

THERMAL ECONOMY CALCULATION AND ANALYSIS OF THERMAL POWER PLANT

火力发电厂 热经济性计算分析

李勤道 刘志真 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

THERMAL ECONOMY CALCULATION AND ANALYSIS OF THERMAL POWER PLANT

热电厂 热经济性计算分析

编著 李勤道 刘志真



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书全面论述了发电厂热力设备及系统热经济性的计算分析。从蒸汽参数、热力循环、热力系统等影响发电厂热经济性的基本方面入手,阐明了常规计算、简捷计算、等效热降计算、凝汽计算等发电厂热力系统计算方法,重点以等效热降法计算分析了凝汽式电厂热力设备及系统、热电厂热力设备及系统的经济性。同时,简单介绍了先进联合循环装置方案及系统模拟的研究。

本书可作为从事热力系统设计、研究、运行、改造以及节能管理人员的参考用书,也可作为高等院校相关师生的辅助教材。

图书在版编目(CIP)数据

热力发电厂热经济性计算分析/李勤道,刘志真编著. —北京:中国电力出版社,2008

ISBN 978-7-5083-8323-1

I. 热… II. ①李…②刘… III. 热电厂-供热经济-计算 IV. TM621

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 213956 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>)

北京盛通印刷股份有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2008 年 12 月第一版 2008 年 12 月北京第一次印刷

1000 毫米×1400 毫米 B5 开本 13.5 印张 272 千字

印数 0001—3000 册 定价 33.00 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

我国电力工业发展方针指出,“十一五”期间电力工业发展要坚持提高能源利用效率。截至 2007 年底,我国发电装机容量中,火电约占总容量的 77.73%。火电行业是消耗一次能源的大户,在煤价不断飙升的今天,火电厂节能降耗具有十分重要的意义。

本书对火电厂热力设备及系统热经济性进行了计算分析,主要根据编著者多年来的科研与教学成果,系统加工整理而成。从蒸汽参数、热力循环、热力系统等影响火电厂热经济性的基本方面入手,阐明了常规计算、简捷计算、等效热降计算、凝汽计算等火电厂热力系统计算分析的方法,重点以等效热降法分析计算了凝汽式电厂热力设备及系统、热电厂热力设备及系统的经济性,讨论了热力系统节能的途径和方法,探讨了节能效果的大小和潜力。本书可供从事热经济性分析和节能工作的科技工作者参考。

本书在编著过程中得到了西安交通大学林万超教授、严俊杰教授及吉林电力科学研究院李秀云高工的大力指导、支持及帮助。此外,中国电力出版社为本书的出版做了大量细致的工作。在此谨致衷心的感谢。

由于编著者水平所限,书中不足之处在所难免,恳请专家和读者给予批评指正。

李勤道 刘志真

山东电力高等专科学校(山东电力研究院)

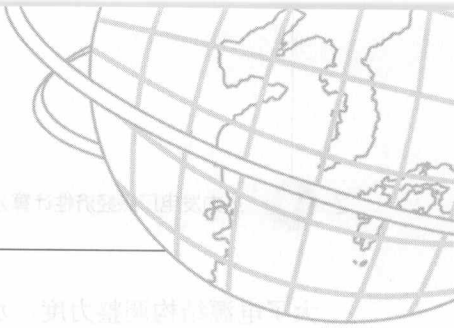
2008 年 12 月



目 录

前言	
绪论	1
第一章 发电厂的热经济性	5
第一节 发电厂的能量转换过程与朗肯循环	5
第二节 发电厂的各种热损失和效率	6
第三节 提高发电厂热经济性的途径	8
第四节 发电厂的主要经济指标	24
第二章 发电厂热力系统的常规计算	28
第一节 常规计算的方法与技巧	28
第二节 常规计算举例	30
第三章 发电厂热力系统的简捷计算	42
第一节 简捷计算的方法与技巧	42
第二节 简捷计算举例	48
第四章 发电厂热力系统的等效热降计算分析	54
第一节 等效热降的概念	54
第二节 等效热降的计算	56
第三节 再热器吸热的计算	63
第四节 热力设备及系统的局部变动计算分析	64
第五节 等效热降计算举例	70
第五章 供热机组的等效热降计算分析	78
第一节 供热机组的等效热降和基本方程	78
第二节 供热机组热力系统的局部变动分析	80
第三节 计算举例	85

第六章 发电厂热力系统的凝汽计算法	92
第一节 凝汽法的基本原理	92
第二节 热力设备及系统的局部变动计算分析	98
第三节 凝汽法计算实例	101
第七章 凝汽式电厂热力设备及系统经济性分析	111
第一节 喷水减温对电厂经济性影响的计算分析	111
第二节 配水不均对冷却塔性能影响的计算分析	115
第三节 国产 300MW 机组低压加热器疏水系统的经济性分析	121
第四节 300MW 机组蒸汽冷却器热经济性分析	129
第五节 1000MW 超超临界机组回热系统设置的探讨	134
第六节 国产 N300 机组与国产 N600 机组热经济性比较分析	143
第七节 再热后第一级抽汽位置对蒸汽冷却器热经济性的影响	150
第八节 再热温度高于新蒸汽温度的可行性和必要性浅析	157
第八章 热电厂热力设备及系统经济性分析	162
第一节 国产供热机组的节煤效果论证	162
第二节 热电厂热电负荷分配方法的研究	167
第三节 供热蒸汽冷却系统节煤效果的分析研究	174
第四节 供热再热机组供热蒸汽冷却系统及其热经济性分析	183
第五节 热网加热器运行性能对供热机组经济性影响的计算分析	191
第九章 先进联合循环装置方案及系统模拟的研究	197
第一节 先进联合循环装置方案设计研究	197
第二节 IGCC 系统模拟分析研究	201
参考文献	207



绪 论

一、我国电力工业的发展与现状

改革开放以后,尤其是20世纪80年代末以后,我国在大力提高一次能源产品生产能力的同时,将能源工业建设的重点放在了电力工业上。二十多年来,新增发电机组容量25 858万kW;年均增加1077万kW,相当于以前各计划时期5年的新增容量,甚至还要多。其中,1978~1989年,新增发电机组容量6994万kW,年均增加582万kW;1990~2001年,新增发电机组容量18 864万kW,年均增加1572万kW,10多年间如此大规模的发展,在世界经济发展史上也是不多见的。截至2007年底,全国发电装机容量达到71 329万kW。其中,水电达到14 526万kW,约占总容量20.36%;火电达到55 442万kW,约占总容量77.73%。随着华能玉环电厂、华电邹县电厂、国电泰州电厂共七台百万千瓦超超临界压力机组的相继投运,标志着我国已经成功掌握世界先进的火力发电技术,电力工业已经开始进入“超超临界”时代。

1978年,全国年发电量仅为2566亿kW·h。经过20多年的持续发展,到2001年,全国年发电量已达到14 819亿kW·h,年均增长7.9%。其中20世纪80年代及以前,年均增长7.8%,20世纪90年代以来,年均增长达到8.1%,基本达到了与社会经济发展相适应的水平。到2007年,全国全口径发电量达到32 559亿kW·h,年增长14.44%,其中,水电发电量4867亿kW·h,约占全部发电量14.95%,同比增长17.61%;火电发电量26 980亿kW·h,约占全部发电量82.86%,同比增长13.82%;核电发电量626亿kW·h,约占全部发电量1.92%,同比增长14.05%。

与此同时,机组容量结构也有了明显变化。以各时期累计的新增机组容量计算,1978~1989年,火电新增机组容量占全部新增机组容量的比重为77.6%,而1990~2001年,这一比重已降低到71.1%,相应的清洁能源——水电、核电、风能发电等的新增机组容量的比重提高。2007年,全国进一步加

大了电源结构调整力度,水电建设步伐加快,三峡电站已有 21 台机组投产,发电能力达 1480 万 kW。龙滩、小湾、构皮滩、瀑布沟、锦屏、拉西瓦、向家坝、溪洛渡等一批大型水电站相继开工建设,其中一些项目的部分工程投产发电,金沙江水电开发全面启动,溪洛渡电站已经实现截流。核电方面,随着田湾核电站两台核电机组投产,全国核电装机容量已达 885 万 kW,红沿河核电项目已开始启动。风力发电取得突破性进展,中国国电集团公司、中国大唐集团公司风电装机容量相继超过百万千瓦,内蒙古自治区成为全国首个风电装机容量突破百万千瓦的省份。我国第一个海上风电站在渤海油田顺利投产,拉开了我国有效利用海上风能的序幕。一批生物质发电厂建成投产,光伏发电和煤层气发电的开发积极推进。这对解决我国因能源消费而引起的环境污染问题,将带来积极的影响。

全国 220kV 及以上输电线路长度达到 32.71 万 km,220kV 及以上变电设备容量达到 114 445 万 kW·A。

随着大批电源项目的相继建成投产,电力供需形势进一步缓和,全国供需总体基本平衡,发电设备利用小时数继续大幅回落。2007 年,全国 6000kW 及以上电厂累计平均设备利用小时数为 5011h。其中,水电设备利用小时数为 3532h,火电设备利用小时数为 5316h,核电设备利用小时数为 7737h。

节能减排工作初见成效。2007 年全年共关停小火电 1438 万 kW。2007 年全国供电煤耗为 357g/(kW·h),比 2006 年降低 10g/(kW·h);电网输电线路损失率为 6.85%,比 2006 年减少 0.19%。

二、电力工业发展方针

“十一五”期间,电力工业发展要坚持提高能源利用效率、重视生态环境保护、加强电网建设、优化发展火电、有序开发水电、积极推进核电建设、适度发展天然气发电、鼓励新能源发电、带动装备工业技术进步、加强国际合作、深化电力体制改革的基本方针。

以大型高效环保机组为重点优化发展火电。建设大型超超临界压力电站和大型空冷电站。推进洁净煤发电,建设单机 600MW 级循环流化床电站,启动整体煤气化燃气—蒸汽联合循环电站工程。鼓励发展坑口电站,建设大型煤电基地。适度发展天然气发电。加快淘汰落后的小火电机组。

在保护生态基础上有序开发水电。统筹做好移民安置、环境治理、防洪和

航运。建设金沙江、雅砻江、澜沧江、黄河上游等水电基地和溪洛渡、向家坝等大型水电站。适当建设抽水蓄能电站。

积极推进核电建设。重点建设百万千瓦级核电站，逐步实现先进压水堆核电站的设计、制造、建设和运营自主化。加强核燃料资源勘查、开采、加工工艺改造以及核电关键技术开发和核电人才培养。

加强电网建设。建设西电东送三大输电通道和跨区域输变电工程，扩大西电东送规模，继续推进西电东送、南北互济、全国联网。加强区域、省级电网建设，同步发展输配电网络，加强城乡电网建设和改造，完善城乡配电网络，扩大供电范围，确保供电安全。

三、电力工业节能

我国是能源资源严重短缺的国家。石油、天然气人均剩余可采储量仅有世界平均水平的 7.7% 和 7.1%，储量比较丰富的煤炭也只有世界平均水平的 58.6%。近年来能源消费急剧增长，供需矛盾日益突出，已经成为我国经济社会可持续发展的最大制约，直接威胁国家经济安全。2005 年煤炭产量达 21.9 亿 t，比 2000 年翻了一番，仍不能满足需要。石油净进口量由 2000 年的 0.76 亿 t，迅速增长到 2005 年的 1.43 亿 t。与能源短缺形成强烈反差的是能源浪费惊人。我国能源利用效率只有 33%，远低于国际先进水平，2003 年单位国内生产总值能耗是世界平均水平的 3.1 倍。近年来单位国内生产总值能耗不降反升，按 2000 年价格计算，2002~2004 年分别为 1.30、1.36、1.43t 标准煤/万元，2005 年与 2004 年持平，2006 年上半年同比上升 0.8%。“十五”期间，能源消费弹性系数（能源消费增长速度与经济增长速度之比）年均均为 1.04，是改革开放以来的最高值。据测算，如果今后 15 年能源消费弹性系数年均控制在 1.0，2020 年我国一次能源消费将超过 50 亿 t 标准煤，这是我国根本无法承受的。

目前，我国工业能耗占全国一次能源消费的 70% 左右，我国的能源结构以煤炭、石油、天然气等不可再生能源为主，不可再生能源在生产和消费总量中分别占 92.1% 和 92.7%，新能源和可再生能源的开发和使用比例偏低。节能技术的研发推广跟不上，具有自主知识产权的技术和产品少。现有技术水平普遍较低，与国际先进水平存在明显差距。2004 年火电供电标准煤耗为 379g/(kW·h)，比国际先进水平高 67g/(kW·h)。

节能势在必行。“十一五”规划《纲要》提出的 5 年节能目标是，单位



GDP 能耗要降低 20% 左右。

目前,我国发电装机容量中,火电约占总容量的 77.73%。因此,火电行业是消耗一次能源的大户,发电厂节能降耗具有十分重要的意义。长期以来,人们为了提高电厂经济性,做了大量的研究和试验工作,并采取了一些有效措施,如完善燃烧技术,降低排烟温度,提高蒸汽初参数,降低蒸汽终参数,采用回热、再热,热电联产等,基本上都是从设备方面考虑的,但对发电厂热力系统节能方面重视不够,相应地对其定量计算分析也研究得不够。实践证明,发电厂热力系统的节能潜力非常大,而且节能改造简单易行,投资较少。因此,发电厂热力系统节能是电厂节能的重要内容,包括热力系统优化分析和技术改造,热力系统设备的完善以及定量分析运行参数和操作管理等方面的节能工作。热力系统节能可以同热平衡查定相结合,即对热平衡查定的数据进行优化处理,发现存在问题,提出改造方案,确定节能的潜力。

第一节 发电厂的能量转换过程与朗肯循环

发电厂的能量转换过程为：燃料在炉膛内燃烧，产生热能加热炉水，使炉水生成高温高压的蒸汽，将燃料化学能转变为热能；高温高压蒸汽被送入汽轮机，冲动汽轮机转子转动，将热能转换为机械能；汽轮机转子带动发电机转子转动，将机械能转变为电能。

发电机发出来的电，通过升压变压器将电压升高，最后经升压站和输电线路送入电网，由电网调度中心统一分配给用户。

现代发电厂的基本循环是朗肯循环，如图 1-1 所示。其工作过程是：水在锅炉中被定压加热、汽化和过热（4-5-6-1 过程）；过热蒸汽在汽轮机中等熵膨胀做功（1-2 过程）；排汽在凝汽器中定压凝结放热（2-3 过程）；凝结水在水泵中等熵压缩（3-4 过程）后进入锅炉。

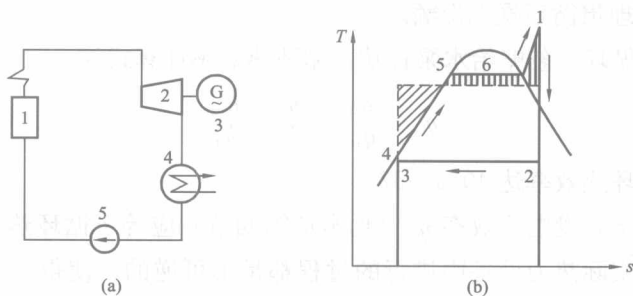


图 1-1 朗肯循环

(a) 朗肯循环热力系统图；(b) 朗肯循环 $T-s$ 图

1—锅炉；2—汽轮机；3—发电机；4—凝汽器；5—水泵

在朗肯循环的基础上，采用多级给水回热加热、蒸汽中间再热等，形成了现代发电厂的复杂的热力循环及其系统。

第二节 发电厂的各种热损失和效率

一、固有冷源损失和循环热效率

根据热力学第二定律,热功转换过程存在着不可避免的冷源损失,这部分热量损失称为固有冷源损失,它在任何情况下都不会转换为功,与热力循环的参数和形式有关,其值越小,表示热力循环的完善程度越高,用循环热效率 η_t 来反映,它等于理想循环的功与吸热量之比,即

$$\eta_t = \frac{w_t}{q_{1a}} = \frac{q_{1a} - q_{2a}}{q_{1a}} = 1 - \frac{q_{2a}}{q_{1a}} = 1 - \frac{\alpha_{ca} q_{ca}}{q_{1a}} \quad (1-1)$$

$$q_{ca} = h_{ca} - h'_c$$

式中 w_t ——理想循环功, kJ/kg;

q_{1a} ——理想循环吸热量, kJ/kg;

q_{2a} ——固有冷源损失, kJ/kg;

q_{ca} ——理想循环时汽轮机 1kg 排汽在凝汽器中放热量;

h'_c ——凝汽器凝结水焓, kJ/kg;

α_{ca} ——理想循环凝汽份额。

对于朗肯循环,忽略给水泵耗功,循环热效率计算式为

$$\eta_t = \frac{w_t}{q_{1a}} = \frac{h_0 - h_{ca}}{h_0 - h'_c} \quad (1-2)$$

现代发电厂循环热效率达 40%~57%。

理想情况下,发电厂效率 η_{cp} (见本章第四节) 应等于循环热效率 η_t 。但实际上,工质在实际热力设备中进行的过程都是不可逆的,使得工质的做功能力减小,产生额外的冷源损失。此外,在其他能量转换过程中,也都存在着能量损失。因此,发电厂效率 η_{cp} 小于循环热效率 η_t 。

下面阐明这些损失和效率,并进而得出发电厂效率的计算式。

二、锅炉热损失和锅炉效率

发电厂能量转换过程由燃料的燃烧开始,燃料在锅炉内燃烧,使燃料的化学能转变为烟气的热能,烟气流过各部分受热面,又把热量传递给水和蒸汽。

在锅炉内的这些过程中, 主要存在排烟热损失、化学及机械未完全燃烧热损失、散热损失、灰渣物理热损失等, 其中排烟热损失最大, 约占总损失的40%~50%。

通常用锅炉效率 η_b 作为锅炉在能量利用方面完善程度的评价指标, 它等于锅炉的热负荷与锅炉消耗燃料热量之比。

现代大型发电厂锅炉效率一般为94%左右。

三、管道热损失和管道效率

锅炉产生的过热蒸汽通过主蒸汽管道进入汽轮机, 蒸汽做功后凝结成水, 经过主凝结水管道、给水管道返回锅炉重新吸热。工质通过这些汽水管道时, 不免要散失一部分热量, 管道的严密性和绝热程度越好, 热损失越小。管道的完善程度可用管道效率 η_p 表示, 它等于汽轮机设备的热耗量与锅炉热负荷之比。

现代发电厂管道效率可达到99%左右。

四、汽轮机内部损失和汽轮机相对内效率

蒸汽在汽轮机中膨胀做功时, 要产生进汽机构节流损失、喷嘴损失、动叶损失、余速损失、湿汽损失、漏汽损失、鼓风摩擦损失等, 这些损失统称为汽轮机内部损失, 它使汽轮机只能将可用焓降的一部分转变为功。此损失愈小, 表示汽轮机内部结构完善程度愈高, 用汽轮机相对内效率 η_{ri} 来反映, 它等于蒸汽的实际焓降与理想焓降之比。

现代大型汽轮机相对内效率一般为90%左右。

汽轮机内部损失可称之为附加冷源损失, 它与固有冷源损失统称为冷源损失。

考虑蒸汽膨胀做功过程各种损失的实际循环热效率称为汽轮机绝对内效率, 用 η_i 表示, 它等于汽轮机的内功与汽轮机设备热耗量之比, 由推导可知, 它与循环热效率和汽轮机相对内效率的关系式为 $\eta_i = \eta_c \eta_{ri}$ 。

汽轮机绝对内效率是反映冷源损失大小、机组热经济性高低的有效指标。

五、汽轮机机械损失和机械效率

汽轮机机械损失包括各轴承的摩擦损失、调节系统和油系统的能量消耗等,

它使汽轮机输出的有效功率总是小于其内功率。通常用汽轮机机械效率 η_m 来评价汽轮机机械部分的完善程度, 它等于汽轮机输出的有效功率与内功率之比。

现代大型汽轮机的机械效率为 99% 左右。

六、发电机的能量损失和发电机效率

发电机的能量损失包括机械方面的轴承摩擦损失、通风耗功和电气方面的铜损、铁损, 用发电机效率 η_g 来反映, 它等于发电机输出功率与汽轮机输出有效功率之比。

现代大型发电机效率为 96%~99% (双水内冷)、97%~98% (空冷)、98%~99% (氢冷)。

显然, 考虑上述各项损失, 发电厂效率 η_{cp} 计算式为

$$\eta_{cp} = \eta_b \eta_p \eta_i \eta_m \eta_g = \eta_b \eta_p \eta_i \eta_m \eta_g \quad (1-3)$$

根据上述诸效率的实际数值, 可知发电厂效率 η_{cp} 一般不超过 45%, 这说明发电厂的热经济性很低。

由以上论述可得出如下结论:

(1) 固有冷源损失是理论上不可避免的损失, 其大小取决于热力循环的参数和形式。

(2) 工质经过各种热力设备时都存在着能量损失, 其大小取决于各设备的完善程度, 它们在理论上可以避免, 但由于技术经济方面的原因, 实际上是不可能减少为零的。因此, 发电厂效率 η_{cp} 一定小于循环热效率 η_i 。

(3) 发电厂燃料有效利用程度很低, 根本原因在于冷源损失太大, 亦即汽轮机绝对内效率太低。所以, 必须设法提高循环热效率 η_i 、汽轮机相对内效率 η_{ri} , 以提高发电厂的热经济性。

第三节 提高发电厂热经济性的途径

目前, 提高发电厂热经济性主要从蒸汽参数、汽轮机单机容量、热力循环以及热力系统等方面着手。本节将依据 $\eta = \eta_i \eta_{ri}$ 阐明从这三方面提高发电厂热经济性的根本原因及条件。

一、蒸汽参数和汽轮机单机容量

现代发电厂发展的特点之一表现为高参数、大容量。我国已生产出单机容量

为 300、600、1000MW 的汽轮机,其初参数分别为 (16.18MPa、550℃)、(16.67MPa、537℃)、(25MPa、600℃) 等,国外已生产出单机容量为 1200MW 和 1300MW 的汽轮机,其初参数分别为 (23.54MPa、540℃)、(24.71MPa、538℃)。

(一) 提高蒸汽初参数与增大汽轮机单机容量

蒸汽初参数通常指蒸汽进入汽轮机主汽门前的压力和温度。

发电厂效率是说明发电厂热经济性的一项代表性指标,从其表达式 (1-3) 中分析,该式中锅炉效率 η_b 与蒸汽初参数关系不大,汽轮机机械效率 η_m 和发电机效率 η_g 只与发电设备的制造工艺有关,只要采取加强保温等措施,管道效率 η_p 也可不随蒸汽初参数的变化而变化。因此,蒸汽初参数对发电厂热经济性的影响表现于对循环热效率 η_t 和汽轮机相对内效率 η_{ri} 的影响。

由热工学可知,提高蒸汽初参数可提高循环热效率。但是,初参数的提高,同时又引起汽轮机相对内效率的变化。

汽轮机设计时,选择不同的蒸汽初参数,汽轮机内部损失也就不同,其中影响最显著的是高压级间隙的漏汽损失和末几级的湿汽损失。

在汽轮机形式、容量、排汽压力、设计制造水平相同的情况下,采用不同的蒸汽初参数,汽轮机的蒸汽容积流量也不同,而蒸汽容积流量的大小决定了叶片应有的高度。

汽轮机通流部分间隙的大小只取决于汽轮机制造及装配的精度要求,所以通过间隙的漏汽损失只与叶片的高度有关,叶片越高,相对间隙(间隙与叶片高度之比)越小,漏汽损失就越小。

汽轮机的湿汽损失取决于汽轮机末级蒸汽湿度。

其他条件不变,提高蒸汽初温度,蒸汽的比体积增大,容积流量增加,汽轮机叶片的高度增加,使漏汽损失减少,特别是对叶片高度很小的高压级,可使漏汽损失明显减少,同时减小了汽轮机末级蒸汽湿度,从而提高了汽轮机相对内效率。而且蒸汽初压力越高,提高蒸汽初温度时,汽轮机相对内效率提高幅度越大。

其他条件不变,提高蒸汽初压力,则情况与提高蒸汽初温度时相反,由于蒸汽的比体积变小和末几级中蒸汽湿度增大,使汽轮机相对内效率降低。蒸汽初温度越低,提高蒸汽初压力时,汽轮机相对内效率降低幅度越大。

实际应用时,蒸汽初温度和初压力是采用配合选择的,称之为配合参数。所谓配合参数就是保证汽轮机排汽湿度不超过最大允许值所对应的蒸汽初温度

和初压力。因此,采用较高初温度的同时也采用较高的初压力。这时,汽轮机相对内效率提高和降低的因素在同时起作用。实际上,初压力的影响更大些,如表 1-1 所示。目前提高初温度受到金属材料强度的限制(一般限制于 535~600℃),故把提高初参数的任务主要放在提高初压力上。因此,当其他条件一定时,所选用的蒸汽初参数越高,汽轮机相对内效率就越低。

表 1-1 配合参数对汽轮机进汽比体积和理想排汽湿度的影响

配合参数	p_0/t_0	MPa/℃	4.9/410	6.87/450	8.83/480	12.26/515	17.65/570
进汽比体积	v	m ³ /kg	0.061	0.046	0.037	0.0265	0.020
理想排汽湿度			0.221	0.227	0.232	0.242	0.247

特别要指出,提高蒸汽初参数对汽轮机相对内效率的影响程度与汽轮机单机容量有很大关系。如果在小容量机组上采用高参数,使原来就比较小的蒸汽容积流量变得更小,叶片更短,这样必然使高压部分的漏汽损失以及端部损失增加更多,汽轮机相对内效率会显著下降,并超过循环热效率的提高,导致汽轮机绝对内效率降低,同时增加设备及系统的投资。对于大容量机组,因蒸汽容积流量很大,叶片高度较高,采用高参数使相对内效率降低较小,且小于循环热效率提高的数值,所以能保证机组热经济性的提高。

由此得出结论:火电机组“高参数必须大容量”。

国产机组,当容量在 50MW 以上时,均采用高参数,如表 1-2 所示。

表 1-2 我国发电厂蒸汽初参数、汽轮机单机容量、回热级数、给水温度

参数等级		次中参数	中参数	高参数	超高参数		亚临界参数			超临界参数	超超临界参数	
蒸汽初压	p_0	MPa	2.35	3.43	8.83	12.75	13.24	16.18	16.67	24.2	25	26.25
蒸汽初温	t_0	℃	390	435	535	540	550	535	550	537	538	600
机组额定功率	P_e	MW	0.75 1.5 3	6 12 25	50 100	200	125	300	300	300 600	600	1000
回热级数	z		1~3	3~5	6~7	8	7	8			8	8
给水温度	t_{fw}	℃	105~150	150~170	210~230	220~250	220~250	247~275			280~290	298.5

(二) 降低蒸汽终参数

蒸汽终参数是指汽轮机的排汽压力和排汽温度,因汽轮机排汽一般都是湿

饱和蒸汽，其压力和温度有一定的对应关系，故通常讲蒸汽终参数时，一般指汽轮机排汽压力，它比初参数对机组热经济性影响大。

在蒸汽初参数和循环形式已定的情况下，降低排汽压力，将使循环放热平均温度显著下降，使循环热效率明显提高，虽然汽轮机末级中的蒸汽湿度将有所增加，对叶片寿命有些影响，但是机组热经济性的提高仍是显著的，所以在机组的设计和运行时，应采取有效措施，尽可能地降低排汽压力。

降低排汽压力受到自然条件和技术条件的限制。从自然条件看，排汽压力不可能低于当地冷却水温 t_1 对应的饱和压力。由于我国南方比北方的冷却水温高，所以南方汽轮机排汽压力也高于北方。从技术条件看，排汽压力与冷却水量、水温、冷却面积有关，而冷却水量、冷却面积不可能无限大，因此存在冷却水进出口温差 Δt 、传热端差 δt ，其与排汽温度关系式为

$$t_c = t_1 + \Delta t + \delta t \quad (1-4)$$

Δt 一般在 $6 \sim 11^\circ\text{C}$ 、 δt 在 $3 \sim 10^\circ\text{C}$ 的范围内变化。

设计时，排汽压力的确定应全面考虑汽轮机、凝汽器以及冷却水系统等的投资和运行费用，通过全面的技术经济比较以确定其最佳值。降低排汽压力将使排汽比体积剧增，例如，排汽压力由 0.005MPa 降到 0.003MPa 时，蒸汽比体积增加 60% ，于是汽轮机末级叶片长度、排汽口尺寸、凝汽器的尺寸都要增大许多，甚至要增加排汽口的数量，使设备结构复杂化，造价随之显著增加。因此，不能认为排汽压力越低越好。

运行时，应尽量使排汽压力接近其最佳值（或称最佳真空）运行。最佳真空应根据发电厂净燃料消耗量为最小的原则来确定。如图 1-2 所示，在给定的凝汽流量 D_c 和冷却水进口温度 t_1 下，增加冷却水量 G ，则凝汽器真空提高而使机组出力增加 ΔP_e ，但同时输送冷却水的循环水泵功率增加 ΔP_{pu} ，当汽轮机出力增量与循环水泵消耗功率增量之差 $\Delta P_e - \Delta P_{pu}$ 为最大时的冷却水量所对应的真空即为凝汽器最佳真空。应定期进行真空试验，以确定凝汽器在不同负荷和季节下最佳真空及相应的冷却水系统运行方式（包括循环水泵运行台数、冷却水量的分配方法等），提

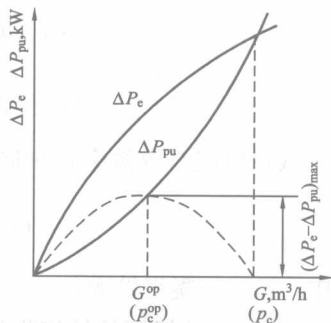


图 1-2 凝汽器最佳真空的图解