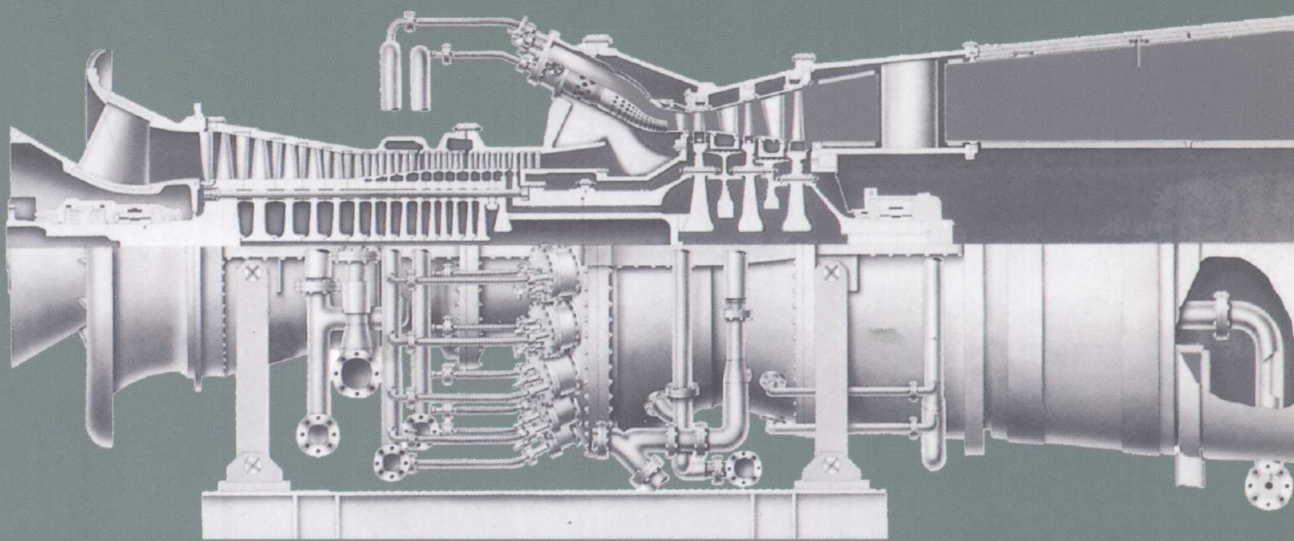


燃气轮机 与燃气—蒸汽联合循环装置

下

清华大学热能工程系动力机械与工程研究所
深圳南山热电股份有限公司

编著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

燃气轮机与燃气—蒸汽 联合循环装置

下

清华大学热能工程系动力机械与工程研究所
深圳南山热电股份有限公司

编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书是一本全面介绍燃气轮机及其联合循环装置的著作,书中既有理论讲解又对现场操作具有很强的指导性。编写本书的主要目的是为了培养燃气轮机及其联合循环机组的运行和管理人员,并为设计研究人员提供深入学习设计、研究知识前的理论基础。全书共分二十五章,前十三章侧重于介绍燃气轮机的工作原理、性能、结构、调节控制系统以及某些必要的辅助设备和系统,后十二章则侧重于有关联合循环方面的工作原理、余热锅炉、汽轮机、轴系布置、技术经济分析等的论述。为了增强实用性,本书特别加强了对燃气轮机辅助设备和系统、燃气轮机和联合循环的调节控制系统、大型燃气轮机结构、联合循环电厂的应用实例、燃气轮机和联合循环机组的运行维护及联合循环机组的性能验收试验等内容的论述。

本书可供从事能源、发电工程、燃气轮机及燃气—蒸汽联合循环发电装置的科研、管理、运行、生产的工程技术人员和大专院校的师生阅读参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

燃气轮机与燃气—蒸汽联合循环装置/清华大学热能工程系动力机械与工程研究所,深圳南山热电股份有限公司编著. —北京:中国电力出版社,2007

ISBN 978-7-5083-5400-2

I. 燃… II. ①清…②深… III. ①燃气轮机②燃气—蒸汽联合循环发电—联合动力装置 IV. TK47 TM611.31

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2007) 第 040583 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>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2007 年 8 月第一版 2007 年 8 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 50.875 印张 1545 千字

印数 0001—3000 册 定价 98.00 元 (上、下册)

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

《燃气轮机与燃气—蒸汽联合循环装置》

编写委员会

主任 焦树建

副主任 孙守林 张艳春

编委 (按姓氏笔画排序)

王存诚 叶大均 叶季生 吕泽华

李宇红 何光新 张晓泓 张旋洲

赵士杭 段秋生 索沂生 舒士甄

熊绍振

燃气轮机与燃气—蒸汽联合循环装置

编委 孙守林 张艳春 焦树建 张旋洲

北京 机械工业出版社

前言

随着我国天然气“西气东输”工程的建设以及广东和福建省从国外引进相当数量的液化天然气现实的推动,燃气轮机及其联合循环在我国电力工业中的应用正蓬勃发展,方兴未艾。

为了适应这个形势的需要,在国家发展和改革委员会的领导下,通过中国技术进出口总公司的组织,按照以“市场换技术”的方针,就20多个燃气轮机电厂的建设项目,实施了第一批和后续项目捆绑招标工作,为我国引进了40多台FA型和E型燃气轮机及其联合循环机组的设备,以及相应的燃气轮机制造技术。这个举措大大地加快了我国建设燃气轮机及其联合循环电厂和重建我国燃气轮机制造业的步伐。

为此,我国正面临着急需培养大批燃气轮机及其联合循环机组运行、管理人员的任务,力求他们能够在较短的时间内,充分掌握机组的原理、性能、结构、系统、运行和维护知识,以便全面承担起机组安全和经济运行的任务。

本书正是为此目的而编写的。本书尽可能结合我国目前引进和联合制造的先进的FA与E型机组的实际,着重介绍重型结构的发电用燃气轮机及其联合循环机组的工作原理、性能、结构、调节控制系统以及某些必要的辅助设备和系统,力争使读者能够获得比较完整的有关燃气轮机及其联合循环机组工作的物理概念。当然,本书也能为从事研究和设计工作的人员服务,他们在掌握了本书提供的物理概念和理论基础知识后,就能顺利地进行有关机组设计计算和试验研究方面的专门训练。

本书共二十五章,前十三章侧重于介绍燃气轮机本体方面的知识,后十二章则侧重于有关联合循环方面的讨论。为了增强实用性,本书特别加强了对燃气轮机辅助设备和系统,燃气轮机和联合循环装置的调节和控制系统,大型燃气轮机的结构,联合循环电厂的应用实例,燃气轮机和联合循环机组的运行、维护、检修以及性能验收试验等内容的论述。总体内容比较广泛,论述力求深入浅出,理论联系实际,希望便于读者接受。

本书由清华大学热能工程系动力机械与工程研究所组织本所教师和深圳南山热电股份有限公司经验丰富的技术专家合作编写而成。本书的编写分工如下:焦树建编写了第一章、第八章的第九节、十四章、十五章的一至十一节、十七章、二十一章、二十三至二十五章;索沂生编写了第二、三章和十五章中的十二节;叶季生编写了第四章;王存诚编写了第五、十三章;舒士甄编写了第六章;赵士杭编写了第七、十八章和第八章的一至八节;张艳春编写了第九章的第一至九节;何光新编写了第九章的第十节和十一节;段秋生编写了第十章;吕泽华编写了第十一章;李宇红编写了第十二和二十章;叶大均和张晓泓编写了第十六章;熊绍振编写了第十九章;张晓泓、金晓刚、吴成林编写了第二十二章。吕泽华参加了第十九章的部分编写;张旋洲参加了第二十二章的部分编写工作。

全书由张艳春和张晓泓同志负责协调和汇总;由焦树建、张晓泓、张艳春和孙守林同志负责审稿。编写中我们参阅了大量国内外相关单位的学术著作、论文和工作报告,甚至引用或介绍了他们的论述和观点,在此特致感谢。

由于我们的理论水平和实践经验不足,出版时间又甚紧,书中难免有不少缺陷或不足之处,恳请广大读者批评指正。

清华大学热能工程系动力机械与工程研究所
深圳南山热电股份有限公司

2007年6月于北京

上 册

前言	
第一章 概论 1	
第一节 概述..... 1	
第二节 目前我国发展燃气轮机及其联合循环的现实条件..... 4	
第三节 燃气轮机及其联合循环机组的生产与使用现状..... 7	
本章小结..... 10	
第二章 热工基础知识 11	
第一节 概述..... 11	
第二节 工程热力学基础..... 11	
第三节 流体力学基础..... 24	
第四节 传热学基础..... 36	
本章小结..... 39	
第三章 燃气轮机热力循环 41	
第一节 概述..... 41	
第二节 理想简单循环..... 41	
第三节 实际简单循环..... 43	
第四节 回热循环..... 47	
第五节 复杂循环..... 49	
第六节 闭式循环..... 53	
本章小结..... 54	
第四章 压气机工作原理 55	
第一节 概述..... 55	
第二节 压气机级的工作原理..... 57	
第三节 压气机叶栅的几何参数与叶片扭转规律..... 66	
第四节 压气机工作过程的特点..... 67	
第五节 压气机级中的能量损失..... 73	
第六节 压气机变工况及特性曲线..... 77	
第七节 压气机的喘振及防喘措施..... 83	
本章小结..... 91	
第五章 燃烧室工作原理与结构 96	
第一节 概述..... 96	
第二节 燃烧过程的热力学基本原理..... 97	
第三节 燃烧过程的物理—化学原理概要..... 100	
第四节 燃气轮机燃烧室的工作特点和性能指标..... 108	
第五节 燃烧过程在燃烧室中的实现(气流组织和燃料供给)..... 109	
第六节 燃烧室的变工况性能..... 112	
第七节 燃烧室的结构和部件..... 114	
第八节 低污染燃烧技术..... 124	
本章小结..... 135	
第六章 透平工作原理 137	
第一节 概述..... 137	
第二节 透平级的工作原理..... 138	
第三节 多级透平..... 151	
第四节 透平变工况及性能曲线..... 156	
第五节 轴流式透平与轴流式压气机的比较..... 166	
本章小结..... 170	
第七章 燃气轮机变工况 173	
第一节 概述..... 173	
第二节 单轴燃气轮机的变工况性能..... 173	
第三节 分轴燃气轮机的变工况性能..... 175	
第四节 双轴燃气轮机的变工况性能..... 177	
第五节 其他燃气轮机的变工况性能..... 179	
第六节 变几何的影响..... 180	
第七节 部件性能恶化与进排气压力损失的影响..... 181	
第八节 大气参数变化的影响..... 183	
第九节 燃气轮机带动压缩机时的平衡运行..... 184	
第十节 燃气轮机的加载与减载..... 185	
第十一节 燃气轮机的启动与停机..... 187	
本章小结..... 191	
第八章 燃气轮机结构 192	
第一节 概述..... 192	
第二节 结构要求与类型..... 192	

第三节	压气机结构、气封与材料	197	第十六节	水冲洗系统	343
第四节	透平结构、冷却与材料	205	第十七节	进气与排气系统	347
第五节	转子的连接与支撑	217	第十八节	蒸汽喷射系统	351
第六节	轴承与轴承座	219	第十九节	高压二氧化碳灭火系统	356
第七节	燃气轮机的固定与总体布置	226	第二十节	通风和加热系统	361
第八节	航机改型的燃气轮机	231	第二十一节	启动系统与设备(含 SFC)	364
第九节	某些大型燃气轮机的结构简介	235	本章小结		387
本章小结		254	第十一章 燃气轮机控制系统		390
第九章 燃气轮机零部件运行安全性分析		255	第一节	概述	390
第一节	概述	255	第二节	转速控制系统	393
第二节	机械振动的基础知识	255	第三节	温度控制系统	400
第三节	叶片激振力及频率计算	261	第四节	控制系统的动态特性	403
第四节	叶轮热应力及转子寿命管理	266	第五节	分轴燃气轮机调节的特点	409
第五节	转子振动的基本特征	274	第六节	输气管线用燃气轮机压缩机组的控制系统	413
第六节	转子的临界转速计算	277	第七节	燃气轮机发电机组的控制系统与实例	416
第七节	影响转子临界转速的因素	280	第八节	燃气轮机发电机组的保护系统与实例	419
第八节	转子的平衡	283	本章小结		422
第九节	转子在线监测与故障诊断技术简介	288	第十二章 燃气轮机进气冷却和 LNG 的冷能利用		423
第十节	轴系的扭振与稳定性	295	第一节	概述	423
第十一节	电厂的可靠性管理	296	第二节	燃气轮机进气冷却的基本原理和装置特点	423
本章小结		298	第三节	进气冷却的热工基础	427
第十章 联合循环辅助系统与设备		300	第四节	燃气轮机进气冷却技术的应用	432
第一节	概述	300	第五节	液化天然气(LNG)的冷能利用	433
第二节	启动机的类型	301	第六节	LNG 冷能在燃气轮机电厂中的利用	436
第三节	液力变扭器	302	本章小结		440
第四节	辅机传动与辅助齿轮箱	305	第十三章 燃气轮机用润滑油与燃料的质量规范		441
第五节	负荷齿轮箱及 3S 离合器	306	第一节	概述	441
第六节	启动离合器	309	第二节	燃气轮机用润滑油	441
第七节	盘车装置	310	第三节	燃气轮机用液体燃料	451
第八节	润滑油系统	312	第四节	燃气轮机用气体燃料	464
第九节	液压油供给系统	316	本章小结		481
第十节	进口可转导叶系统	317			
第十一节	燃料系统	322			
第十二节	跳闸油系统	332			
第十三节	雾化空气系统	335			
第十四节	冷却水系统	337			
第十五节	冷却空气与密封空气系统	339			

第十四章 常规余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环性能的理论分析	483	第五节 汽轮机的运行特性	558
第一节 概述	483	第六节 热电联供汽轮机的特点	559
第二节 热效率与功率比计算关系式的推导	483	本章小结	564
第三节 各种参数的选择	487	第十七章 联合循环机组轴系布置方案的	
第四节 各种参数对 η_{ccl} 和 η_{cc} 的影响	489	第一节 概述	565
第五节 补燃式和非补燃式联合循环特性的比较	491	第二节 联合循环机组的多轴布置方案	565
第六节 计算实例	493	第三节 联合循环机组的单轴布置方案	567
第七节 某些重要的推论	502	本章小结	570
本章小结	504	第十八章 联合循环机组的变工况	571
第十五章 联合循环中使用的余热锅炉	505	第一节 概述	571
第一节 概述	505	第二节 联合循环各组成部件的变工况性能	571
第二节 联合循环用余热锅炉的特点	507	第三节 蒸汽侧的滑压运行方式	573
第三节 余热锅炉的型式与分类	509	第四节 压气机进口导叶的调节规律	574
第四节 节点温差与接近点温差的选择	511	第五节 多压汽水系统的联合循环变工况	576
第五节 余热锅炉的汽水系统	514	第六节 多台燃气轮机组成的联合循环变工况	577
第六节 余热锅炉蒸汽参数的优化选择	518	第七节 大气参数变化的影响	578
第七节 装备多压力级余热锅炉的联合循环性能的比较	522	第八节 联合循环机组的启动与加载	580
第八节 余热锅炉的变工况特性	527	第九节 联合循环机组的减载与停机	583
第九节 余热锅炉的结构	528	本章小结	584
第十节 设计余热锅炉时必须考虑的若干问题	532	第十九章 联合循环控制系统	586
第十一节 余热锅炉停用时的保养方法	535	第一节 概述	586
第十二节 余热锅炉的设计计算	536	第二节 集散控制系统的一般组成	587
本章小结	544	第三节 两种常用的 DCS 系统简介	588
第十六章 联合循环中使用的汽轮机	546	第四节 联合循环电厂中使用的 DCS 控制系统	598
第一节 概述	546	第五节 联合循环电厂控制系统的实例	604
第二节 蒸汽参数选择及热力系统设计	547	本章小结	605
第三节 汽轮机的设计特点	552	第二十章 联合循环机组的热电联产	606
第四节 汽轮机的结构特点	554	第一节 概述	606
		第二节 热电联产系统的主要性能	

参数.....	607	第一节 概述.....	734
第三节 典型的燃气—蒸汽联合循环 环热电联产系统.....	610	第二节 验收试验的内容与试验条件 的规定.....	735
第四节 典型联合循环热电联产系 统的性能分析.....	617	第三节 如何保持基本负荷工况试验 时 $T_{30} = \text{const}$	737
第五节 热电冷联供系统的性能分 析简述.....	627	第四节 测点的布置与测量表计准确 度的选择.....	739
本章小结.....	628	第五节 验收试验数据的修正.....	744
第二十一章 联合循环机组的应用实例	629	第六节 多轴布置方式联合循环的性 能修正与性能未达标责任的 辨识.....	749
第一节 概述.....	629	第七节 单轴布置方式的、无 3S 联轴 器的联合循环的性能修正与 性能未达标责任的辨识.....	751
第二节 香港龙鼓滩发电厂 (Black Point Power Station)	629	第八节 为保证验收试验成功尚需 关切的若干问题.....	751
第三节 韩国 Seoinchon 发电厂	631	本章小结.....	752
第四节 英国 King's Lynn 电厂.....	634	第二十四章 燃气—蒸汽联合循环电厂 发电成本的计算	754
第五节 葡萄牙 Tapada Do Outeiro 电厂.....	638	第一节 概述.....	754
第六节 英国 Seabank 电厂.....	644	第二节 发电成本的两种计算方法.....	755
第七节 日本东新泻电厂.....	653	第三节 燃气—蒸汽联合循环电厂的 发电成本.....	758
第八节 英国 Rocksavage 电厂	655	第四节 用三种不同机组作调峰运行时 技术经济特性指标的比较.....	764
第九节 Nossener Brücke 燃气轮机 地区供热厂.....	657	第五节 E 型和 F 型燃气—蒸汽联合 循环电厂技术经济特性指 标的比较.....	765
第十节 赫尔辛基 Vuosarri B 燃气轮机 热电厂.....	659	第六节 几种火力发电厂发电成本的 特点.....	770
第十一节 上海宝钢燃用高炉煤气的热 电联产联合循环电厂.....	661	本章小结.....	772
第十二节 荷兰 Buggenum IGCC 示范 电厂.....	664	第二十五章 联合循环的发展趋势与 展望	774
第十三节 我国镇海发电厂.....	669	第一节 概述.....	774
第十四节 我国深圳南山热电厂.....	671	第二节 燃用天然气和液体燃料的联 合循环机组的发展趋势.....	774
本章小结.....	679	第三节 燃煤的燃气—蒸汽联合循环 机组的发展趋势.....	780
第二十二章 联合循环机组的运行与维护	680	本章小结.....	791
第一节 概述.....	680	参考文献	792
第二节 燃气轮机的运行.....	680		
第三节 燃气轮机日常检查与维护.....	691		
第四节 燃气轮机事故及处理.....	696		
第五节 燃气轮机的检修.....	703		
第六节 余热锅炉的运行与维护.....	721		
本章小结.....	733		
第二十三章 联合循环机组热力性能的 验收试验	734		

计算的出发点,那么,图 14-1 所示系统的能量(热能与功)平衡关系可用框图 14-2 来表示。

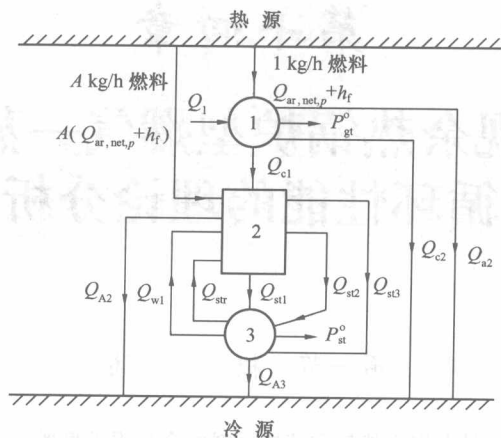


图 14-2 常规的补燃式余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环系统的能量平衡框图

1—燃气轮机; 2—余热锅炉; 3—蒸汽轮机

下面给出各部件的能量平衡关系。

1. 燃气轮机的能量平衡关系

假如忽略燃料物理显热 h_f 的微量影响, 则

$$Q_1 + Q_{ar,net,p}\eta_{r1} = P_{gt}^o + Q_{a2} + Q_{c1} + Q_{c2} \quad (14-1)$$

式中 Q_1 ——相对于 1kg/h 燃料而言吸入燃气轮机压气机的空气(其中包括燃气透平的冷却空气和对外泄漏的空气在内)所携带的热能(以下符号可参见图 14-1);

$Q_{ar,net,p}$ ——燃料的低位发热量;

η_{r1} ——燃气轮机燃烧室的效率;

Q_{a2} ——燃气轮机对外泄漏的空气所携带的热能;

Q_{c1} ——燃气轮机进入余热锅炉的燃气所携带的热能;

Q_{c2} ——燃气透平的冷却空气经空气冷却器冷却而对外散失的热能;

P_{gt}^o ——燃气轮机轴端的做功功率。

倘若以 $Q_{ar,net,p}$ 为基准来定义燃气轮机的循环效率 η_{gt}^o , 则

$$\eta_{gt}^o = P_{gt}^o / Q_{ar,net,p} \quad (14-2)$$

设燃气轮机部分的机械传动效率为 η_{mgt} , 发电机效率为 η_{Ggt} , 则燃气轮机发电机端的做功功率为 $P_{gt}^o \eta_{mgt} \eta_{Ggt}$, 因而燃气轮机的循环有效效率为

$$\eta_{gt} = \eta_{gt}^o \eta_{mgt} \eta_{Ggt} \quad (14-3)$$

2. 补燃式余热锅炉的能量平衡关系

$$Q_{c1} + A Q_{ar,net,p} \eta_{r2} + Q_{w1} + Q_{str} = Q_{st1} + Q_{st2} + Q_{st3} + Q_{A2} \quad (14-4)$$

式中 A ——进入补燃式余热锅炉的燃料量与进入燃气轮机燃烧室的燃料量的比值倍率;

η_{r2} ——燃料在补燃式余热锅炉中的燃烧效率;

Q_{w1} ——从蒸汽轮机的给水回热系统供入余热锅炉的给水所携带的热能;

Q_{str} ——从蒸汽轮机的高压缸排出的再热蒸汽在进入余热锅炉时所携带的热能;

Q_{st1} ——在余热锅炉中产生的主蒸汽所携带的热能;

Q_{st2} ——经余热锅炉加热后的再热蒸汽所携带的热能;

Q_{st3} ——在双压式余热锅炉中产生的低压蒸汽所携带的热能；

Q_{A2} ——从余热锅炉排向大气的燃气所携带的热能。

3. 蒸汽轮机系统的能量平衡关系

$$Q_{st1} + Q_{st2} + Q_{st3} = P_{st}^o + Q_{str} + Q_{w1} + Q_{A3} \quad (14-5)$$

式中 P_{st}^o ——蒸汽透平轴端的做功功率；

Q_{A3} ——蒸汽透平通过凝汽器排向外界冷源的热能。

在图 14-1 所示的系统中，蒸汽轮机的循环效率 η_{st}^o 定义为

$$\eta_{st}^o = \frac{P_{st}^o}{(Q_{st1} + Q_{st3} - Q_{w1}) + (Q_{st2} - Q_{str})} \quad (14-6)$$

鉴于汽轮发电机端的做功功率为

$$P_{st} = P_{st}^o \eta_{mst} \eta_{Gst} \quad (14-7)$$

则蒸汽轮机循环的有效效率 η_{st} 为

$$\eta_{st} = \eta_{st}^o \eta_{mst} \eta_{Gst} \quad (14-8)$$

式中 η_{mst} ——蒸汽轮机的机械传动效率；

η_{Gst} ——蒸汽轮机发电机的效率。

4. 联合循环的热效率 η_{ccf}^o 、 η_{ccf}^c 与 η_{ccf}^N

显然，

$$\begin{aligned} \eta_{ccf}^o &= \frac{P_{gt}^o + P_{st}^o}{(1+A)Q_{ar,net,p}} \\ &= \frac{\eta_{gt}^o Q_{ar,net,p} + [(Q_{st1} + Q_{st3} - Q_{w1}) + (Q_{st2} - Q_{str})] \eta_{st}^o}{(1+A)Q_{ar,net,p}} \\ &= \frac{\eta_{gt}^o + C \eta_{st}^o}{1+A} \end{aligned} \quad (14-9)$$

$$C = \frac{(Q_{st1} + Q_{st3} - Q_{w1}) + (Q_{st2} - Q_{str})}{Q_{ar,net,p}} \quad (14-10)$$

从式 (14-4) 中可知

$$(Q_{st1} + Q_{st3} - Q_{w1}) + (Q_{st2} - Q_{str}) = A Q_{ar,net,p} \eta_{r2} + (Q_{c1} - Q_{A2})$$

因而

$$C = A \eta_{r2} + \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{ar,net,p}} \quad (14-11)$$

倘若在燃气轮机中，冷却燃气透平的空气不用空气冷却器进一步冷却，即 $Q_{c2}=0$ ，同时，又认为 $Q_{a2}=0$ ，那么，式 (14-1) 可简化为

$$\begin{aligned} Q_{c1} - Q_1 &= Q_{ar,net,p} \eta_{r1} - P_{gt}^o \\ &= Q_{ar,net,p} \eta_{r1} - Q_{ar,net,p} \eta_{gt}^o = (\eta_{r1} - \eta_{gt}^o) Q_{ar,net,p} \end{aligned}$$

$$\text{故} \quad \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{ar,net,p}} = \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{c1} - Q_1} \times \frac{Q_{c1} - Q_1}{Q_{ar,net,p}} = (\eta_{r1} - \eta_{gt}^o) \eta_h \quad (14-12)$$

$$\text{式中} \quad \eta_h = \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{c1} - Q_1} \quad (14-13)$$

η_h 称为余热锅炉在不补燃时的当量效率。那么，式 (14-11) 可改写为

$$\begin{aligned} C &= A \eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{gt}^o) \eta_h \\ &= A \eta_{r2} + \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}^o}{\eta_{mgt} \eta_{Ggt}} \right) \eta_h \end{aligned} \quad (14-14)$$

式 (14-9) 就是常规的、有补燃的燃气—蒸汽联合循环热效率的表达式。

当 $Q_{c2}=0$ ， $Q_{a2}=0$ 时，式 (14-9) 可以改写为

$$\eta_{ccf}^o = \frac{\eta_{gt}^o + [A\eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{gt}^o)\eta_h]\eta_{st}^o}{1+A} \quad (14-15)$$

显然, 常规的、有补燃的燃气—蒸汽联合循环的发电效率 η_{ccf}^G 应为

$$\eta_{ccf}^G = \frac{\eta_{gt} + C\eta_{st}}{1+A} \quad (14-16)$$

其供电效率 η_{ccf}^N 为

$$\eta_{ccf}^N = \eta_{ccf}^G(1 - \eta_e) = (1 - \eta_e) \frac{\eta_{gt} + C\eta_{st}}{1+A} \quad (14-17)$$

式中 η_e ——厂用电耗率。

当 $Q_{a2}=0, Q_{c2}=0$ 时, η_{ccf}^N 为

$$\eta_{ccf}^N = \frac{\eta_{gt} + \left[A\eta_{r2} + \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt}\eta_{Ggt}} \right) \eta_h \right] \eta_{st}}{1+A} (1 - \eta_e) \quad (14-18)$$

当然, 对于常规的、非补燃的燃气—蒸汽联合循环来说, 其发电效率 η_{cc}^G 为

$$\eta_{cc}^G = \eta_{gt} + C\eta_{st} \quad (14-19)$$

式中

$$C = \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{ar, net, p}} \quad (14-20)$$

当 $Q_{a2}=0, Q_{c2}=0$ 时

$$C = (\eta_{r1} - \eta_{gt}^o)\eta_h = \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt}\eta_{Ggt}} \right) \eta_h \quad (14-21)$$

其供电效率 η_{cc}^N 为

$$\eta_{cc}^N = \eta_{cc}^G(1 - \eta_e) = (1 - \eta_e)(\eta_{gt} + C\eta_{st}) \quad (14-22)$$

当 $Q_{a2}=0, Q_{c2}=0$ 时

$$\eta_{cc}^N = (1 - \eta_e) \left[\eta_{gt} + \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt}\eta_{Ggt}} \right) \eta_h \eta_{st} \right] \quad (14-23)$$

在式 (14-18) 中, 我们把有补燃的联合循环的供电效率 η_{ccf}^N 综合地表示为 η_{gt} 、 η_{st} 、 η_h 、 η_{mgt} 、 η_{Ggt} 、 η_{r1} 、 η_{r2} 、 η_e 和 A 等参数的函数。

显然, 倘若在常规的、有补燃的燃气—蒸汽联合循环中也忽略 η_{r1} 与 η_{r2} 对燃烧放热量的微量影响的话, 即取 $\eta_{r1}=\eta_{r2}=1$, 那么, 式 (14-18) 可简化为

$$\eta_{ccf}^N = \frac{\eta_{gt} + \left[A + \left(1 - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt}\eta_{Ggt}} \right) \eta_h \right] \eta_{st}}{1+A} (1 - \eta_e) \quad (14-24)$$

鉴于

$$P_{gt}^o = Q_{ar, net, p} \eta_{gt}^o$$

$$P_{st}^o = [(Q_{st1} + Q_{st3} - Q_{w1}) + (Q_{st2} - Q_{str})] \eta_{st}^o$$

故

$$\frac{P_{st}^o}{P_{gt}^o} = C \frac{\eta_{st}^o}{\eta_{gt}^o} \quad (14-25)$$

$$\frac{P_{st}}{P_{gt}} = C \frac{\eta_{st}}{\eta_{gt}} \quad (14-26)$$

$$\frac{P_{st}}{P_{gt} + P_{st}} = \frac{C\eta_{st}}{\eta_{gt} + C\eta_{st}} \quad (14-27)$$

$$\frac{P_{gt}}{P_{gt} + P_{st}} = \frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt} + C\eta_{st}} \quad (14-28)$$

当 $Q_{a2}=0, Q_{c2}=0$ 时, 有补燃时的功率比为

$$\frac{P_{st}}{P_{gt}} = \left[A\eta_{r2} + \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt}\eta_{Ggt}} \right) \eta_h \right] \frac{\eta_{st}}{\eta_{gt}} \quad (14-29)$$

无补燃时的功率比为

$$\frac{P_{st}}{P_{gt}} = \left[\left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mgt} \eta_{Ggt}} \right) \eta_h \right] \frac{\eta_{st}}{\eta_{gt}} \quad (14-30)$$

若把式 (14-26) 改写为

$$C \eta_{st} = \frac{P_{st}}{P_{gt}} \eta_{gt}$$

则式 (14-17) 可改写为

$$\eta_{ccf}^N = \frac{\eta_{gt} \left(1 + \frac{P_{st}}{P_{gt}} \right) (1 - \eta_e)}{1 + A} \quad (14-31)$$

则式 (14-22) 可改写为

$$\eta_{ccf}^N = \eta_{gt} \left(1 + \frac{P_{st}}{P_{gt}} \right) (1 - \eta_e) \quad (14-32)$$

第三节 各种参数的选择

1. η_{r1} 与 η_{r2} 的选择

通常, $\eta_{r1} = 0.96 \sim 0.995$; $\eta_{r2} = 0.95 \sim 0.99$ 。

2. η_{gt} 的选择

必须指出, 式 (14-18) 中所示的 η_{gt} 并非联合循环系统中实际选用的燃气轮机的铭牌效率 η_{gt}^n , 这是由于在联合循环系统中燃气透平的排气压损因装有余热锅炉而增大的缘故。 η_{gt} 与 η_{gt}^n 之间的差值可以按下式进行修正, 即

$$\eta_{gt} = \eta_{gt}^n + \Delta \eta_{gtl} \quad (14-33)$$

$$\Delta \eta_{gtl} = \rho_\eta \eta_{gt}^n < 0 \quad (14-34)$$

$$\rho_\eta = -\frac{1}{\varphi} \times \frac{0.286}{\left(\frac{\pi}{\nu} \right)^{0.286} - 1} \times \frac{\rho_\nu}{1 + \rho_\nu} \quad (14-35)$$

$$\varphi = 1 - \frac{\pi^{0.286}}{\eta_T \eta_c \tau} \quad (14-36)$$

$$\tau = T_3 / T_1$$

$$\rho_\nu = \frac{\nu - \nu^n}{\nu^n} > 0$$

$$\nu = \nu_c \nu_r \nu_t > 1$$

$$\nu_c = \frac{p_a}{p_1} > 1$$

$$\nu_r = \frac{p_2}{p_3} > 1$$

$$\nu_t = \frac{p_4}{p_a} > 1$$

式中 τ ——燃气轮机的温比;

T_3 ——燃气透平的初温, K;

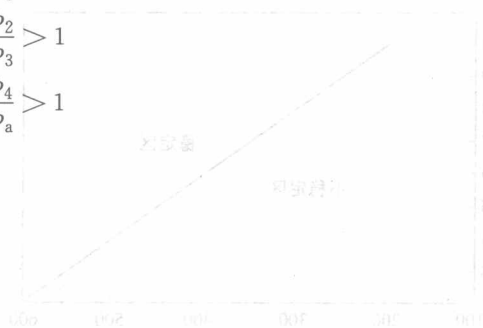
T_1 ——外界大气温度, K;

η_T ——燃气透平的等熵效率;

η_c ——压气机的等熵效率;

π ——压气机的压缩比;

ρ_ν ——联合循环系统中实际的 ν 值与所选燃气轮机的铭牌 ν^n 之间的相对变化值;



v ——燃气轮机系统总的压损系数；

p_a ——大气压力；

p_1 ——压气机入口的压力；

p_2 ——压气机出口的压力；

p_3 ——燃烧室出口的压力；

p_4 ——燃气透平出口的压力。

在联合循环系统中， v_c 和 v_r 与常规的燃气轮机系统差别不大。通常， $v_c=1.010$ 左右； $v_r=1.031\sim 1.064$ ，但 v_t 有所增高，约为 $1.026\sim 1.075$ 。由此可见， η_{gt} 大约要比 η_{gt}^* 减小 $1\sim 2$ 个百分点。

3. A 值的选择

在补燃式的余热锅炉中最多可能喷入的燃料量应取决于燃气透平的排气中所含的剩余的空气量，即 A 的极限值应等于 $(\alpha-1)$ ，其中 α 为燃气轮机燃烧室中空气与燃料配合的总余气系数。实际上，燃料在燃烧时不可能把燃气透平排气中的剩余氧气全部耗尽，需要考虑 $1.10\sim 1.20$ 数值的过量空气余量。因而，在补燃式的余热锅炉中，实际可能达到的极限 A 值大约为 $(\alpha-1) / (1.10\sim 1.20)$ 左右。

通常，总余气系数 α 可以按下式计算

$$\alpha = \frac{Q_{ar, net, p} \eta_{rl} - (1 + L_0)(h_{gp}^{T_3} - h_{gp}^{288}) + L_0(h_a^{T_3} - h_a^{288})}{L_0(h_a^{T_3} - h_a^{T_2})} \quad (14-37)$$

式中 L_0 ——燃料的理论燃烧空气量；

$h_{gp}^{T_3}$ ——在 T_3 (K) 温度下纯燃气的焓值；

h_{gp}^{288} ——在 288K 条件下纯燃气的焓值；

$h_a^{T_3}$ ——在 T_3 (K) 温度下空气的焓值；

$h_a^{T_2}$ ——在压气机出口温度 T_2 (K) 条件下空气的焓值；

h_a^{288} ——在 288K 条件下空气的焓值。

显然，随着燃气透平初温 T_3 值的增高， α 值将逐渐降低，即在补燃式余热锅炉中可能喷入的燃料量的倍率 A 值将随之减小。当然， α 值与压气机出口温度 T_2 (也就是与压气机的压缩比 π) 也有关系。当 T_3 恒定时，随着 π 的增高， α 就会增大，相应地就可以向补燃式余热锅炉增喷更多的燃料量，A 值将有所加大。

但是，在补燃式余热锅炉中是否真能实现补燃燃料的燃烧，还需考虑燃气透平的排气中所含的剩余氧气的体积浓度 ν_{O_2} 以及排气温度 t_4 (°C) 的影响。图 14-3 中给出了根据经验测得的在燃气透平的排气中补燃燃料得以稳定起燃时， ν_{O_2} 与 t_4 的对应关系。

由图 14-3 可知，在燃气透平的排气中要想补燃燃料，必须保证一定的温度 t_4 和含氧浓度 ν_{O_2} 的起燃条件，否则，排气中即使含有助燃剂 O_2 ，仍然无法建立稳定的燃烧火焰。例如，当燃气透平的排气中含有 12% 的氧气体积成分，只有当排气的温度 $t_4 > 600^\circ\text{C}$ 时，补燃过程才得以实现。显然，排气中的含氧浓度越高，能保证火焰稳定起燃的排气温度 t_4 就越低。

排气中所含的氧气的体积成分 ν_{O_2} 与总余气系数之间的关系，可以用式 (14-38) 来概括，即

$$\alpha = \frac{0.21}{0.21 - \nu_{O_2}} \quad (14-38)$$

现将某些燃气轮机的运行参数及其可能实现的极限 A_g 值列于表 14-1 中。由表 14-1 可知，在目前的燃气轮机的参数条件下 ($t_3=1260^\circ\text{C}$)，补

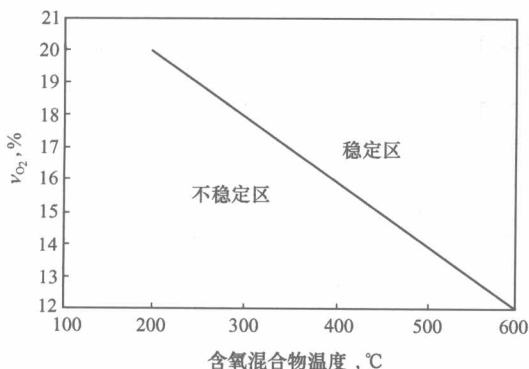


图 14-3 在排气中火焰得以稳定起燃时 ν_{O_2} 与 t_4 的对应关系

燃是能够实现的。

目前,为了使有补燃的余热锅炉的汽水系统能够与无补燃者类似,补燃后的燃气温度一般不宜超过 800~900℃,否则,在补燃式余热锅炉的炉膛中就需要设置水冷管壁式的辐射受热面。研究表明,补燃后的燃气温度取为 750℃左右时,可以使余热锅炉中省煤器的换热处于最佳状态。

表 14-1 某些燃气轮机的运行参数

机组型号	功率 (kW)	热耗率 [kJ (kW·h)]	燃气初温 t_3 (°C)	压缩比 π	α	排气温度 t_4 (°C)	含氧浓度 ν_{O_2} (%)	$A_{\max}=\alpha-1$	$A_g=\frac{\alpha-1}{1.10\sim 1.20}$
PG9001F	212200	10545.5	1260	13.5	2.80	583.3	13.5	1.80	1.50~1.64
FT8	25420	9442.9	1160	20.0	3.66	443.3	15.3	2.66	2.22~2.42
GTE-115	114000	10909.5	1140	12.3	3.31	515.0	14.7	2.31	1.93~2.10
V94.2	150200	10772.3		10.7	3.22	545.0	14.5	2.22	1.83~2.02
PG5001PA	26300	12471.0	957	10.2	3.91	482.8	15.6	2.91	2.43~2.65
GTG-45	54000	12861.3	900	7.8	4.07	465.0	15.8	3.07	2.56~2.79
GTG-35	32000	14517.8	770	7.8	4.95	400.0	16.8	3.95	3.29~3.59

4. η_{mgt} 与 η_{Ggt} 的选择

η_{mgt} 和 η_{Ggt} 值与机组的设计和功率的大小有关。通常 $\eta_{\text{mgt}}=0.97\sim 0.99$; $\eta_{\text{Ggt}}=0.95\sim 0.98$ 。

5. η_h 的选择

近似地可以认为

$$\eta_h = \frac{T_4 - T_{A2}}{T_4 - T_1} \quad (14-39)$$

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - \left(\frac{\pi}{v} \right)^{-0.248} \right] \right\} \quad (14-40)$$

式中 T_4 ——燃气透平排气的绝对温度, K;

η_T ——燃气透平的等熵效率;

T_{A2} ——余热锅炉排气的绝对温度, K。

一般可以使 T_{A2} 在 353~453K 范围内选取, η_h 值则可以在 60%~90% 范围内变化,它与燃用的燃料中的含硫量、余热锅炉的节点温差以及蒸汽的压力级数有关。

6. η_e 值的选择

η_e 与装置的总功率有关,在大功率的情况下, $\eta_e=1.5\%\sim 2.0\%$; 功率较小时, $\eta_e=3\%\sim 4\%$ 。

7. η_{st} 值的选择

式 (14-18) 中所示的 η_{st} 也并非联合循环系统中实际选用的原型蒸汽轮机的循环计算效率 η_{st}° (该效率中不包括原来配置的锅炉的效率和发电机的效率 η_{Gst})。由于原型蒸汽轮机被用于联合循环系统时,给水加热系统必定得进行适当改造,其结果将使蒸汽轮机的回热抽汽量被减少 (甚至降为零),致使 $\eta_{\text{st}} < \eta_{\text{st}}^{\circ} \eta_{\text{Gst}} \eta_{\text{mst}}$, 其减少的程度与给水加热系统的具体改造方案有关。一般不易估计准确。在采用单压余热锅炉的情况下, η_{st} 会比 η_{st}° 降低 1.5~2.0 个百分点,可供参考。

第四节 各种参数对 $\eta_{\text{ccf}}^{\text{N}}$ 和 $\eta_{\text{cc}}^{\text{N}}$ 的影响

为了简便起见,可以根据式 (14-18) 来进行分析。倘若令

$$\eta_{\text{mgt}} \eta_{\text{Ggt}} = \eta_{\text{mGgt}} \quad (14-41)$$

对式 (14-18) 进行微分,并经整理后,可以求得补燃式联合循环的 $\rho_{\eta_{\text{ccf}}^{\text{N}}}$

$$\rho_{\eta_{\text{ccf}}^{\text{N}}} = \frac{(1 - \eta_e) \eta_{\text{gt}} \left(1 - \frac{\eta_h \eta_{\text{st}}}{\eta_{\text{mGgt}}} \right)}{(1 + A) \eta_{\text{ccf}}^{\text{N}}} \rho_{\eta_{\text{gt}}} + \frac{\eta_{\text{st}} (1 - \eta_e) \left[A \eta_{\text{r2}} + \left(\eta_{\text{r1}} - \frac{\eta_{\text{gt}}}{\eta_{\text{mGgt}}} \right) \eta_h \right]}{(1 + A) \eta_{\text{ccf}}^{\text{N}}} \rho_{\eta_{\text{st}}} +$$

$$\begin{aligned} & \frac{\eta_{st} \eta_h (1 - \eta_e) \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mGgt}} \right)}{(1 + A) \eta_{ccf}^N} \rho_{\eta_h} + \frac{\eta_{gt} \eta_{st} \eta_h (1 - \eta_e)}{\eta_{mGgt} \eta_{ccf}^N (1 + A)} \rho_{\eta_{mGgt}} + \frac{A \eta_{st} \eta_{r2} (1 - \eta_e)}{(1 + A) \eta_{ccf}^N} \rho_{\eta_{r2}} + \\ & \frac{\eta_{st} \eta_h \eta_{r1} (1 - \eta_e)}{(1 + A) \eta_{ccf}^N} \rho_{\eta_{r1}} + \left\{ \frac{[\eta_{r2} \eta_{st} (1 - \eta_e) - \eta_{ccf}^N] A}{(1 + A) \eta_{ccf}^N} \right\} \rho_A - \frac{\eta_e}{1 - \eta_e} \rho_{\eta_e} \\ & = S_{\eta_{gt}} \rho_{\eta_{gt}} + S_{\eta_{st}} \rho_{\eta_{st}} + S_{\eta_h} \rho_{\eta_h} + S_{\eta_{mGgt}} \rho_{\eta_{mGgt}} + S_{\eta_{r1}} \rho_{\eta_{r1}} + S_{\eta_{r2}} \rho_{\eta_{r2}} + S_A \rho_A + S_{\eta_e} \rho_{\eta_e} \end{aligned} \quad (14-42)$$

式中: $\rho_{\eta_{ccf}^N}$ 、 $\rho_{\eta_{gt}}$ 、 $\rho_{\eta_{st}}$ 、 ρ_{η_h} 、 $\rho_{\eta_{mGgt}}$ 、 $\rho_{\eta_{r1}}$ 、 $\rho_{\eta_{r2}}$ 、 ρ_A 和 ρ_{η_e} 诸值均为各相应参数 η_{ccf}^N 、 η_{gt} 、 η_{st} 、 η_h 、 η_{mGgt} 、 η_{r1} 、 η_{r2} 、 A 和 η_e 值的相对变化量。

对于不补燃的联合循环来说, $A=0$, 故

$$\begin{aligned} \rho_{\eta_{cc}^N} &= \frac{(1 - \eta_e) \eta_{gt} \left(1 - \frac{\eta_h \eta_{st}}{\eta_{mGgt}} \right)}{\eta_{cc}^N} \rho_{\eta_{gt}} + \frac{\eta_{st} (1 - \eta_e) \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mGgt}} \right) \eta_h}{\eta_{cc}^N} \rho_{\eta_{st}} + \\ & \frac{\eta_{st} \eta_h (1 - \eta_e) \left(\eta_{r1} - \frac{\eta_{gt}}{\eta_{mGgt}} \right)}{\eta_{cc}^N} \rho_{\eta_h} + \frac{\eta_{gt} \eta_{st} \eta_h (1 - \eta_e)}{\eta_{mGgt} \eta_{cc}^N} \rho_{\eta_{mGgt}} + \\ & \frac{\eta_{st} \eta_h \eta_{r1} (1 - \eta_e)}{\eta_{cc}^N} \rho_{\eta_{r1}} - \frac{\eta_e}{1 - \eta_e} \rho_{\eta_e} \\ & = S_{\eta_{gt}} \rho_{\eta_{gt}} + S_{\eta_{st}} \rho_{\eta_{st}} + S_{\eta_h} \rho_{\eta_h} + S_{\eta_{mGgt}} \rho_{\eta_{mGgt}} + S_{\eta_{r1}} \rho_{\eta_{r1}} + S_{\eta_e} \rho_{\eta_e} \end{aligned} \quad (14-43)$$

如前所述, 在常规的联合循环方案中, $A=1.5 \sim 3.8$; $\eta_{r1}=0.96 \sim 0.995$; $\eta_{r2}=0.95 \sim 0.99$; $\eta_{gt}=0.25 \sim 0.35$; $\eta_{st}=0.22 \sim 0.43$; $\eta_h=0.60 \sim 0.90$; $\eta_{mgt}=0.97 \sim 0.99$; $\eta_{Ggt}=0.95 \sim 0.98$; $\eta_e=0.015 \sim 0.04$ 。这样, 就能计算出上述各种参数每相对变化 1% 所能导致的 $\rho_{\eta_{ccf}^N}$ 和 $\rho_{\eta_{cc}^N}$ 的变化程度。

分析式 (14-42) 不难看出:

(1) 当 $\eta_{st} (\eta_{r1} \eta_h + A \eta_{r2}) > \eta_{gt}$ 时, $S_{\eta_{st}} > S_{\eta_{gt}}$ 。这时, 改变蒸汽轮机系统的 $\rho_{\eta_{st}}$ 对于整个联合循环 $\rho_{\eta_{ccf}^N}$ 的影响程度, 将比同样程度地改变燃气轮机系统的 $\rho_{\eta_{gt}}$ 所致的影响要大。在有补燃的联合循环中情况正是这样。但在不补燃的联合循环中, 通常 $\eta_{gt} > \eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$, 即 $S_{\eta_{gt}} > S_{\eta_{st}}$ 。因而在这种情况下, 提高燃气轮机 η_{gt} 的作用将比同样程度地提高蒸汽轮机的 η_{st} 对于改善 η_{cc}^N 的效果更为明显。

(2) 当 $\eta_{gt} > \eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 时, $S_{\eta_{gt}} > S_{\eta_h}$ 。反之, 当 $\eta_{gt} < \eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 时, $S_{\eta_{gt}} < S_{\eta_h}$ 。通常, 在有补燃的联合循环系统中, 总是采用蒸汽参数很高的汽轮机 (例如亚临界参数), 以便增高 η_{ccf}^N 。在这种情况下, 只要 η_h 不是选得太小, $\eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 往往是大于 η_{gt} 的。这时, 改变余热锅炉当量效率 ρ_{η_h} 对 $\rho_{\eta_{ccf}^N}$ 的作用, 将比同程度地改变 $\rho_{\eta_{gt}}$ 更为明显。但是, 在非补燃式联合循环系统中, 蒸汽轮机的参数则受到燃气轮机排气温度以及蒸汽轮机功率的限制, 致使 η_{gt} 往往大于 $\eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 。此时, 提高 η_{gt} 的作用将比同样程度地提高 η_h 所取得的改善 η_{cc}^N 的效果更为明显。

(3) 通常, η_{ccf}^N 总是大于 $\eta_{r2} \eta_{st} (1 - \eta_e)$ 的, 因而 $S_A < 0$ 。这就是说, 增大余热锅炉内燃料的补燃量倍数 A , 将会使得 η_{ccf}^N 有所下降。

(4) $S_{\eta_{r2}} > S_{\eta_{r1}}$, 即燃料在余热锅炉中的补燃效率 η_{r2} 对改变 η_{ccf}^N 的作用, 将比燃料在燃气轮机燃烧室中的燃烧效率 η_{r1} 的作用更为重要。

(5) 在非补燃式联合循环中, $\rho_{\eta_{st}}$ 和 ρ_{η_h} 的作用是等效的, 即 $S_{\eta_{st}} = S_{\eta_h}$ 。

(6) 在有补燃的联合循环中, 影响 η_{ccf}^N 严重程度的次序应该是: η_{st} 、 η_{r2} 、 η_{r1} 、 η_{gt} 或 η_h (视 $\eta_{gt} > \eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 或 $\eta_{gt} < \eta_{st} \eta_{r1} \eta_h$ 而定), η_{mGgt} 、 η_e 或 A (视 η_{ccf}^N 值而定, η_{ccf}^N 大时, S_A 可以大于 S_{η_e})。在非补燃式联合循环中, 影响 η_{ccf}^N 的次序则应该是: η_{r1} 或 η_{gt} [当 $\eta_{st} \eta_h \eta_{r1} > \eta_{gt} \left(1 - \frac{\eta_h \eta_{st}}{\eta_{mGgt}} \right)$ 时, $S_{\eta_{r1}} > S_{\eta_{gt}}$], η_{st} 与 η_h

($S_{\eta_e} = S_{\eta_h}$), η_{mGgt} 和 η_e 。这对于优化选择联合循环系统的各项性能参数有指导作用。

(7) 各种因素对 η_{ccf}^N 和 η_{cc}^N 影响的具体程度 (即 S_{η_e} 、 $S_{\eta_{st}}$ 等值的实际大小) 将因 η_{ccf}^N (或 η_{cc}^N), η_{gt} , η_{st} , η_{r1} , η_{r2} , η_h , η_{mGgt} , A , η_e 等值的不同而异。一般来说, 当 η_{ccf}^N (或 η_{cc}^N) 与 A 值较小时, η_{gt} , η_{st} 与 η_h 等因素的影响就会加强。

分析式 (14-26) ~ 式 (14-28) 可知: 在有补燃的联合循环中, $C > 1$, η_{st} 又往往大于 η_{gt} , 因而在该联合循环的总功率中, 蒸汽轮机所发的功率份额将占主要地位; 反之, 在非补燃式联合循环中, $C < 1$, η_{gt} 往往大于或接近于 η_{st} , 因而在该联合循环的总功率中, 燃气轮机所发的功率份额将占主要地位。

为了加深各种因素对 η_{ccf}^N 和 η_{cc}^N 影响程度的认识, 表 14-2 中列出了某些计算数据, 可供参考。

表 14-2 各种 S_i 值的计算结果

形式	具体参数	S_{η_e}	$S_{\eta_{st}}$	S_{η_h}	$S_{\eta_{CGT}}$	$S_{\eta_{r1}}$	$S_{\eta_{r2}}$	S_A	S_{η_e}
补燃式 联合循环	$\eta_{ccf}^N = 0.4107$, $\eta_{st} = 0.42$ $\eta_{gt} = 0.22$, $A = 3.67$ $\eta_{mGgt} = 0.97 \times 0.95$ $\eta_{r1} = 0.99$, $\eta_{r2} = 0.98$ $\eta_h = 0.75$, $\eta_e = 0.035$	0.0728	0.8791	0.1191	0.03789	0.1569	0.7600	-0.0258	-0.0363
	$\eta_{ccf}^N = 0.4471$, $\eta_{st} = 0.42$ $\eta_{gt} = 0.33$, $A = 1.5$ $\eta_{mGgt} = 0.97 \times 0.95$ $\eta_{r1} = 0.99$, $\eta_{r2} = 0.98$ $\eta_h = 0.75$, $\eta_e = 0.035$	0.1876	0.7049	0.1718	0.0974	0.2692	0.5331	-0.0670	-0.0363
非补燃式 联合循环	$\eta_{ccf}^N = 0.4952$, $\eta_{st} = 0.37$ $\eta_{gt} = 0.33$, $\eta_{r1} = 0.99$ $\eta_{mGgt} = 0.97 \times 0.95$ $\eta_h = 0.75$, $\eta_e = 0.03$	0.4517	0.3435	0.3435	0.1947	0.5382			-0.0309
	$\eta_{ccf}^N = 0.348$, $\eta_{st} = 0.24$ $\eta_{gt} = 0.22$, $\eta_{r1} = 0.99$ $\eta_{mGgt} = 0.97 \times 0.95$ $\eta_h = 0.75$, $\eta_e = 0.03$	0.4934	0.3769	0.3769	0.1198	0.4553			-0.0309

第五节 补燃式和非补燃式联合循环特性的比较

一般来说, 采用补燃方式的目的是有以下三点:

- (1) 增大整台联合循环装置的功率;
- (2) 提高蒸汽轮机的初参数 (也就是提高 η_{st}), 希望在一定条件下增高联合循环的供电效率 η_{ccf}^N ;
- (3) 改善联合循环的变工况特性, 使 η_{ccf}^N 随负荷的降低而逐渐减小的趋势比较平缓。

从式 (14-29) 中可以很明显地看出, 采取补燃方式后, 由于 $A > 1$, 致使 $C > 1$, 再加上在这种情况下可以采用 η_{st} 较高的高参数的蒸汽轮机系统, 因而, 蒸汽轮机部分发出的功率 P_{st} 可以比燃气轮机部分发出的功率 P_{gt} 大很多倍。这样, 就能实现增大整台联合循环装置功率的目的。例如, 德国 Gersteinwerk 电厂在 V93 型燃气轮机的基础上, 向余热锅炉加喷 $A = 3.67$ 倍的天然气进行补燃, 采用参数为 18MPa/530°C 的亚临界参数的蒸汽轮机, 这样, 就可以使功率为 55.6MW 的燃气轮机与蒸汽轮机组合成为总功率为 418.5MW 的联合循环装置, 这时, $P_{st}/P_{gt} = 6.527$ 。但是必须注意, 随着燃气轮机燃气初温 T_3 值和 η_{gt} 的增高, 可以允许补燃的燃料倍率 A 是随之降低的, η_{st}/η_{gt} 的比值也将逐渐减小, 显然, 采用补燃方法所能导致的整台联合循环装置功率增大的幅度将日趋减小。

比较式 (14-18) 和式 (14-23) 可以看出: 采用补燃方式并不是总能提高联合循环装置的发电或供电效率的。例如, 在前述的德国 Gersteinwerk 电厂中所采用的燃气轮机的初温很低 ($t_3 = 800^\circ\text{C}$, 透平排气温度 t_4