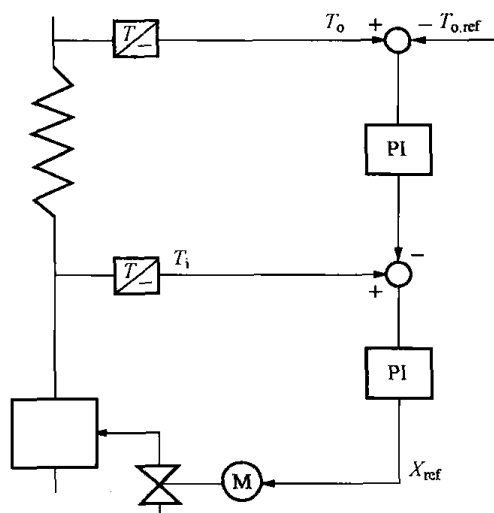


图 18-2 基于常规 PI 控制的汽温控制系统

内回路需要抵御上游发生的温度扰动，内回路抗扰动要比外回路快得多。由于动态特性和增益随负荷而变化，如图 18-2 所示定参数的控制器仅能在一个工作点处整定的比较好。

在内回路引入随负荷而变的增益调度相对来说比较容易。在过热器的运行靠近湿蒸汽范围的情况下，外回路的增益调度也可能是有益的。

引进前馈扰动校正可以改善控制性能，例如，可采用燃料量作为燃烧扰动信号。

二、LQG 控制应用

采用基于模型的参数整定，对于负荷跟随运行，以及稳态运行期间的扰动，均会获得良好的控制性能。要实现基于模型的整定，就要估计锅炉的动态特性，必须进行开环试验，或

者是闭环估计。这两种方法应用都是很困难的。对于那些配备常规控制系统（非可编程控制系统），实现这些方案是非常麻烦的。

为了克服这些困难，人们提出了另外一些方法。目的是改善现有电厂的负荷跟踪能力。

在负荷快速变化的时候，为了保持某些关键被调量（例如：主汽温和主汽压）在预定的范围之内，因为过大的偏差将会严重地影响机组寿命，或者引起机组跳闸。改善机组负荷跟踪能力的方法之一就是改进这些关键被调量的控制策略。

为了增加鲁棒性，便于调试和手自动切换。LQG 控制器的输出与常规控制器的输出加权叠加。如图 18-3 所示为优化 LQG 控制器与锅炉现有控制系统的连接关系。

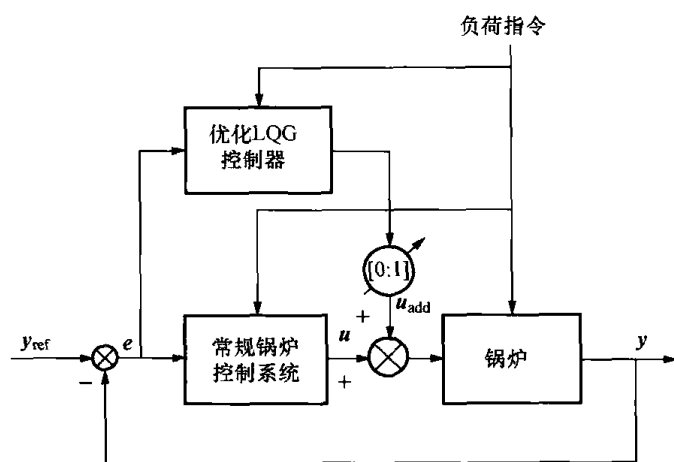


图 18-3 采用优化 LQG 控制器作为前馈控制的锅炉控制系统

由图中可见，优化 LQG 控制器根据控制误差和负荷指令计算出附加的控制信号 u_{add} ，再将其加到常规控制系统的控制信号上。对 LQG 控制器而言，被控过程就由锅炉现有的控制系统构成。附加的控制信号 u_{add} 可以在 0~1 之间加权，这样就便于调试和手自动切换。稳态时控制偏差为 0，复合指令为常数，由于优化控制器没有积分作用（一般在常规控制系统中加积分作用），附加的控制信号为 0。当锅炉出现控制误差或负荷变化时，优化控制器就会起作用。

1. LQG 控制器

对于一个线性状态空间系统而言，当状态是直接可测量的时候，控制律可以通过性能指标，即状态量与控制量的加权二次函数最小化来得到。按照这种思想得到的最优线性控制器被称为线性二次型控制器（LQR）。当考虑随机扰动时，就得到线性二次高斯型控制器（LQG）。在这种情况下，必须进行状态估计。

被控系统的状态空间模型是

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{v}(k) \end{aligned} \quad (18-1)$$

式中： $\mathbf{x}$ 为状态向量； $\mathbf{u}$ 为输入向量； $\mathbf{y}$ 为输出向量； $\mathbf{w}(k)$ 为过程噪声； $\mathbf{v}(k)$ 为测量噪声。

假定它们都是零均值和零协方差的独立随机变量，

$$\begin{aligned} E[\mathbf{w}(k)] &= 0, \quad E[\mathbf{w}(k)\mathbf{w}^T(k)] = \mathbf{R}_w \\ E[\mathbf{v}(k)] &= 0, \quad E[\mathbf{v}(k)\mathbf{v}^T(k)] = \mathbf{R}_v \\ E[\mathbf{w}(k)\mathbf{v}^T(k)] &= 0 \end{aligned} \quad (18-2)$$

根据分离定理，LQG 控制器的设计可以分为两个部分：一个是最优控制问题，另一个是最优滤波问题。这两个问题分述如下。

2. 最优控制

定义如下性能指标

$$I = E \left[\sum_{k=0}^N \mathbf{x}^T(k) \mathbf{Q}_1 \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}^T(k) \mathbf{Q}_2 \mathbf{u}(k) \right] \quad (18-3)$$

式中: $\mathbf{Q}_1$ 为正定的; $\mathbf{Q}_2$ 为正半定的加权矩阵, 用于调整控制器。

线性状态反馈控制器由下式给出

$$\mathbf{u}(k) = -\mathbf{L}\mathbf{x}(k) \quad (18-4)$$

它使性能指标极小化, 计算如下

$$\mathbf{L} = (\mathbf{Q}_2 + \mathbf{B}^T \mathbf{S} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{S} \mathbf{A} \quad (18-5)$$

这里, $\mathbf{S}$ 由离散黎卡提矩阵方程的稳态解给出

$$\mathbf{S} = \mathbf{Q}_1 + \mathbf{A}^T \mathbf{S} \mathbf{A} - \mathbf{A}^T \mathbf{S} \mathbf{B} (\mathbf{Q}_2 + \mathbf{B}^T \mathbf{S} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{S} \mathbf{A} \quad (18-6)$$

3. 最优滤波

引入卡尔曼滤波器

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}(k+1) &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{K}(\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k)) \\ \hat{\mathbf{y}}(k) &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k) \end{aligned} \quad (18-7)$$

式中: $\hat{\mathbf{x}}$ 为状态估计值; $\mathbf{K}$ 为卡尔曼增益。

卡尔曼增益 $\mathbf{K}$ 可按式 (18-8) 计算

$$\mathbf{K} = \mathbf{A} \mathbf{P} \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \mathbf{P} \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_v)^{-1} \quad (18-8)$$

这里, $\mathbf{P}$ 是离散黎卡提矩阵方程的稳态解

$$\mathbf{P} = \mathbf{R}_w + \mathbf{A} \mathbf{P} \mathbf{A}^T - \mathbf{A} \mathbf{P} \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \mathbf{P} \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_v)^{-1} \mathbf{C} \mathbf{P} \mathbf{A}^T \quad (18-9)$$

根据分离定理, 状态估计 $\hat{\mathbf{x}}$ 可以用于式 (18-4) 给出的控制律。

另一种方法是采用直接参数辨识法辨识系统模型, 将卡尔曼增益与模型参数一起估计出来。

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}(k+1) &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{K}\mathbf{e}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{e}(k) \end{aligned} \quad (18-10)$$

可以看出, 式 (18-1) 与式 (18-10) 是统计上的等价描述。由于式 (18-2) 中的协方差经常难以获得, 因此这种方法不失为一种好的选择。

4. 带前馈的 LQG 控制器

包含可测扰动 $\mathbf{d}(k)$ 的被控系统状态空间模型如下

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{d}(k) + \mathbf{w}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{v}(k) \end{aligned} \quad (18-11)$$

然后, 可以应用基于 LQG 理论的前馈加反馈控制。从概念来说, 前馈部分与反馈部分分别设计会更好一些。

前馈控制器的设计如下

$$\mathbf{u}_{ff}(k) = -\mathbf{L}_{ff} \hat{\mathbf{x}}_{ff}(k) \quad (18-12)$$

开环状态估计器是

$$\hat{x}_{ff}(k+1)=A\hat{x}_{ff}(k)+Bu_{ff}(k)+B_d d(k)$$

(18-13)

前馈控制器矩阵 L_{ff} 的计算如前所述。

反馈控制器由式 (18-14) 给出

$$u_{fb}(k)=-L_{fb}\hat{x}_{fb}(k)$$

(18-14)

闭环状态估计器

$$\begin{aligned}\hat{x}_{fb}(k+1)&=A\hat{x}_{fb}(k)+Bu(k)+K(y(k)-\hat{y}_{fb}(k)) \\ \hat{y}_{fb}(k)&=C\hat{x}_{fb}(k)\end{aligned}$$

(18-15)

反馈控制器矩阵 L_{fb} 也可以按照前面叙述的方法计算。

带前馈的 LQG 控制器结构如图 18-4 所示。

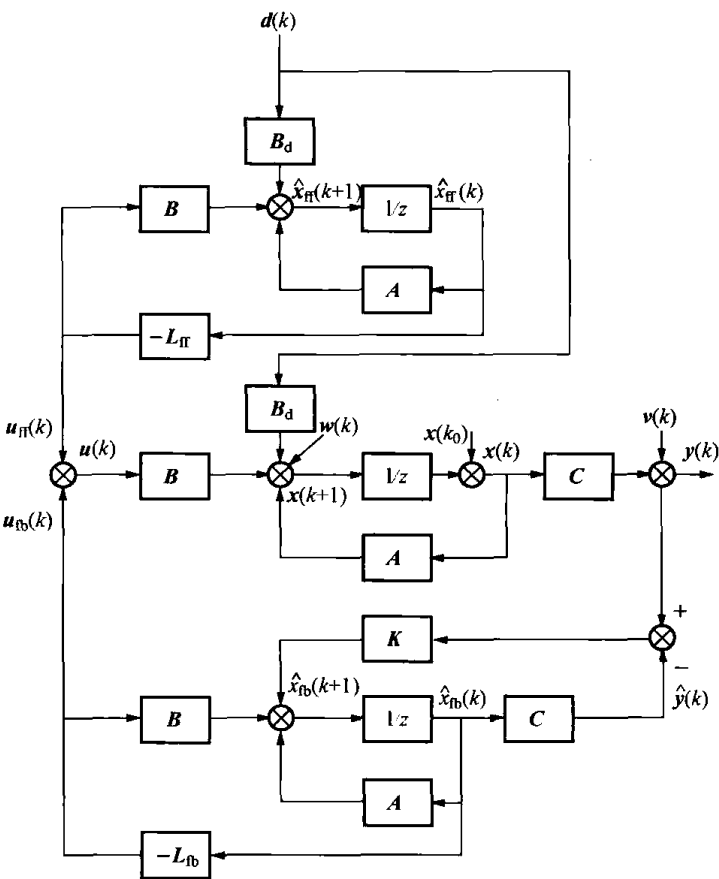


图 18-4 LQG 前馈与反馈控制器

5. LQG 控制器的增益调整

如果过程动态特性随工作点的变化是已知的，那么就可以据此来调整控制器的参数，我们称其为增益调度。

一个能够反映工作点、并用来调整控制器参数的、可测量的过程变量被称为调度变量 α ，我们假定它为标量。令 $J=\{\alpha_1, \alpha_2, \cdots, \alpha_m\}$ ，含有 m 个调度变量的值，并且按照 $\alpha_i > \alpha_j, i > j$ 的次序排列。对于 J 中的每一个 α 值，都有一个线性模型 (A, B, B_d, C, K) 。对于每个模型，都通过式 (18-4) 和式 (18-5) 计算出状态反馈矩阵 L_{ff} 和 L_{fb} 。

LQG 控制器 (A, B, C, K, L) 可以在两个固定的工作点之间，使用线性插值法进行调度

$$x(\alpha) = x(\alpha_l) + \frac{x(\alpha_{l+1}) - x(\alpha_l)}{\alpha_{l+1} - \alpha_l} (\alpha_{l+1} - \alpha_l) \quad (18-16)$$

式中: $l=1, \dots, m-1$ 。

这种方法的缺点是在两个固定的工作点之间进行线性插值时闭环极点的位置可能会不安全。

另一种更好的方法是通过直接计算控制信号来实现调度

$$u(\alpha) = u(\alpha_l) + \frac{u(\alpha_{l+1}) - u(\alpha_l)}{\alpha_{l+1} - \alpha_l} (\alpha_{l+1} - \alpha_l) \quad (18-17)$$

式中: $l=1, \dots, m-1$ 。

另一种调度策略是针对每一个工作范围设计一个控制器。由一个控制器到另一个控制器的切换必须是无扰动的, 因此需要自动地调整不工作的控制器。通过上面讨论过的一些调度策略, 可以解决这个问题。

6. 应用实例

试验电厂是 Skaerbaekvaerke 2 号机组 (SKV2), 配有直流锅炉的 265MW 燃煤机组。温度 T_{sh1b} 、温度 T_{eva} 以及压力 P_{sh3} 的振荡是锅炉以及单元机组负荷跟踪能力的制约因素。特别是过热器温度 T_{sh1b} 控制性能的改善, 就成为改善单元机组负荷跟踪能力的关键。出口汽压 P_{sh3} 的最大容许偏差大约是 7bar, 过热器温度 T_{sh1b} 大约是 25°C, 蒸发器温度 T_{eva} 的最大变化率为 8°C/min。因而, 在负荷变化期间, 设计的目标就是减少 T_{sh1b} 的偏差、 $T_{sh1b, err}$ 和 P_{sh3} 的偏差, 同时保持 $\Delta T_{eva} < 8^\circ\text{C/min}$ 。

在优化控制系统中, 采用下面一些控制输入:

- (1) 附加的燃料流量控制信号, $m_{fuel, add}$ 。
- (2) 附加的给水流量控制信号, $m_{fw, add}$ 。

采用下面一些被控输出:

- (1) 出口汽压控制偏差 $p_{sh3, err}$ 。
- (2) 过热器 1b 后汽温控制偏差 $T_{sh1b, err}$ 。
- (3) 蒸发器温度 T_{eva} 。

前馈控制信号以及参数调整信号通过锅炉负荷指令 P_B 形成。

下面的 11 阶线性状态空间模型是控制器设计的基础:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_d\mathbf{d}(k) + \mathbf{K}\mathbf{e}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{e}(k) \end{aligned} \quad (18-18)$$

工作点为 $J_{SKV2} = \{115\text{MW}, 130\text{MW}, 187\text{MW}, 240\text{MW}\} = \{43\%, 49\%, 71\%, 91\%\}$ 。负荷范围的选择应覆盖正常的工作范围。而负荷点的数量 (4 个) 应在充分描述锅炉和现有控制系统非线性动态特性的基础上尽可能地少。负荷点的分布没有选择均匀分布, 而是按照磨煤机启停的负荷点进行选择。

模型由 SKV2 数据进行估计 (用伪随机信号激励控制输入 ($\mathbf{u} = \mathbf{u}_{add}$), 用斜坡信号给出锅炉负荷指令 ($\mathbf{d} = \mathbf{P}_B$), 采用数值子空间状态空间系统辨识 (N4SID) 方法。

(1) 前馈控制。

对于 J_{SKV2} 的每个工作点设计了形如式 (18-12) 的前馈控制器, 开环观测器由式

(18-13) 给出。

在 187MW 工作点处, 由负荷扰动 P_B 到输出 $p_{sh3,err}$ 以及 $T_{sh1b,err}$ 的灵敏度函数如图 18-5 所示。该图从理论上揭示了负荷变化对于 $p_{sh3,err}$ 以及 $T_{sh1b,err}$ 的影响减少了约 10dB。

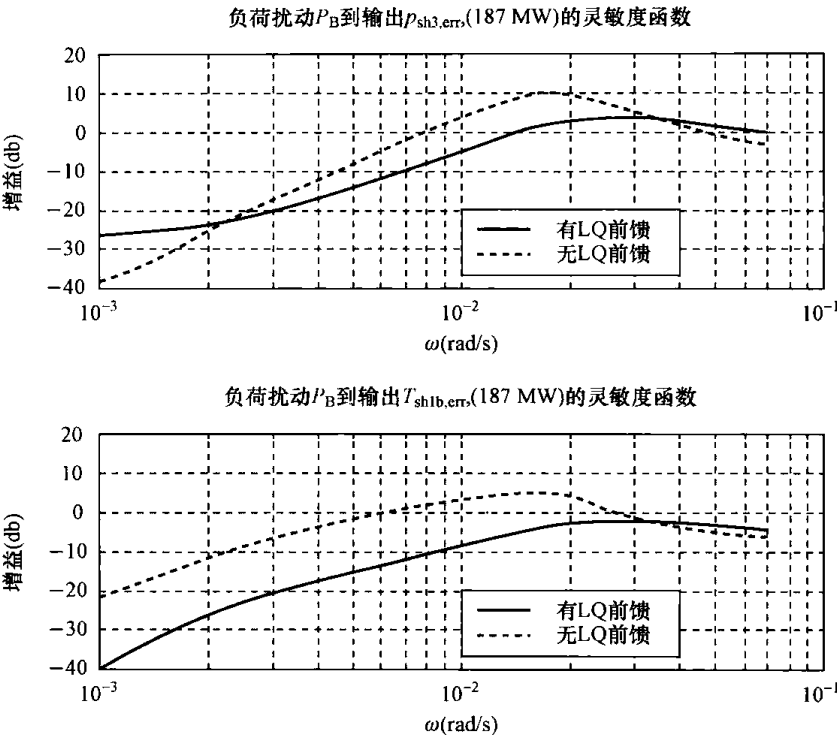


图 18-5 灵敏度函数

图 18-6 所示是负荷以 4MW/min 的变化率由 180MW 变化到 200MW 时, 有 LQ 前馈控制器和没有 LQ 前馈控制器的响应曲线。图 18-7 所示是相关的控制信号。 $T_{sh1b,err}$ 的余差是由于现有控制系统的死区所造成的。

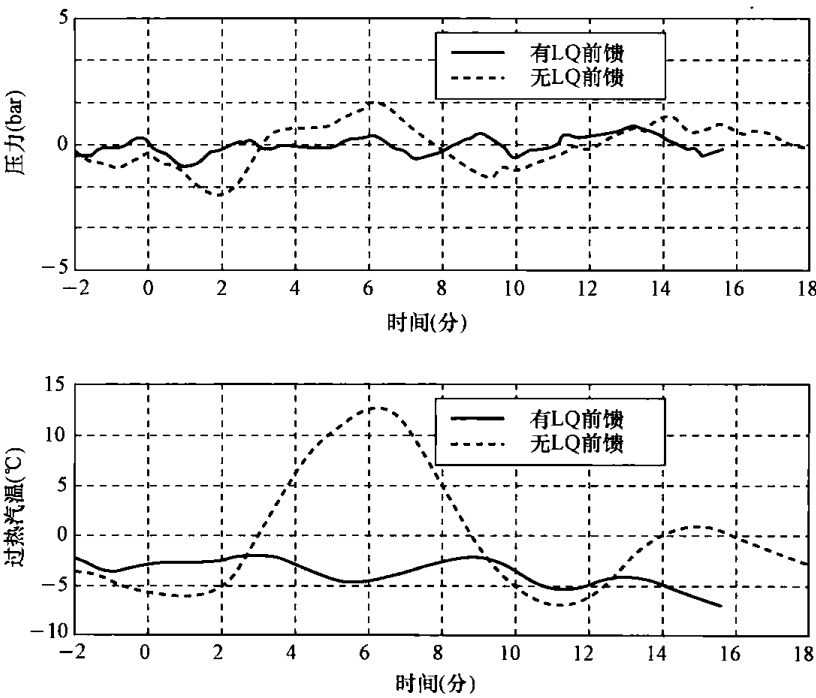


图 18-6 负荷 180MW 变化到 200MW 的控制曲线

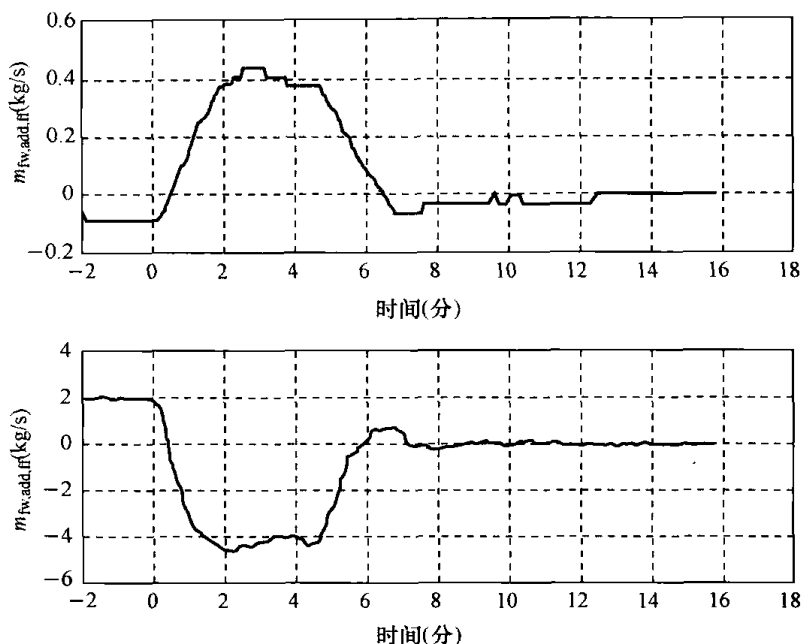


图 18-7 相应的控制信号

试验结果表明：前馈控制器可以很好地进行负荷扰动的动态校正，实际上 p_{sh3} 和 T_{sh1b} 都没有偏差。LQ 前馈控制器的作用是：汽温的下降（注意：控制器偏差定义为给定值减测量值）由燃烧率的增加和给水流量的下降所校正，这两个作用均会使汽温升高。而这两个作用对汽压的影响则是相反的，最终减少了汽压的偏差。对于 J_{SKV2} 中的其他工作点也可以得到类似的结论。

（2）反馈控制。

带有前馈作用的 LQG 控制器反馈部分的目的是改善锅炉的稳定性，特别是减少负荷变化期间由于磨煤机的启停对被调量的影响。磨煤机的启停会对炉膛内部产生严重干扰，影响炉膛内煤粉和气流分布，因而影响汽温和汽压。通过式 (18-14) 和式 (18-15) 设计的 LQG 控制器来克服这些进入炉膛的干扰。在实际中，通过调整控制器来抵御燃料扰动。

为了测试控制器的性能，进行了一次 5% (1.5kg/s) 的燃料扰动试验。没有考虑磨煤机的启停，因为它的随机性太强。图 18-8 所示是有 LQG 反馈控制器和没有 LQG 反馈控制器的 $p_{sh3,err}$ 以及 $T_{sh1b,err}$ 响应曲线。图 18-9 所示燃料扰动信号和控制信号。可以看到两个输出信号的偏差均明显减少。

现场测试表明，最大升负荷速率由 4MW/min 上升至 8MW/min。同时，当负荷变化率为 10~12MW/min 时，在不启停磨煤机的情况下，负荷的变化更小 (40~50MW)。

三、其他先进控制策略应用

如上所述，对于汽温控制的研究，几乎全部集中在反馈控制上，它也是我们要研究的最基本方法。下面介绍在 Elsam 电厂应用的先进控制策略。

该机组的主要特点是：

- （1）燃煤直流锅炉。
- （2）主要扰动为磨煤机启停、吹灰、负荷变化。

汽温控制的目标是在扰动下维持过热器出口汽温。过热器出口汽温通常是由减温水来控制的，如图 10-12 所示。本节所讨论的所有控制器，都是按照相同的指标整定的。

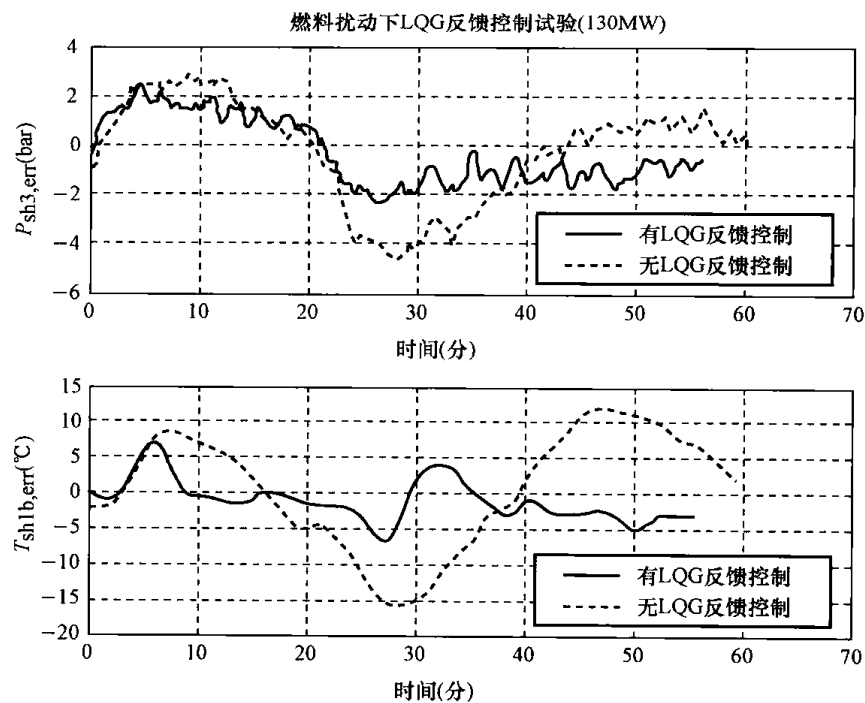


图 18-8 $p_{sh3,err}$ 和 $T_{sh1b,err}$ 响应曲线

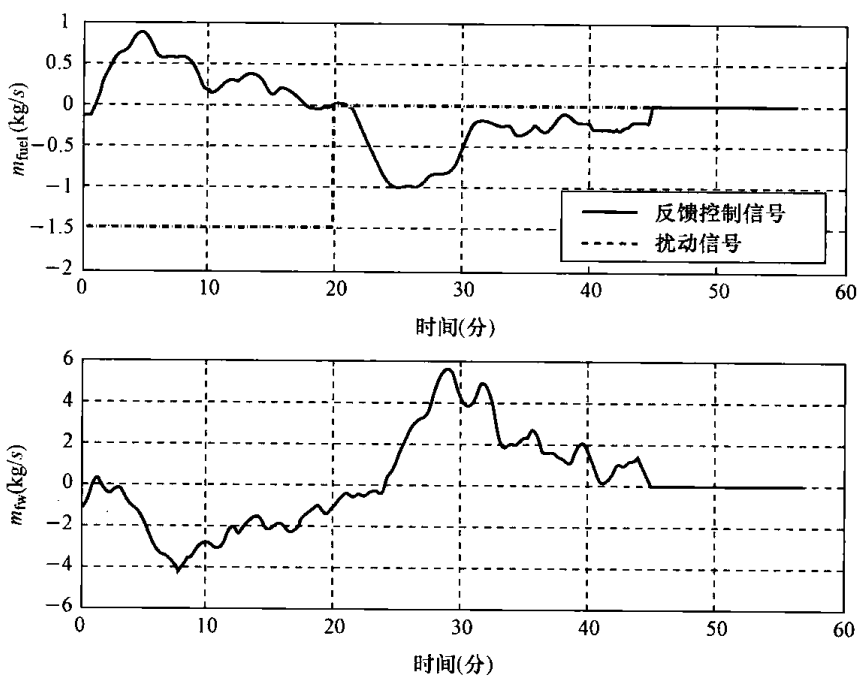


图 18-9 燃料干扰和反馈控制信号曲线

1. 广义预测控制

每一种控制策略均与基于广义预测控制（GPC）概念的自适应控制方案相比较，它的指标函数如下

$$P_{GPC} = E \left(\sum_{j=N_1}^{N_2} [y(t+j) - w(t+j)]^2 + \lambda \sum_{j=1}^{N_u} [\Delta u(t+j) - 1]^2 \right) \quad (18-19)$$

式中：对于 $j > N_u$ ， $\Delta u(t+j-1) = 0$ 。

在此, N_1 和 N_2 是最小和最大成本域, N_0 是控制域, λ 是控制量的加权值。自适应是通过采用递归最小二乘法 (RLS) 在线辨识模型参数来实现的。如图 18-10 所示。GPC 处于外回路, 它的动态特性根据负荷 (蒸汽流量) 进行调整。由于这是一个自适应控制策略, 监控功能是必不可少的。监控功能的主要作用是避免辨识算法的积分饱和、模型有效性的在线检测、以及利用已有的过程知识。图 18-10 中的大值选择器和小值选择器是调度信号限制器。两种控制策略的比较可以同时进行, 因为锅炉的二级过热器由两个并行的管路构成, 老的和新的控制策略可以同时用于这两个管路。

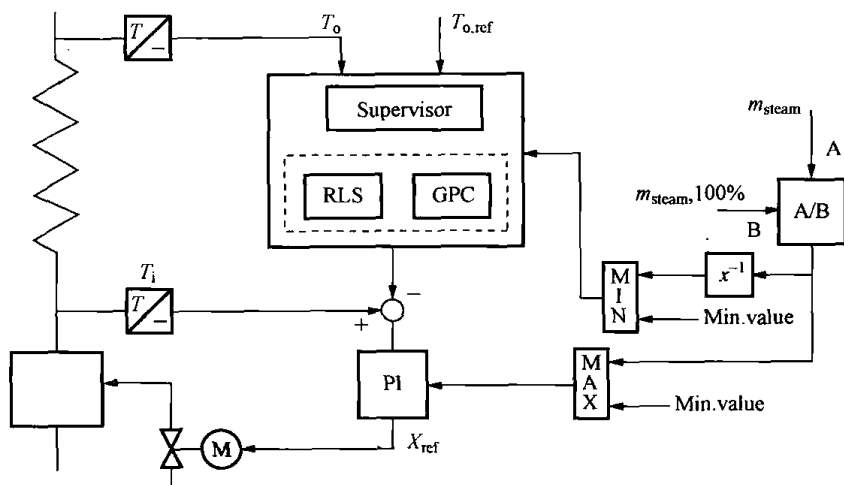


图 18-10 基于 GPC 的自适应和预测控制策略

图 18-11 所示表明在锅炉吹灰和负荷变化时的试验结果。可以看到, 温度的控制效果有了明显的改善。当然, 这也会导致给水流量更快和更大的变化, 但是这并没有造成系统不稳定, 因为基于模型的控制直接利用了过程知识。如图 18-12 所示另一个现场试验结果, 在 40min 以后启动了磨煤机。试验再次证明, GPC 控制器减小了过热器出口汽温的变化, 有效地克服了磨煤机启动所造成的扰动。试验结果表明: 同固定参数的 PID 控制器相比, 采用基于模型控制策略能够明显改善过热器汽温的控制性能。

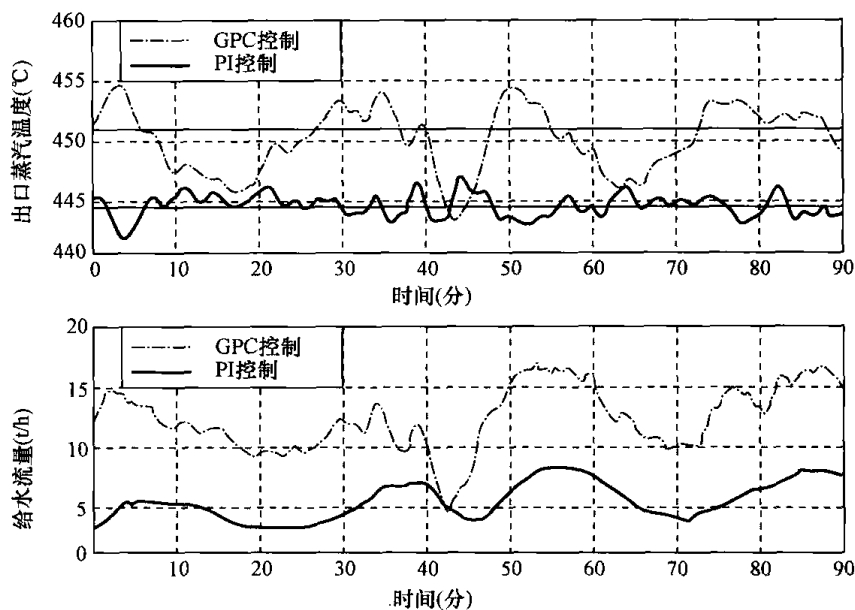


图 18-11 锅炉吹灰和负荷变化时的控制结果

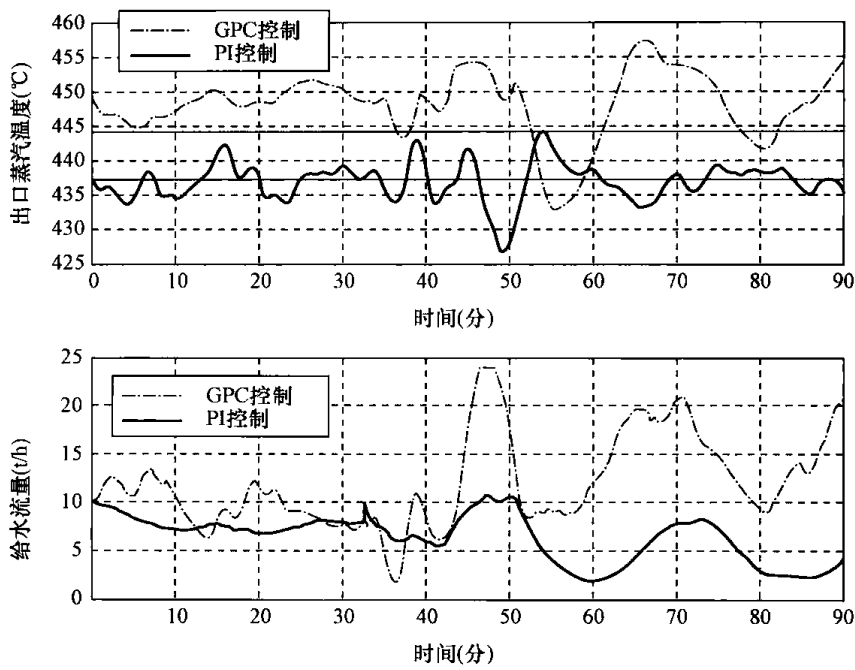


图 18-12 另一个现场试验结果

2. PT_x 控制

在 Esbjergvaerkt 电厂容量为 380MW 的 3 号机组上对两种基于模型的控制策略进行了比较：

- (1) 如图 18-10 所示的基于 GPC 控制策略。
- (2) 如图 18-13 所示的基于模型的简化控制策略。

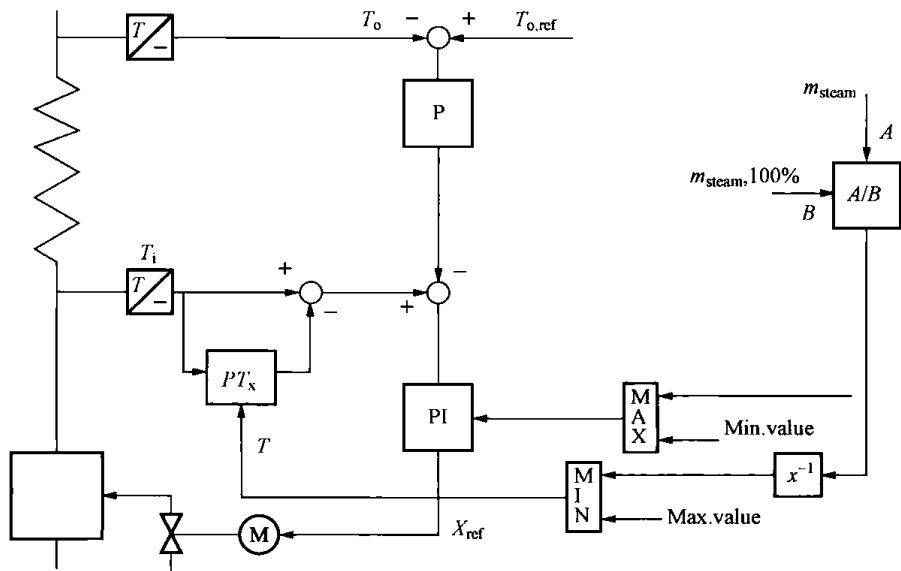


图 18-13 现场应用的 PT_x 控制策略

基于模型的简化控制策略实际上是一个串级控制系统。为了校正过热器的高阶动态特性和随负荷变化的特性，采用了过热器的 PT_x 模型

$$PT_x(s) = \frac{1}{\dot{m}_{\text{steam}} T_s} \tag{18-20}$$

在此，时间常数 T 根据负荷变化进行调整，而模型的阶次 x 则与过热器的设计方案有关，

其范围是 3~6。建立 PT_x 模型十分简单，只要进行一次阶跃响应试验即可。调度功能在整个工作范围与模型相适应。

由于在不同的压力下，负荷会发生变化，因此，必须引入 PI 控制器的增益调度。另外，滑压运行以及饱和点附近的蒸汽温度也必须要求对 P 控制器进行增益调度。这种控制策略已经为 Siemens 和其他公司广泛采用。

图 18-14 所示表明两种基于模型的控制器在吹灰期间均能取得很好的控制效果，最大偏差在 2°C 左右。喷水流量的变化规律也非常相似。

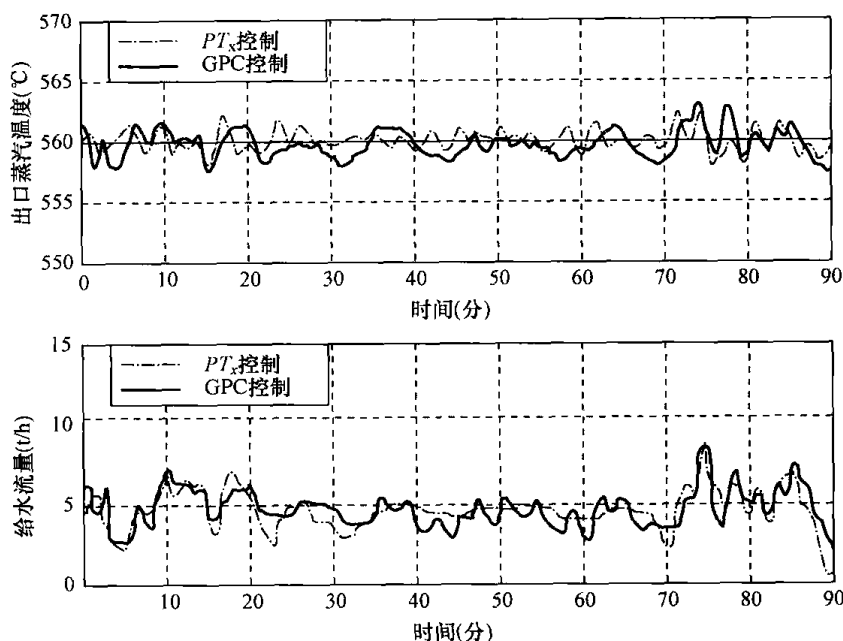


图 18-14 两种控制器的控制效果

在图 18-15 中，锅炉施加了磨煤机停止扰动，两个控制器的最大偏差为 8°C 。在这个过程中，两个控制阀全程工作。

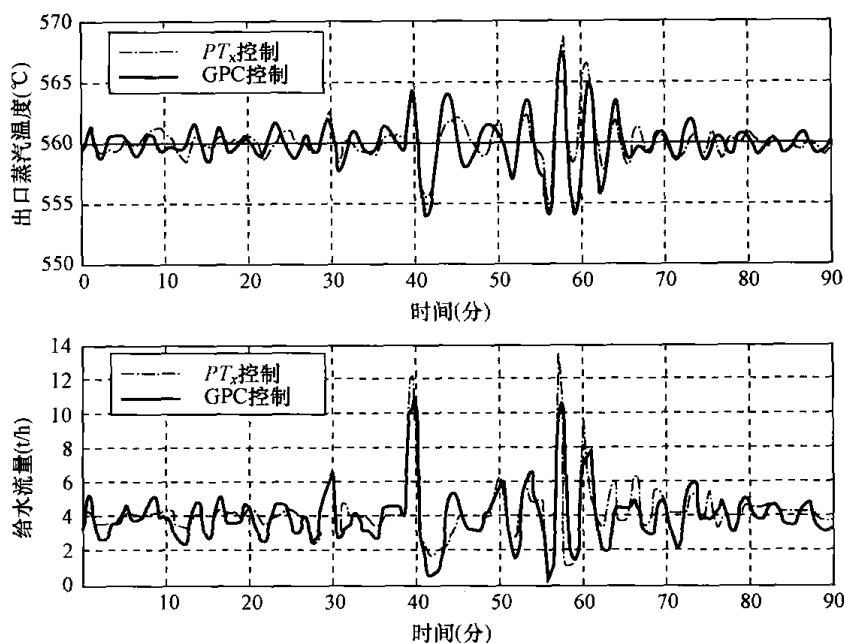


图 18-15 两种控制器的控制效果

比较这两种基于模型的控制策略，可以看到，两种方法的差别不大，仅仅是闭环控制回路的带宽略有区别，而这些差异是由控制器参数整定的差异所造成的。

在该例中，采用 PT_x 模型的控制策略更好一些，因为它易于实现和调试。

3. 模糊控制

在 Danish 电力公司进行了过热器汽温模糊控制的仿真研究。仿真采用了模糊 PI 控制器，通过一套“分段规则”来处理高阶动态特性。这套规则示于表 18-1。在模糊控制器中，输入采用三角形隶属度函数，输出采用单点集隶属度函数。

图 18-16 所示对于传统的 PID 控制策略、基于模型的控制策略和模糊控制策略进行了比较。图中施加了燃料量扰动。在该例中，控制器的整定原则是尽最大可能消除扰动，并且不出现振荡情况。

在控制性能方面，基于模型的控制器超调量最小，PI 控制器最差。在基于模型的控制器中，因为采用了精确的过程模型，所以允许控制量的变化更快而且更大。而模糊控制器则使用了精度较低的、隐式的（以规则表示的）模型。

表18-1 模糊控制规则

$\Delta u = f(\Delta e, e)$		$e(t)$				
		NL	NM	ZE	PM	PL
$\Delta e(t)$	NL	NL	NL	NM	NM	ZE
	NM	NL	NM	NM	ZE	PM
	ZE	NM	NM	ZE	PM	PM
	PM	NM	ZE	PM	PM	PL
	PL	ZE	PM	PM	PL	PL

IF ($u(t) - u(t-L) = PL$) THEN ($\Delta u = PL$)
 IF ($u(t) - u(t-L) = PM$) THEN ($\Delta u = PM$)
 IF ($u(t) - u(t-L) = ZE$) THEN ($\Delta u = ZE$)
 IF ($u(t) - u(t-L) = NM$) THEN ($\Delta u = NM$)
 IF ($u(t) - u(t-L) = NL$) THEN ($\Delta u = NL$)

表中： e 、 Δe 分别是控制偏差及其变化率； Δu 是调节量的变化率； L 是对负荷变化的滞后时间。

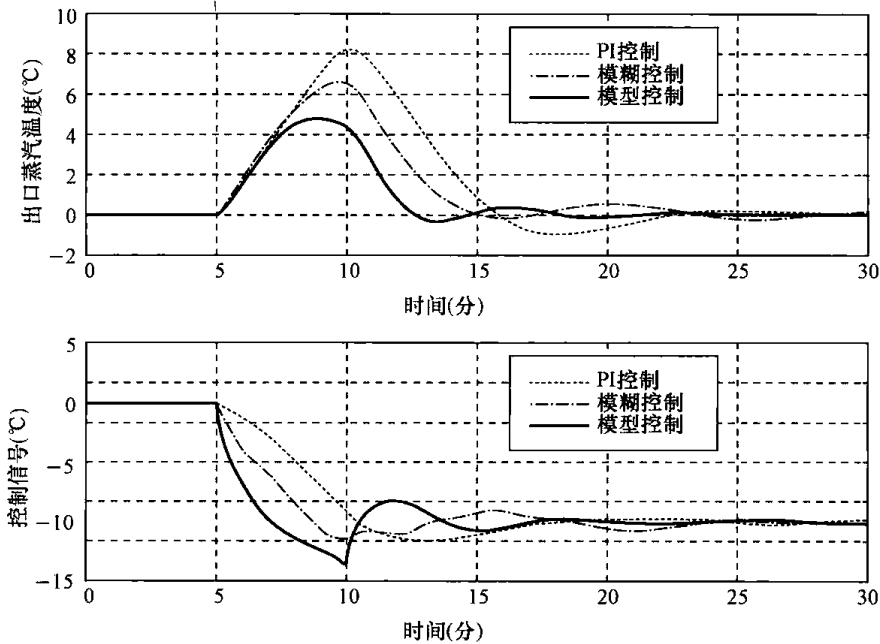


图 18-16 三种控制策略比较

模糊控制器调试和整定的工作量要明显大于 PI 控制器和基于模型的控制器,因为在模糊控制器中,过程模型的建立需要反复的试凑才能完成。

4. 使用辐射高温计的前馈控制

如前所述,过热器主要扰动来自烟气,而来自烟气侧的扰动大多数源于燃料的变动与燃烧方式改变。因此,可以通过测量烟气侧的扰动来改善汽温的控制质量,这是一种前馈控制。

燃料量或许可以反映这一扰动,但是,它不便于连续测量。另一种方法是测量换热面附近的烟气温度。这些想法促使人们研究基于烟气温度的前馈控制策略。

要想准确地测量动态烟气温度是不可能的。传统的方法例如:热电偶、真空高温计、辐射高温计都存在着明显的缺点与局限性。据调查,在锅炉控制中,主要使用以下两种测温设备。

(1) 声学高温计。利用声速随介质温度(即烟气温度)的变化而变化的特性。

(2) 新型辐射高温计。利用烟气中 CO_2 的窄带电磁辐射特性。

两种测温设备的现场实验表明,辐射高温计更适合过热器汽温的前馈控制。这个结论源于烟气温度和蒸汽温度的相关分析,以及性价比分析。

图 18-17 所示的控制策略由辐射高温计的前馈控制和基于模型的反馈控制所组成。

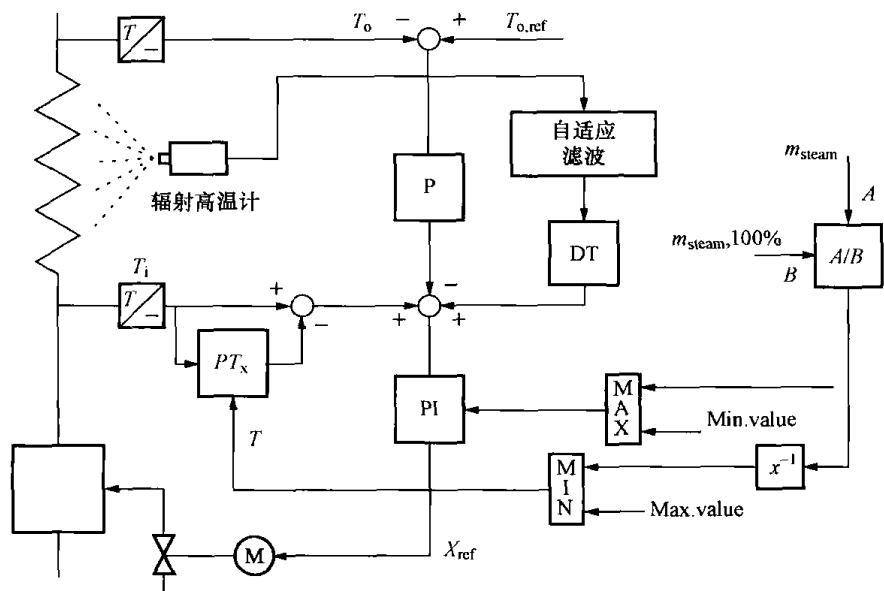


图 18-17 使用辐射高温计的前馈控制

前馈控制有两个主要特征:

(1) 自适应滤波器,它的作用是滤除信号中的噪声,自适应是必要的,因为噪声的带宽与运行状态有关,如图 18-18 所示。

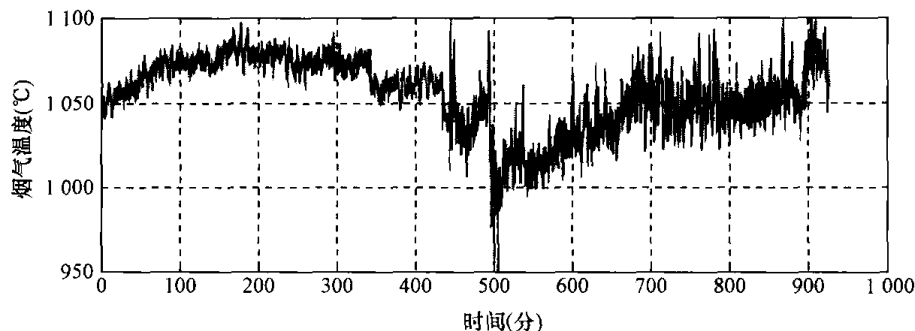


图 18-18 采用辐射高温计的烟气温度

(2) 带有低通滤波器的微分功能, 时间常数和增益必须可调。

在理想情况下, 前馈仅在发生明显的扰动时起作用, 而在大多数时间内是不起作用的。在进行试验的 3 号机组中, 最频繁和最明显的扰动就是磨煤机的启停。图 18-19 所示就是一台磨煤机的启动过程。使用前面论述的方案, 前馈作用仅仅加到一侧的过热器管线上。图 18-19 所示的现场试验过程表明: 引入前馈使超调量下降了一半。因为提前检测到扰动的存在, 并且及早施加了控制作用, 这一点可以从图 18-19 中喷水流量的变化明显地看出来。

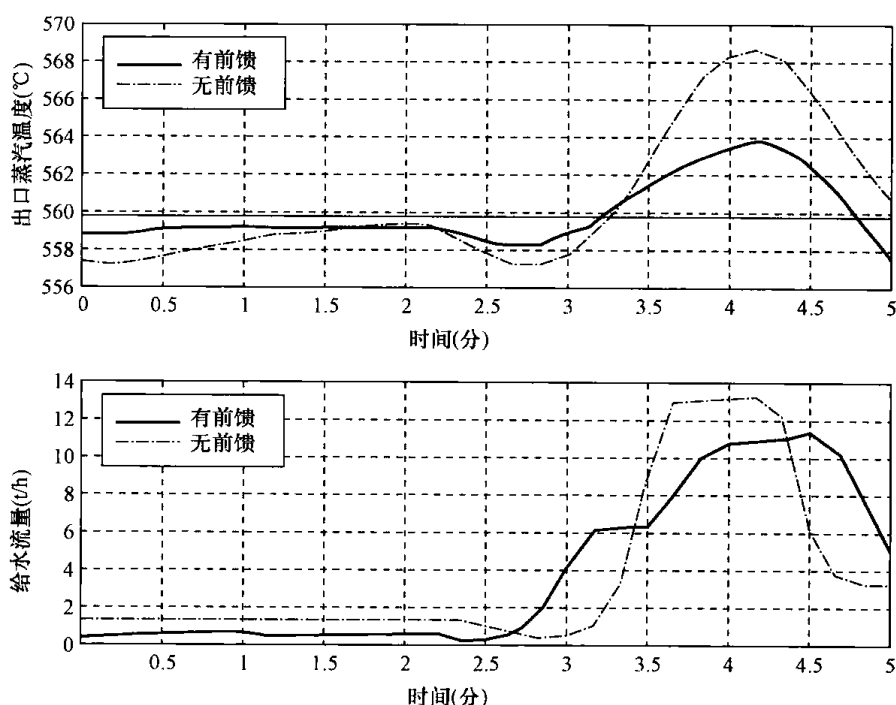


图 18-19 两种控制策略的比较

在图 18-20 中, 由于一台磨煤机的分离器内部起火, 被迫发生了断煤故障, 具有前馈控制的过热器汽温控制系统再次展现了良好的控制性能。图中还表示了烟气温度和前馈信号的变化情况。

第二节 钢球磨中储式制粉系统的智能自适应解耦控制

钢球磨中储式制粉系统是火力发电厂热力系统中的关键系统, 用于将原煤磨制成煤粉。该系统是一个强耦合的多变量非线性时变系统, 并且存在许多不确定性的干扰因素, 因此不考虑耦合而采用单回路常规控制策略的自动控制系统一直无法投用, 长期以来一直处于人工手动运行之中。为了防止堵煤、超温, 运行人员常常将磨煤机调整在远离最佳工作点的位置上运行, 造成了大量的电能浪费。因此采用解耦控制技术实现钢球磨中储式制粉系统的自动控制, 是火力发电厂亟待解决的问题。有研究者设计了基于神经网络解耦控制技术的智能自适应解耦控制系统, 应用于某火力发电厂, 成功地解决了钢球磨中储式制粉系统的自动控制这一重大关键技术问题。本节对此进行简要介绍。

一、钢球磨中储式制粉系统简介

在我国, 大多数火力发电厂使用的锅炉为煤粉锅炉。燃烧过程是煤粉随空气一起喷入炉

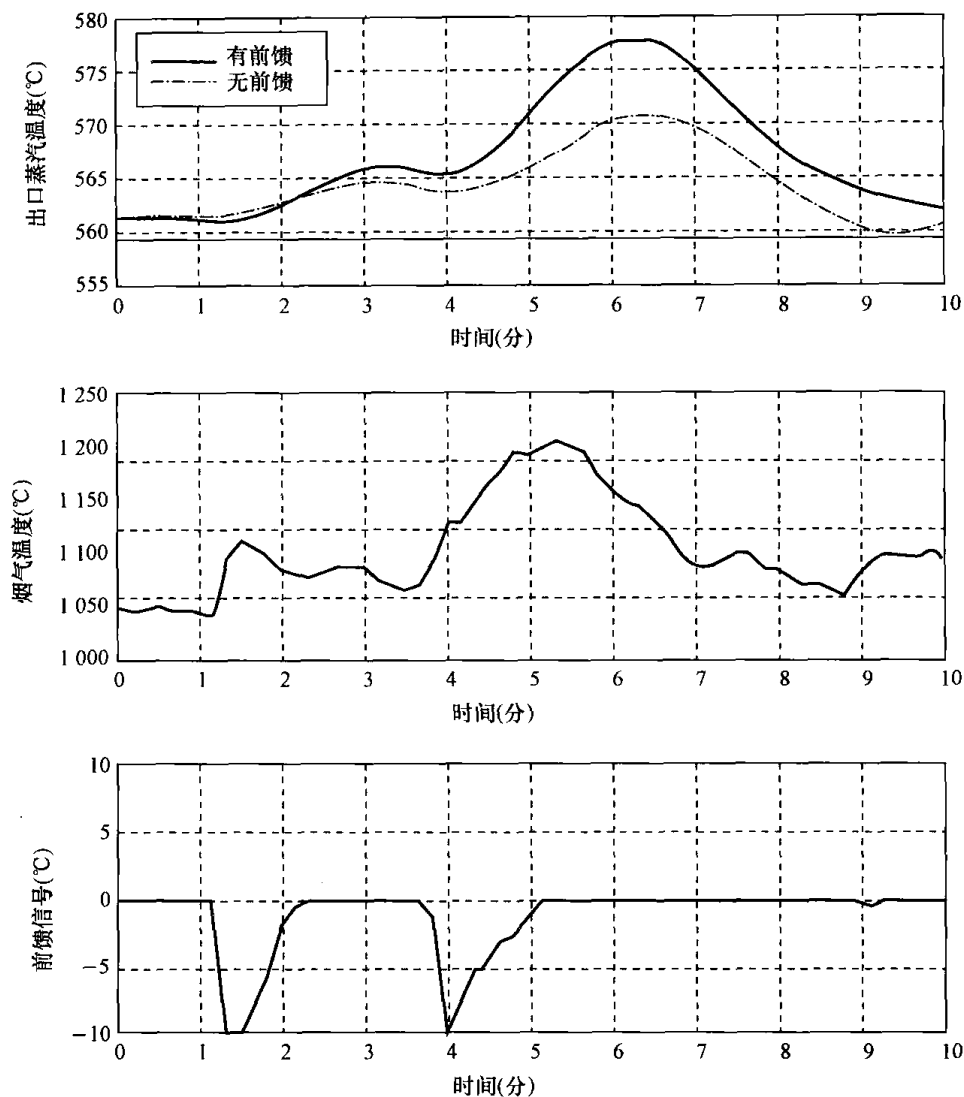


图 18-20 控制效果

膛进行悬浮燃烧。与火床炉相比，在煤粉锅炉中，燃料与空气的接触面积大大增加，燃烧更加猛烈，炉内的温度也更高，因此燃烧效率也更高。煤粉锅炉必须配备一整套制粉系统，用于将原煤磨制成适合于煤粉锅炉燃烧的煤粉。在我国大部分 200MW 以下发电机组和部分 300MW 发电机组都普遍使用钢球磨煤机中间储仓式制粉系统（简称钢球磨中储式制粉系统），其工艺流程图如图 18-21 所示。

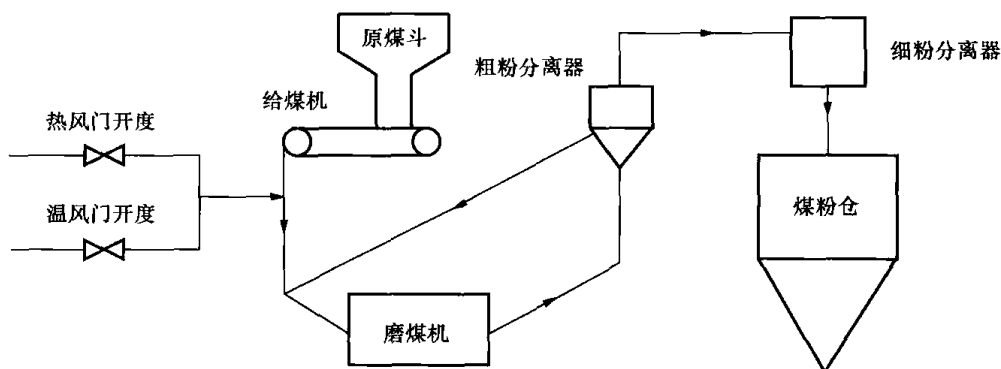


图 18-21 钢球磨中储式制粉系统的工艺流程图

由给煤机输送来的待磨制的原煤首先存储在原煤斗中。原煤斗底部与给煤机相连。在电机带动下,给煤机的皮带转动,将原煤斗中的原煤以一定的速度送入磨煤机中。运行人员调节给煤机转速,可以相应地控制进入磨煤机的煤量。

给煤机出口与磨煤机入口之间相连的垂直管道称为下降干燥管,下降干燥管上连有干燥剂(热空气)入口,干燥剂由从热风门输入的热风以及从温风门输入的温风混合而成。调节这些风门的挡板开度,就可以改变进入磨煤机的干燥剂的数量及所携带的热量。干燥剂和原煤在下降干燥管中初步混合后,一同进入磨煤机。

钢球磨煤机是一个横卧的巨大圆筒,直径为 3.5m,长度为 6m,两端为锥型端盖,端盖上连着空心轴,空心轴颈架在轴承上,圆筒由电动机经减速装置带动以 18r/min 左右的转速旋转。筒体内壁衬有锰钢铸成的波浪形护甲,筒内装有大量的钢球。

端盖上的空心轴一端进入原煤和热风,另一端是气粉混合物的出口。当磨筒转动时,由于离心力的作用,筒内的钢球被护甲带起,被提升到一定高度后靠重力作用落下。进入磨煤机的原煤一方面受到钢球的撞击,另一方面又受到钢球与钢球间和钢球与护甲之间的挤压、碾磨,不断被磨制成煤粉。

另外,与磨碎过程同时进行的还有干燥过程。由于受到排粉机的抽吸作用,从磨煤机入口进入磨煤机的干燥剂,又不断地由磨煤机出口抽出。因此,进入磨煤机的干燥剂起两方面的作用:一方面将原煤中的水分加热蒸发,将煤粉充分干燥;另一方面又将研磨好的和已干燥的煤粉随时带出磨煤机。

从磨煤机出来的风粉混合物,提升到一定高度后,进入粗粉分离器。在粗粉分离器中,过粗的不合格的煤粉被分离出来,经过连接至磨煤机入口处的回粉管返回至磨煤机重新碾磨。从粗粉分离器出来的风粉混合物进入细粉分离器。细粉分离器的作用是将煤粉和空气分离。已碾磨好的煤粉落入并储存于煤粉仓中。根据锅炉负荷的要求,给粉机以一定的速度将煤粉仓中的煤粉喷入锅炉炉膛中进行燃烧。

从控制的角度看,钢球磨中储式制粉系统是一个三输入三输出、非线性、强耦合、大惯性、大时滞、参数时变的复杂系统。其调节量为给煤机转速、热风门开度、温风门开度,被调量为磨煤机出口温度、磨煤机入口负压和磨煤机进出口差压。制粉系统的控制要求是,将磨煤机出口温度、磨煤机入口负压和磨煤机进出口差压都控制在规定范围之内。磨煤机出口温度过高,易使煤粉自燃烧、爆炸,损坏设备;温度过低则干燥不充分,煤粉容易在粉仓中压实、结饼,失去流动性,而且影响煤粉在炉膛内的燃烧。磨煤机入口负压和磨煤机的通风量有一定的关系,而且磨煤机入口变成正压就会出现喷粉,造成人身伤害和环境污染。为提高制粉出力,应尽可能地使磨煤机进出口差压保持在较高水平,但差压过高会引起堵磨事故,差压过低又使磨煤机制粉效率降低。

二、钢球磨中储式制粉系统的数学模型

钢球磨中储式制粉系统的非线性数学模型可以在较大范围内比较准确地描述钢球磨中储式制粉系统的动态特性。

磨煤机进出口能量平衡方程

$$\begin{aligned} & 359.9G_{gz} - 41.63B_{gm} - 0.428B_m T_m - 1.341G_{gz} T_m - 0.0458B_{gm} T_m \\ & = \frac{d}{dt} (32128 + 1.5408w_m) T_m \end{aligned} \quad (18-21)$$

磨煤机进出口质量平衡方程

$$\frac{B_{gm} - B_m}{3.6} = \frac{dw_m}{dt} \quad (18-22)$$

磨煤机出力方程

$$B_m = 46.4 k_{tm} k_{wm} k_{tf} \quad (18-23)$$

磨煤机通风方程

$$G_{tf} = 1.3 G_{gz} + 0.0238 B_{gm} \quad (18-24)$$

磨煤机进出口差压方程

$$\Delta p_m = 0.188 \left(1 + \frac{0.44 B_m}{G_{tf}} \right) G_{tf}^2 k_s \quad (18-25)$$

磨煤机入口负压方程

$$p_m = 6.817 G_{tf}^2 - 3940 + 0.188 \left(1 + \frac{0.44 B_m}{G_{tf}} \right) G_{tf}^2 k_s \quad (18-26)$$

式中: G_{gz} 为干燥剂质量流量, kg/s; B_m 为磨煤机出力, t/h; B_{gm} 为给煤量, t/h; w_m 为磨煤机出口温度, °C; w_m 为磨煤机内存煤量, kg。

磨煤机存煤量修正系数

$$k_{wm} = f_1 \left(\frac{w_m}{w_{max}} \right) \quad (18-27)$$

磨煤机通风量修正系数

$$k_{tf} = f_2 \left(\frac{G_{tf}}{G_{tf}^{zj}} \right) \quad (18-28)$$

磨煤机出口温度修正系数

$$k_{tm} = f_3(T_m) \quad (18-29)$$

式中: $f_1(\cdot)$ 、 $f_2(\cdot)$ 、 $f_3(\cdot)$ 分别为存煤量、通风量和出口温度的非线性函数; k_s 为筒体空气流通面积对磨煤机进出口差压的影响系数。

由于制粉系统漏风等原因, 温风门经常处于非线性区甚至全关状态, 但干燥出力过剩时, 温风门又必须适当开大, 温风门和磨煤机进出口差压的控制不再采用通常意义上的回路控制, 而是采用专家控制。这样, 系统控制输入改为给煤机转速和热风门开度, 在模型中就是给煤量和干燥剂流量, 而输出变量改为磨煤机出口温度、磨煤机入口负压。于是, 该模型就被简化为一个双入双出的非线性系统。

三、多变量非线性系统智能自适应解耦控制方法及技术

文献[31]针对多变量非线性系统, 研究了基于神经网络的自适应解耦控制算法。研究表明, 自适应解耦控制算法虽然具有一定程度的自学习和自适应能力, 但对数学模型的依赖程度仍然较强, 而且只在工作点附近有效, 而实际的复杂工业系统, 其工作点经常发生变化。以钢球磨中储式制粉系统为例, 有时制粉系统的干燥出力不足, 温风门必须全关, 有时干燥出力过剩, 温风门必须开至一定的位置, 如果工作点发生了较大的变化, 但控制系统的算法保持不变, 必定不能保证控制效果。即使利用辨识手段, 我们也无法得到准确描述全工况的数学模型。

特别是国内的工业生产过程中,普遍存在着诸如燃料的特性不一致,设备陈旧落后并且长期磨损多次维修而导致设备特性变化等方面的问题,从而引起生产过程的运行工况复杂多变,这就要求控制系统具有较强的自适应能力。对于实际的工业过程控制而言,单纯的自适应解耦算法的自适应能力非常有限,往往无法解决问题,必须进行算法的工程化研究。

为了保证生产过程的安全性和控制系统的可靠性,工业界目前越来越多地采用了分散控制系统。其中比较著名的产品有 Foxboro 公司的 I/A Series, Honeywell 公司的 TDC-3000, Bailey 公司的 Infi90 等。这些集散控制系统由于采用了“分散控制,集中管理”的思想,极大地提高了系统的可靠性,其中的标准控制模块仍然采用常规的单回路控制算法,其厂家并不提供解耦算法模块。因此,自适应解耦控制算法的实现必须基于分散控制系统,并与具有高度可靠性的 PID 思想有机结合,才能解决实际工业控制问题。

鉴于上述原因,文献 [32]、[33] 将专家控制与智能控制方法、自适应自整定 PID 等先进控制方法,同多变量自适应解耦控制方法相结合,提出了如图 18-22 所示具有三级结构的多变量智能自适应解耦控制方法及技术。

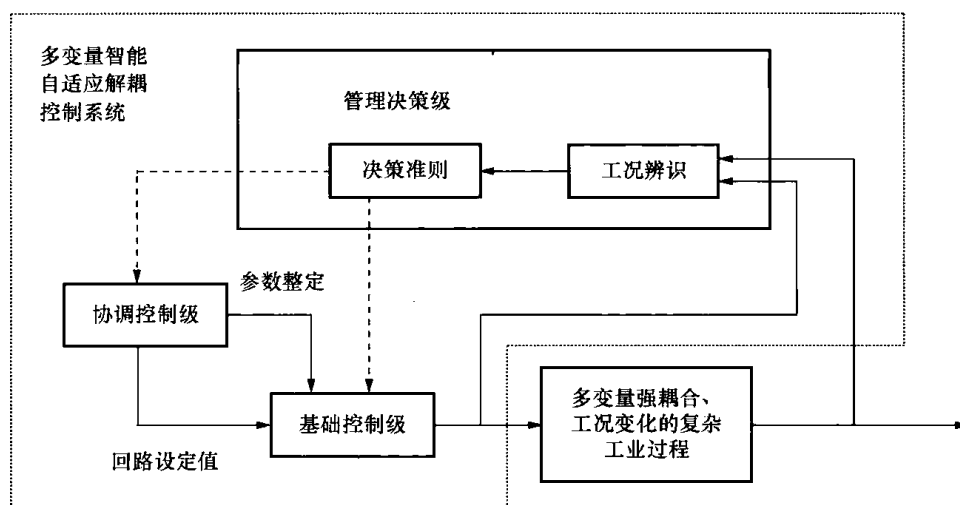


图 18-22 多变量智能自适应解耦控制系统的基本结构

整个控制系统的结构分为如下三层：

(1) 基础控制级。

处于控制系统的下层,采用解耦控制算法将多变量非线性系统化单回路,并且使解耦控制算法与分散控制系统的回路控制模块相结合,完成底层各个回路的控制。

(2) 协调控制级。

为控制系统的中间层,其任务有两个:一是根据工况变化情况修正基础控制级的回路设定值,完成系统的优化设定工作;二是对被控系统的数学模型中的某些重要参数进行在线辨识,对基础控制级的控制器参数和解耦器参数进行自适应调整,以提高系统的动态和静态品质。

(3) 管理决策级。

处于控制系统的上层,采用专家系统技术直接对运行工况进行辨识,根据辨识结果,按照本章提出的“安全——品质——效益”的决策准则,对整个生产过程(包括基础控制级和协调控制级)进行统一管理,决定整体控制策略。

1. 基础控制级

(1) 闭环神经网络解耦控制方案。

这种设计方案使用文献[31]所研究的神经网络前馈自适应解耦控制算法设计基础控制级。其实质仍然是将多变量系统化为单回路进行控制,基本控制回路按单回路设计,通过将受控过程在工作点处进行泰勒展开,将高阶非线性项和线性非对角项的影响视为可测干扰,在单回路控制器中引入前馈信号,采用前馈补偿的方法消除可测干扰的影响。由于这种闭环解耦设计方案将解耦器和控制器合并起来统一设计,因而可以避免开环解耦器设计中的求逆问题。这种解耦方案闭环特性较好,动态响应较快。为保证控制系统的可靠性起见,在系统正常运行时并不采用每个采样周期都对神经网络进行训练的控制方式,而是由管理决策级负责对控制系统的性能进行监视。当闭环系统的动态和静态品质不能满足要求时,启动协调控制级中的自适应功能,对神经网络进行训练。

(2) 开环神经网络解耦控制方案。

这种解耦方案参见文献[30],其基本思想是在被控系统的输入端之前构造一组神经网络解耦器,使解耦器和被控对象在内的广义对象变成近似的无耦合系统,然后使用单回路控制策略进行控制系统设计。神经网络解耦器的训练采用文献[30]中提出的时域响应曲线的学习方法。单回路控制器设计可以采用PID控制、模糊控制、极点配置控制等多种控制策略。该方案的优点在于实现简单,对系统模型的精度不敏感。代价是增加解耦器控制系统的闭环响应变慢。

2. 协调控制级

在工业生产过程中,回路的设定值一般是由运行人员根据经验给出,这就使回路的设定情况带有很大程度的随意性。而生产过程的质量、效益与回路的设定值适当与否关系密切。因此有必要设计协调控制级,根据运行工况的变化情况和上层管理决策级的决策指令,在线给出并调整基础控制级回路的设定值。

回路设定值的优化设定,对于生产过程的经济效益非常重要。在复杂工业过程中,回路很多,只要这些回路的被控参数保持在一定范围之内,就可以保证生产过程的正常运行,但这些被控参数却与原材料的消耗、能量的消耗密切相关。虽然生产过程都可以保持正常运行,但这组被控参数的集合不同于另外一组被控参数的集合,可能就意味着不同的生产成本和不同的生产效率。大多数的生产过程都具有自衡能力,相对于被控对象的暂态过程的传统优化控制而言,回路设定值的优化具有更加重要的意义。

另外,有时由于运行工况的变化,某些控制量可能处于饱和状态,例如某些风门、阀门必须全开或全关,导致控制量数目减少,通过适当调整某些被控参数的设定值可以在一定范围内协调各回路之间的关系,用较少的调节量控制较多的被调量,从而使系统具备一定的适应能力。

协调控制级的另一任务是采用辨识手段,对被控过程的数学模型中的重要参数进行在线辨识,并计算底层基础控制级的控制器参数和解耦器参数。根据管理决策指令修改基础控制级的控制器参数和解耦器参数,以保证基础控制级的动态和静态品质。

3. 管理决策级

管理决策级是一个复杂的专家系统,在整个控制系统中起到统帅和中枢的作用,地位极其重要。管理决策级负责对运行工况进行实时辨识,经过推理按当时的工况和当时系统所具

备的调节能力对控制目标进行决策,进而决定目前的控制策略。

管理决策级专家系统采用黑板模型实现。从功能上可分为数据判别模块、工况辨识模块、管理决策模块、故障诊断模块、异常工况处理模块和运行支援系统几部分。

(1) 专家系统的黑板模型。

管理决策级使用黑板模型进行问题求解和推理决策。

专家系统的黑板模型是一种以黑板为中心适时激活知识源进行推理的渐进式问题求解模型,具有结构清晰、条理分明、易于实现等优点,由下面三个主要部分构成。

1) 知识源(Knowledge Source, KS)。知识源是用来求解某个子问题的独立知识模块,知识源的目的是提供能导出问题解的信息。一个知识源取得黑板上的一组当前信息,并用它存储的特定知识来修改信息。知识源的条件一旦与黑板上的状态匹配,该知识源便被激活,激活后该知识源的动作将导致黑板上的状态发生变化。

2) 黑板数据结构。问题求解的当前状态存放在一个全局数据库——黑板中,知识源则修改黑板从而逐步地导出问题的解。黑板的目的是保持求解的状态数据。这些数据由知识源产生,且为知识源所需,知识源使用黑板来进行相互之间的通信或交互。

3) 黑板控制结构。用来监督和执行黑板上的修改,根据事先规定的优先级对推理过程进行管理。

应用黑板模型来构成我们的实时专家系统具有很多优点,由知识源构成的知识库使知识更富有条理和模块化,也使系统的实时性得到提高,可以满足一般实时性的要求。

在实现专家系统时,首先把我们得到的大量关于被控系统运行的知识按类型进行分类,将每一类型的知识组成若干个知识源,这些知识源构成了智能控制系统的知识库。知识源可以看作是一个小型的知识库,广义地认为它具有“条件——动作”的形式,是推理规则的集合。“条件”描述了知识源应用的条件;“动作”描述了知识源的行为。

黑板这个全局数据库,存放智能控制系统工作过程中产生的、使用的所有数据,包括工况辨识的结果、推理的中间和最后结果等,黑板上数据的改变就构成了一个事件,当黑板上发生的事件满足知识源的应用条件时,控制机构就触发相应的知识源工作,根据黑板的内容,连接相应的逐次推理直至得到最终的决策结果。

由于知识按知识源的方法组织起来,使得重复推理次数减少,在推理过程中,省却了对很多无关规则的检索,提高了推理的实时性。

(2) 数据判别模块。

数据判别模块的作用是将整个闭环系统在当前的运行状态,包括所有的被调量、调节量、回路的设定值以及跟踪误差和误差变化率,由数值数据转换成符号化的逻辑信息,并将其存入数据库中。只有经数据判别模块将工况数据符号化之后,专家系统才能在此基础上进行符号推理。

(3) 工况辨识模块。

单纯地对被控过程的数学模型进行辨识,不可能使控制系统具备强大的自适应能力。目前的自适应控制研究只能解决被控过程参数慢时变的问题,而自适应控制算法的收敛速度问题到现在也没有得到解决,对数学模型进行辨识的速度很有可能赶不上工况变化的速度,况且某些工况的变化无法用数学模型进行描述,更无法谈到在线辨识。例如在钢球磨中储式制粉系统中,可能由于煤质由干变湿而导致制粉系统干燥出力下降,也可能由于煤质由软变硬

而导致制粉系统研磨出力下降。如果在辨识出数学模型发生变化以后再去调整控制器参数,就难以保证制粉系统的稳定运行。但有经验的运行人员却可以从制粉系统的有关参数的变化中直接判断出煤质变湿或煤质变硬的情况,从而决定控制策略。因此我们提出采用人工智能技术,直接对运行工况进行辨识。在控制系统的管理决策级中设计工况辨识模块,根据由数据判别模块来的符号逻辑信息进行推理,判断出目前系统所处的详细工况,推理过程就在黑板模型上进行。工况辨识模块在收到数据判别模块送来的信息之后,逐条激活知识库中相应的知识源,逐步修改黑板上的状态,最后得出对当前工况的判断结论。

(4) 管理决策模块。

相当多的复杂工业过程之所以不能稳定可靠地投入自动运行,一个主要原因就在于其运行工况的复杂多变。这也就是说,控制系统不但要负责底层回路的控制,还应具有一定的智能,做到对总体控制任务进行正确的分解,针对不同的工况按照不同的目标去控制。因此提出了如图 18-23 所示的,按优先级自高到低排列的三级决策准则,管理决策级根据不同的工况按照不同的优先级进行决策。

高级准则一旦被激活(即现有工况不满足高级准则),则较低级的决策准则立即被全部屏蔽。在采取了相应的控制措施,达到了该准则所要求的控制效果之后,则系统开始判断是否符合下面相邻一级的决策准则,这样才能体现出系统的自适应特性。

1) 运行安全准则。

这条准则的任务就是要绝对优先保证被控系统的运行安全。管理决策级随时都在检查被控系统是否出现故障,控制策略是否失效,是否出现异常工况等。例如,钢球磨中储式制粉系统中经常出现的断煤事故,并非是由于控制策略失误造成,而是由于生产调度出现失误,原煤斗中没有煤的缘故,发生断煤时,若处理不及时,会导致磨煤机内的煤粉爆炸。这类问题对控制系统而言,带有不可预见性,因此该准则的优先级最高,一旦出现此类问题,必须优先处理,停止当前的控制算法,启动异常工况处理模块,对被控对象进行连锁保护,启动运行支援系统,通知运行人员,并在线指导其操作。只有在安全准则得到满足的条件下,管理决策级才开始判断是否满足运行品质准则的要求。

2) 运行品质准则。

运行品质准则是为保证被控生产过程运行连续平稳、产品质量合格而设计的。其要求是将被控系统的有关参数控制在技术规范所要求的范围之内。大略而言,这一准则也就是运行人员手动操作时的控制标准,只要被控系统正常,生产过程平稳运行即可。

3) 经济效益准则。

如果被控系统的有关参数都已经被控制在正常范围之内,生产过程平稳运行,则激活该项准则,考虑如何尽可能地提高经济效益。其方法可以通过启动协调控制级对基础控制级回路进行优化设定,也可以通过调整被控系统的工作点而实现。

(5) 故障诊断模块。

被控系统运行过程中,可能出现变送器或执行机构失效的情况,这种情况有可能导致控制策略失效或控制动作错误。故障诊断模块根据从数据判别模块中来的信息进行判断,一旦

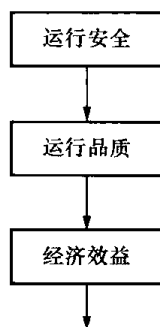


图 18-23 决策准则的优先级

发现故障,及时通知管理决策模块进行处理。

(6) 异常工况处理模块。

一旦出现异常工况(不但包括变送器和执行机构故障,也包括生产条件变化而出现的其他危险情况,例如钢球磨中储式制粉系统在运行中可能出现的断煤、堵磨等情况),则激活运行安全准则,由管理决策模块激活异常工况处理模块,从基础控制级中接過管理权,及时对被控系统進行连锁保护,保障生产设备的安全。

(7) 运行支援系统。

某些严重的问题单单依靠控制系统改变控制策略的手段无法解决,比如钢球磨中储式制粉系统的断煤出现时,控制系统只能采用一些保护措施,要继续制粉生产过程就要通知运行人员向原煤斗中加煤。因此出现异常工况时,管理决策级在启动异常工况处理模块的同时,也启动运行支援系统。运行支援系统具备良好的人机联系界面,告知运行人员目前可能存在的故障、所面临的问题以及问题的原因,并且在线指导现场运行人员采取适当的措施进行处理。

4. 小结

针对实际的具有多变量强耦合、非线性、工况变化特性的工业过程,讨论了如何实现符合中国国情的可在分散控制系统上实施的智能自适应解耦控制技术的问题。

(1) 提出了符合中国国情的设计原则。

国内的工业生产过程中,普遍存在着的诸如生产原材料不能保持一致,设备陈旧落后并且长期磨损多次维修而导致设备特性变化等方面的问题。这些问题引起生产过程的运行工况复杂多变,给控制系统的设计带来很大困难。由于受到资金、体制和技术水平等诸多方面因素的制约,这些工业生产过程只能在现有的条件下维持运行,造成效率低,耗能高,安全性差。因此自动控制系统的設計应以此为出发点,正视实际中的困难,最大程度地提高系统的自适应能力。

(2) 针对实际的工业过程控制所具有的强耦合、非线性等问题,提出了“智能自适应解耦控制”这一新的控制思想。

这种控制思想将人工智能理论(包括神经网络和专家系统)与传统自适应解耦控制策略有机结合,使控制系统具备了更强的自适应能力。一方面,通过自适应控制算法和协调控制调整回路设定值,使在工作点附近控制系统就具有一定的自适应能力;另一方面,通过管理决策级决定整体控制策略,使控制系统具备了大范围的自适应能力。这一点正符合文献[34]所说的“在复杂环境下,大范围的快速自适应和自组织是智能控制系统的最显著的特征”。

(3) 针对运行工况复杂多变的情况,从控制目标的角度提出了“安全——运行品质——经济效益”的三级决策准则。

由于我国工业生产过程的特点表现为工况复杂多变,所以决策准则不能只依靠某个单一的指标函数来决定。首先必须保证“安全第一”;其次在安全得到保证的情况下,使生产过程连续平稳进行,被控参数符合技术规范所规定的要求;在上述两条准则都已得到满足的情况下,才能考虑如何提高经济效益,考虑系统各回路如何实现优化设定问题。

(4) 针对运行工况复杂多变的情况,从控制系统整体结构的角度提出了“管理决策级——协调控制级——基础控制级”的三级控制结构。

生产过程中工况的复杂变化,常将目光盯在各个回路的动态品质上的常规控制策略无能为力。而实际上,运行人员手动操作时,也不是十分关心诸如上升时间、超调量等单回路指标的。他们考虑的是系统的整体状况如何,运行工况怎样,还有哪些控制量可用,经过推理之后,进而决定采取何种控制策略。

提出了三级控制结构,正确地实现了复杂控制任务的划分。关于回路的问题,由协调控制级负责。而管理决策级汇集了运行人员关于系统和工况的知识、经验以及推理决策能力,作为控制系统的中枢对控制过程进行全面的的管理,实现了专家经验与自动控制系统的有机结合,极大地提高了控制系统的自适应能力。

(5) 提出了针对工况进行智能辨识的思想。

常规的自适应控制,通常是基于这样一种认识:只要被控对象的数学模型准确,那么根据模型得到控制律后,就可以使控制效果足够好,而工况变化,会导致对象的数学模型发生变化,所以实时地针对被控系统或控制器的数学模型进行辨识,就有可能使控制系统适应工况的变化。复杂的工业过程有时难以建立准确全面的数学模型,采用专家推理技术直接对系统的运行工况进行智能辨识,从而显著地提高控制系统的自适应能力。

四、应用

采用上述多变量智能自适应解耦控制技术,在 Foxboro 公司的 I/A Series 分散控制系统上设计了钢球磨中储式制粉系统控制系统。该控制系统应用于某发电厂国产 200MW 燃煤发电机组钢球磨中储式制粉系统,成功地实现了钢球磨中储式制粉系统的自动控制。

钢球磨中储式制粉系统的多变量智能自适应解耦控制系统结构如图 18-24 所示。整个控制系统由基础控制级、协调控制级和管理决策级组成,基础控制级由神经网络解耦器、负压控制器、温度控制器和温风门控制器组成。神经网络解耦器实现热风—负压、给煤—温度两回路之间的解耦。

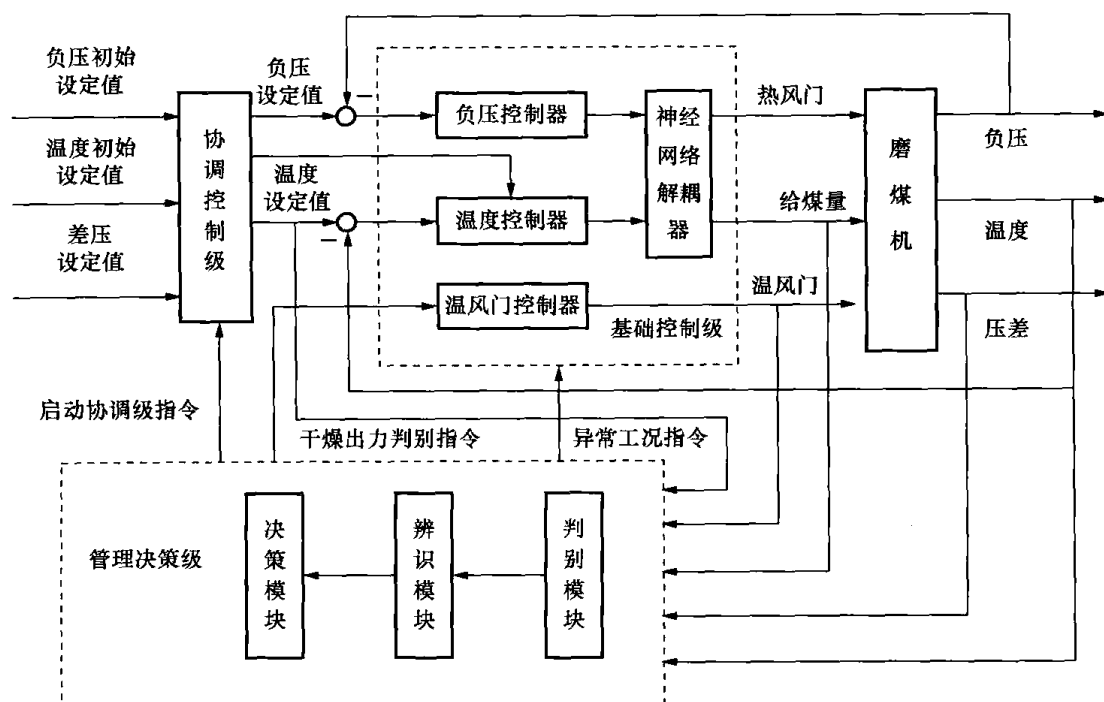


图 18-24 控制协调结构框图

1. 神经网络解耦补偿器设计

这里采用上面介绍的多变量非线性系统的神经网络自适应开环解耦控制算法,设计神经网络开环解耦补偿器。首先进行回路的变量配对,根据工艺分析,确定使用热风门控制磨煤机入口负压,给煤机转速控制磨煤机出口温度。

钢球磨中储式制粉系统的神经网络解耦控制结构如图 18-25 所示。使用神经网络将来自其他通道的耦合影响视为可测干扰进行补偿,神经网络解耦补偿器与磨煤机组成的广义系统成为近似无耦合系统。该控制系统还采用了时域响应曲线的学习算法,对神经网络进行训练。

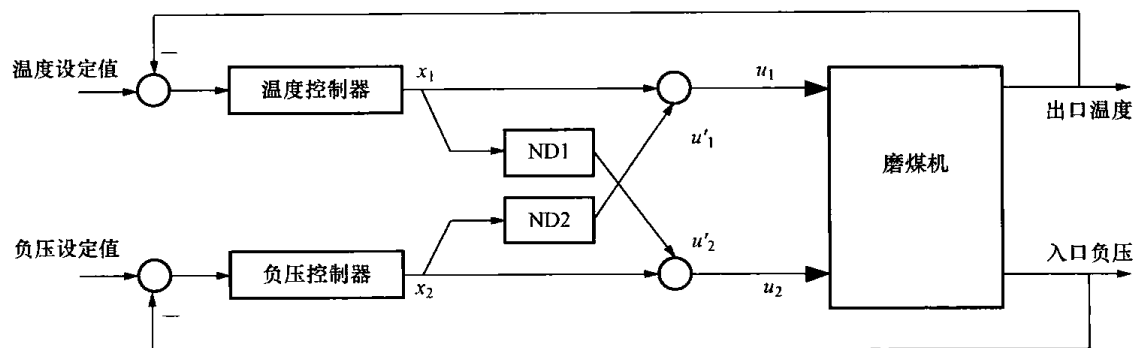


图 18-25 钢球磨中储式制粉系统的神经网络解耦控制结构图

2. 底层各个回路的控制器设计

由于热风——负压回路特性经常变化,因此采用自整定 PID 控制策略,并用 I/ASeries 系统提供的功能块来实现。给煤量与磨煤机出口温度之间具有强烈的非线性,试验表明,采用数学模型的控制方法无法达到所要求的控制性能,因此我们采用运行人员经验的模糊控制策略来实现。根据运行经验温风门只能用于调整系统的工作点而不能直接参与回路调节,温风门控制器由管理决策级指挥,当系统的干燥出力过大时,适当开大温风门,当系统干燥出力不足时,关小以致全关温风门。这样系统的控制输入为热风门开度与给煤量,输出变量为负压、温度与差压,系统的控制变量少于输出变量,不可能在系统存在扰动和大幅度变工况情况下维持三个输出变量均为定值,但是制粉系统也允许被控变量在一定范围内变化。

3. 协调控制级和管理决策级设计

协调控制级根据系统的实际运行情况,使用产生式规则,动态地修改负压控制器和温度控制器的设定值,协调给煤量、出口温度和进出口差压的静态关系,辨识给煤量与出口温度的通道增益,结合工况在线调整模糊控制器的增益,改善该回路的动态品质。管理决策级专家系统实时地对因原煤可磨性系数的变化、原煤湿度的变化,所造成的制粉系统磨煤出力和干燥出力的变化进行智能辨识,根据决策准则决定应采用的控制策略,并输出信息给协调控制级和基础控制级。例如,当系统的干燥出力过剩且协调级已无协调能力时,管理决策级直接改变控制系统的结构,使温风门控制器投入工作。

4. 应用效果

系统的实际运行表明,在正常工况下,磨煤机出口温度可严格控制在设定值 $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$ 范围内,磨煤机进出口差压控制在设定值 $\pm 0.07\text{kPa}$ 范围内,磨煤机入口负压基本稳定在设定值上,因为磨煤机入口负压中的噪声成分较大,所以没有确定其变化范围。

在正常工况下,制粉系统的三个控制量中,热风门开度保持在 35% 左右,温风门维持在全关状态,给煤机转速保持在满量程 97% 以上。这种状况是制粉系统的理想工作状态,运行

平稳、制粉出力最大，磨煤机保持满负荷运行。

值得注意的是，温风门保持全关，给煤量在一段时间内达到 100%，这是我们在前面提到的控制量处于饱和状态的情形。

在非正常工况下，制粉系统在运行期间由于煤质改变、工况变化，出现的干燥出力过剩情况，系统可自动开启温风门调整系统工作点以适应工况变化保持稳定运行。

例如，在某时刻，磨煤机进出口差压与设定值相比变得偏高，于是控制系统启动协调控制级，磨煤机出口温度设定值被修改而逐渐增加，并增加达到最高限。但此时，由于煤质变干，导致系统的干燥出力过剩，磨煤机出口温度仍持续上升，根据磨煤机出口温度的要求，给煤控制器应当加大给煤机转速以降低磨煤机出口温度，但是磨煤机进出口差压偏高又不允许过多加煤。这种情况，说明了协调控制级已经失去协调能力。

管理决策级在辨识出这种工况的变化之后，经过推理决策，决定启动温风门控制器，将温风门由全关状态逐步开至 20%。由于控制系统使用热风门控制磨煤机入口负压，随着温风门的开大，为保持磨煤机入口负压稳定，热风门开度下降。这样就使得进入磨煤机的热量减少，降低了系统的干燥出力。经过这种控制策略的调整之后，磨煤机出口温度回落，已接近温度设定值，并且磨煤机进出口差压也已维持在设定值以下的允许范围内。控制系统适应了工况的变化，保持了稳定运行。

与上述情况类似，制粉系统在干燥出力不足的情况下，系统也可自动适当关闭温风门以调整系统工作点，提高制粉出力，保持系统稳定运行。例如，在某时刻，磨煤机出口温度高于其设定值，但仍符合控制要求，但磨煤机进出口差压的测量值却比其设定值低得较多。这说明此时磨煤机内部的存煤量较少，产粉量不高，应适当增加给煤机转速，但增加给煤机转速的直接作用是使磨煤机的出口温度降低，这表明，系统的干燥出力已经成为提高系统制粉出力的瓶颈。此时，温风门的开度为 20.5%，说明系统尚有一定的能力提高干燥出力。

管理决策级辨识出系统干燥出力不足的工况，并且判断出系统仍有提高干燥出力的潜力之后，启动了温风门控制器，将温风门开度由原来的 20.5% 逐渐关小至 5.8%。由于控制系统是使用热风门控制磨煤机入口负压，随着温风门的开小，为保持磨煤机入口负压稳定，热风门开度由 38% 逐渐开大至 40%。关小温风门，开大热风门，这两方面的因素都使进入磨煤机的热量增加，提高系统的干燥出力。

经过上述控制策略调整之后，给煤机转速由 92% 增加至 97%；磨煤机进出口差压上升至接近设定值，磨煤机出口温度维持在比设定值高 2% 的范围之内，基本上没有发生变化。可以看出，进入磨煤机的热量增加，并没有使磨煤机的出口温度升高，增加的热量被提高了给煤机转速指令而更多地进入磨煤机的原煤所吸收。控制系统通过及时调整控制策略，提高了系统的干燥出力，进而提高了系统的制粉出力，控制系统适应了工况的变化，而且仍然能保持制粉系统的稳定。

为了说明设计的智能自适应解耦控制系统的有效性，在相同的工况条件下，将得到的同一套制粉系统自动运行和手动运行的曲线进行了对比。通过磨煤机出口温度的对比发现，自动运行时，出口温度的变化范围是 66.0~73.0℃，区间宽度是 7.0℃；手动运行时，出口温度的变化范围是 67.0~82.0℃，区间宽度是 15.0℃。

通过磨煤机进出口差压的对比发现，自动运行时，磨煤机进出口差压基本上保持稳定；手动运行时，磨煤机进出口差压曲线则很不稳定。

通过给煤机转速指令的对比发现,自动运行时,在开始的两个小时内,由于受到各种相关条件的制约,给煤机转速指令相对较低。随后,运行工况发生了变化,在运行安全、制粉合格等要求充分满足的情况下,控制系统开始考虑较高的目标—经济运行,给煤机转速指令尽可能地加大,以最大程度地提高制粉出力。整个运行过程中给煤机转速的平均值为 90.5%,手动运行时,给煤机转速的控制显然不可能如自动控制时那样能细致地调整,手动运行过程中给煤机转速的平均值仅为满量程的 81%。

根据给煤机生产厂家提供的资料表明,给煤机转速与出力之间基本上为线性比例关系。当制粉系统正常平稳运行时,制粉系统的制粉出力实际上就等于磨煤机的进煤量。根据制粉系统投入自动后给煤机平均转速与制粉系统手动运行时给煤机平均转速的差异,就可以计算出制粉单耗的变化,进而估算出其经济效益。

自动运行时给煤机转速比手动运行时高

$$(0.905 - 0.81) \div 0.81 = 11.7\%$$

从文献和运行经验可知,磨煤机空载时的耗电量与满负荷时相差无几,所以可以近似认为,制粉系统自动和手动时的耗电量基本相等。从上式可以看出制粉系统自动运行时的制粉单耗比手动运行时减少

$$1 - 1/(1 + 0.117) = 10.5\%$$

从上面的对比中,我们可以看到,制粉系统的自动控制与手动控制相比,可以大幅度地降低制粉单耗,极大地提高经济效益。

需要补充说明的是,上面的手动运行严格说应该是“半自动运行”,给煤机转速在手动状态,而“热风门—磨煤机入口负压”回路仍处于自动状态,管理决策级和协调控制级处于休眠状态,不起作用。如果热风门也处于手动的话,有关参数的控制效果要比上述的“手动运行”效果还要差。

通过对比可知,温度和差压在自动控制下均比手动控制要稳定得多,而且自动运行时的给煤量比手动运行时高 10% 左右,说明自动控制系统大大提高了制粉效率。

该控制系统经过严格的现场测试,其中包括稳态工况测试、变工况测试和事故工况测试。运行测试结果表明,系统具有很强的自适应能力,能够在相当大的范围内适应工况变化的要求,系统的投入大幅度地降低了制粉单耗。在煤质和设备特性发生变化时,系统均能保证稳定工作。系统能够自动处理断煤、堵磨、超温等异常工况,并通过基于专家经验的运行支援系统给出必要的提示和在线运行操作指导,有效地避免了运行人员的操作失误,保证系统安全、可靠地经济运行。有关该控制系统的工业应用效果的详细描述请参见文献 [30] ~ [31]。

参 考 文 献

- [1] 方康玲. 过程控制系统. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2007 (2).
- [2] 潘立登. 过程控制技术原理与应用. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [3] 王燕. 过程检测与控制. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [4] 罗万金. 电厂热工过程自动调节. 北京: 中国电力出版社, 1991.
- [5] 边立秀, 周俊霞, 赵劲松等. 热工控制系统. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [6] 李遵基. 热工自动控制系统. 北京: 中国电力出版社, 1997.
- [7] 朱北恒. 火电厂热工自动化系统试验. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [8] 华东六省一市电机(工程)学会. 热工自动化. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [9] 樊泉桂, 魏泉桂, 王军. 火电厂锅炉设备及运行. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [10] 肖大维. 国产 600MW 超临界火力发电机组技术丛书: 控制设备及系统. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [11] 丁轲轲. 热工过程自动调节. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [12] 西安电力高等专科学校. 600MW 火电机组培训教材: 仪控分册. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [13] 杨献勇. 热工过程自动控制. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [14] 高伟. 计算机控制系统. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [15] 西安电力高等专科学校. 600MW 火电机组培训教材: 锅炉分册. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [16] 张丽香, 王琦. 模拟量控制系统. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [17] 张磊, 彭德振. 大型火电发电机组集控运行. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [18] 何育生. 火力发电机组过程控制工程师培训教材(第四册): 机组自动控制系统. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [19] 林文孚, 胡燕. 单元机组自动控制技术(第二版). 北京: 中国电力出版社, 2008.
- [20] 王永骥. 神经网络控制. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [21] 金以慧. 过程控制. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [22] 易继锴. 智能控制技术. 北京: 北京工业大学出版社, 1999.
- [23] 胡昌镁, 任军, 杨卜峰. 660MW 机组过热汽温控制系统设计特性. 华东电力, 2004, 32(12): 55~56.
- [24] 夏明. 超临界机组汽温控制系统设计[J]. 中国电力, 2006, 32(3): 74~77.
- [25] 陈华东, 黄红艳. 600MW 超临界直流锅炉自动控制系统的特点及控制方案[J]. 锅炉技术, 2006, 37(2): 26-30.
- [26] 杨震, 梁国灿, 杜骏. 600MW 超临界锅炉控制系统设计特点[J]. 锅炉技术, 2006, 37 (21): 6~9, 29.
- [27] 黄红艳, 陈华东. 超临界直流锅炉控制系统的特点及控制方案[J]. 电力建设, 2006, 27 (3): 1~3, 13.
- [28] 杨景祺, 戈黎红, 凌荣生. 超临界参数机组控制系统的特点及其控制策略[J]. 动力工程, 2005, 25 (2): 221~225.
- [29] 张秋生, 岳建华, 赵军, 何志永. 超临界机组的给水自动控制策略[J]. 华北电力技术, 2007 (9): 26~29.
- [30] Damian Flynn. Thermal Power Plant Simulation and Control. London: The Institution of Electrical Engineers, 2003.
- [31] 刘红波, 李少远. 火电机组先进智能控制及其应用. 北京: 科学出版社, 2003.
- [32] 白焰. 神经解耦控制在钢球磨煤机中间储仓式制粉系统中的应用研究. 沈阳: 东北大学自动化研究中

心博士学位论文, 1998.

- [33] 岳恒. 多变量非线性系统智能自适应解耦控制技术研究. 沈阳: 东北大学自动化研究中心博士学位论文, 1999.
- [34] Tianyou Chai, Heng Yue and Yan Bai. Intelligent control of coal-pulverizing systems with ball-tube mill. Proc. Of 14th Triennial World Congress, Beijing, China, 1999, O: 97~102.
- [35] T Chai, X Wang and H Yue. Multivariable intelligent decoupling control and its applications. Proc. Of the 3rd World Congress on Intelligent Control and Automation, Invited Report, China, 2000, 1: 23~29.
- [36] 秦世引, 罗公亮, 孙增析. 智能控制研究中的几个问题. 信息与控制, 1996, 25(3): 137~142.

Images have been losslessly embedded. Information about the original file can be found in PDF attachments. Some stats (more in the PDF attachments):

```
{
  "filename": "MTlxODcxMzAuemlw",
  "filename_decoded": "12187130.zip",
  "filesize": 35400068,
  "md5": "83b52936d84cfe738b463c6df4145045",
  "header_md5": "4e79b17772a381702011067a6013b939",
  "sha1": "59b2ed93a53a95a3f584cd78b9267c6ee4f6a1ca",
  "sha256": "d458512fd2a876dd6faf9c358d22b56ebd0f8d29776301eeefd7407835d63336",
  "crc32": 4209170997,
  "zip_password": "",
  "uncompressed_size": 36858854,
  "pdg_dir_name": "\u2557\u2261\u2561\u03c4\u2502\u00ba\u255a\u255a\u2563\u00f1\u256b\u2558\u2562\u00bb\u2510\u256a\u2553\u255e\u255d\u2569\u2321\u255d\u2591\u2559\u00aa\u2559\u251c_12187130",
  "pdg_main_pages_found": 362,
  "pdg_main_pages_max": 362,
  "total_pages": 371,
  "total_pixels": 2374859122,
  "pdf_generation_missing_pages": false
}
```