

热电厂实用技术丛书

节能技术及工程实例

王汝武 主编



化学工业出版社

环境·能源出版中心

·北京·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

节能技术及工程实例/王汝武主编. —北京:
化学工业出版社, 2005.10
(热电厂实用技术丛书)
ISBN 7-5025-7797-1

I. 节… II. 王… III. 热电厂-节能-研究
IV. TM621

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 126046 号

热电厂实用技术丛书
节能技术及工程实例

王汝武 主编
责任编辑: 郑叶琳
文字编辑: 陈 喆
责任校对: 周梦华
封面设计: 关 飞

*

化学工业出版社 出版发行
环境·能源出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

购书咨询: (010) 64982530

(010) 64918013

购书传真: (010) 64982630

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京市彩桥印刷厂印装

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 11½ 字数 277 千字

2006 年 2 月第 1 版 2006 年 2 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-7797-1

定 价: 28.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

《热电厂实用技术丛书》编委会

主 任 周小谦

副 主 任 郁 刚 王振铭

编 委 (以姓氏笔画为序)

王汝武 王国刚 王振铭 王鼎臣 邢培生

杜文学 汪玉林 郁 刚 周小谦

丛 书 主 编 汪玉林

本分册主编 王汝武

本分册编写人员 (以姓氏笔画为序)

王汝武 杨乃桥 林东宇

前 言

随着我国国民经济的持续发展，电力工业也有了长足的进步。目前，我国装机容量和发电量已经跃居世界第二。2004年，全国装机容量达到4.4亿千瓦，发电量21870亿千瓦时，其中73%是火电机组，消耗原煤量近10亿吨。

随着电网容量的增加，大型机组（300MW机组）的比例增大，供电煤耗呈逐年降低的趋势，2003年全国平均供电煤耗已降至377g/(kW·h)，但与世界先进水平的343g/(kW·h)还有一定的差距。造成差距的原因主要有两个方面：一是200MW以下机组在电网中还占有一定的比重；二是热电机组的比重太小，供热机组的容量又普遍偏小。2002年，我国6MW以上供热机组的总容量为3743kW，占同容量火电机组的14.58%，而能源利用率较先进的国家如丹麦、荷兰等供热机组占40%以上，俄罗斯在1997年达到50.67%。

随着科学技术的发展，热能转变成电能的技术也在进步，特别是在热力、燃烧、传热、流体动力、自动控制等学科都出现了很多可应用于电厂的实用技术。例如循环流化床燃烧技术、变频技术、喷射技术、热管技术等。这些技术在部分热电厂已取得可观的节能效果，尽管有些技术不是高精尖技术，例如汽轮机低真空运行，通过凝汽器补水等常规技术，可一旦转换成生产力，也会产生巨大的经济效益。

本书把近年来出现的节能技术从理论到实践进行了系统的总结，以便这些实用技术能得到进一步推广。本书首先介绍了蒸汽动力循环的基础理论知识及设备 and 系统的节能潜力，再介绍设备和系统的节能方法及应用实例。本书重点介绍电厂的主要热力设备（锅炉和汽轮机）及系统的节能方法，对其主要辅机风机和水泵的调速节能也作了深入论述。本书可供设计院的动力工程师、电厂的运行人员及管理工程师等热能动力工作者参考。

本书由高级工程师王汝武主编，第一章至第五章由王汝武编写，第六章由高级工程师杨乃桥编写，第七章由工程师林东宇编写。本书编写参考了杨玉恒教授、林万超教授及多位作者的相关著作，在此一并表示感谢。

由于编者知识水平有限，不足之处在所难免，请读者批评指正。

王汝武

2005年10月

目 录

第一篇 热电厂节能技术分析

第一章 热电厂节能技术的意义和发展.....	1
一、热电厂节能的意义.....	1
二、热电厂节能技术的发展.....	1
第二章 蒸汽动力循环和主要设备.....	3
第一节 蒸汽动力循环及效率计算.....	3
一、水蒸气作为工质的卡诺循环.....	3
二、简单蒸汽动力装置——朗肯循环.....	3
三、再热循环.....	7
四、回热循环.....	7
五、热电联产循环.....	10
第二节 热电联产的效率及影响因素.....	11
一、热电联产的类型.....	11
二、热电联产的效率及影响因素.....	11
三、热电联产的主要热经济指标.....	17
四、热电联产的燃料节省.....	20
第三节 热电联产的主要设备.....	21
一、锅炉.....	21
二、供热式汽轮机组的类型.....	34
三、背压式机组的动力特性.....	38
四、调整抽汽式机组的动力特性.....	39
第三章 热电厂的热力系统.....	45
一、原则性热力系统的拟定.....	45
二、全面性热力系统.....	45
三、主蒸汽系统.....	45
四、锅炉给水系统.....	47
五、给水回热系统.....	48
六、给水除氧系统.....	50
第四章 电厂节能潜力分析及方法.....	53
第一节 主要设备的节能潜力及方法.....	53
一、锅炉机组的能量分析.....	53
二、循环流化床锅炉的经济运行.....	56
三、汽轮机的节能潜力及方法.....	56

第二节 热力系统的节能潜力及方法	71
一、高压加热器的投停方式对机组经济性的影响	71
二、火电厂通过凝汽器补水	74
三、热电厂最佳负荷的分配方法	80

第二篇 热电厂节能技术的应用及工程实例

第五章 主要设备的节能	86
第一节 锅炉排烟余热的利用	86
一、低压省煤器系统	86
二、系统的联结方式及热力分析	86
三、低压省煤器在 100MW 机组上的应用	87
第二节 煤粉及链条炉改造为循环硫化床锅炉	88
一、锅炉技改的必要性	88
二、技改技术路线	89
三、中压煤粉（链条）炉改造为 CFB 锅炉的基本指导思想	90
四、35t/h 链条炉改成 35t/h 循环流化床锅炉的实例	91
第三节 循环水供热技术及实践	97
一、低温循环水供热系统	98
二、高温循环水混水供热系统	98
三、高温循环水混水供热系统的实践	99
第四节 凝汽机组打孔抽汽的工艺技术	100
一、开孔位置及抽汽管直径	100
二、具体施工工艺	101
三、验收和其他几个问题	102
第五节 汽轮机压力匹配器的应用	102
一、压力匹配器的原理及其工作过程	102
二、压力匹配器的主要损失及效率	104
三、压力匹配器的极限状态	107
四、压力匹配器将不可调节抽汽改为调整抽汽	108
五、汽轮机压力匹配器的应用方式及工程实例	111
第六节 利用汽轮机拖动给水泵工程实例	114
一、利用除氧器加热系统的压差	115
二、利用锅炉富余蒸汽	115
三、采用汽动泵的必要条件	116
第七节 热电冷联产	117
一、吸收式制冷	117
二、热电冷联产技术实例	120
第六章 液力耦合器调速节能	125
第一节 火（热）电厂风机水泵调速节能	125

第二节	各种调速装置的分类与比较	126
第三节	风机水泵调速方式及选择时应考虑的问题	128
第四节	调速调节与节流调节的比较	129
第五节	液力调速的优点	129
第六节	调速型液力耦合器及其在电厂的应用	130
一、	液力耦合器的分类	130
二、	液力耦合器的工作原理	131
三、	调速型液力耦合器	132
四、	液力耦合器的辅助系统	133
五、	液力耦合器在火(热)电厂的应用	134
第七节	液力调速的节能效果及实例	138
一、	风机水泵的流量调节方式	138
二、	液力耦合器调速调节的节能原理	140
三、	电厂节能实例	143
第八节	液力耦合器的匹配选型	146
一、	调速型液力耦合器的匹配	147
二、	调速型液力耦合器的选型	148
第九节	液力耦合器的发热与冷却	152
一、	调速型液力耦合器发热功率的计算	152
二、	选择冷却器	152
三、	冷却水用量	154
第十节	液力传动的工作液体	154
第七章	变频调速技术	156
第一节	变频调速原理	156
一、	变频调速的基本原理	156
二、	变频器的基本结构及分类	157
三、	变频调速的性能	159
第二节	通用变频器在电厂的应用	160
一、	变频调速的节能应用	160
二、	典型的变频调速控制系统	160
三、	变频器及其外围设备的选择	161
四、	变频器的运行与维护	163
五、	工程实例	164
第三节	高压变频器在电厂的应用	165
一、	高压变频器简介	165
二、	高压变频器的分类及基本特性	165
三、	电厂应用高压变频器的问题与对策	170
参考文献		173

第一篇 热电厂节能技术分析

第一章 热电厂节能技术的意义和发展

一、热电厂节能的意义

随着经济的发展和技术的进步，电能在生产生活中的作用越来越重要，很难想象停止了电能供应的现代化城市会怎样运转。

据统计，我国发电能耗占总能耗的 1/3 以上。2004 年，全国燃煤火电机组已达到 3.4 亿千瓦以上。按年运行 6000h，发电煤耗 400g/(kW·h)，全国需耗标煤 8.16 亿吨，如果发电效率提高 1%，将少耗标煤 8160 万吨，减少粉尘排放量 83 万吨，减少 CO₂ 排放量 13.3 万吨。这对于改善环境将起到显著作用。

国民经济的可持续发展，必须提高能源的利用率。电力工业是我国消耗一次能源的大户，其中排放大量的粉尘，SO₂、NO_x 等有害气体，大量的低温余热及污水废渣更是环境污染的主要原因。通过利用先进技术例如循环流化床锅炉，可以提高燃煤效率，减少有害气体的排放；反渗透膜水处理技术，可以减少酸碱用量，也大大减少了污水的排放；采用循环水供热技术及低温余热回收技术，利用了低温余热，也减少了环境污染。

二、热电厂节能技术的发展

热电厂是将燃料的化学能通过燃烧变成热能（这个过程是在锅炉中完成的），热能在汽轮机中转换成机械能，机械能通过发电机转换成电能。这些过程是通过朗肯循环完成的，朗肯循环在 18 世纪提出，最早应用于蒸汽机车，后应用于以蒸汽轮机作原动机的发电厂，经过 200 多年的发展与完善，已将简单朗肯循环的效率大大提高了，蒸汽动力循环的完善包括回热循环、再热循环、蒸汽-燃气联合循环和热电联产的应用。热电联产是完善蒸汽动力循环、提高燃料利用率的一项重要技术措施，它将简单朗肯循环的燃料利用率提高近一倍。提高热电厂主辅机的制造水平也可使循环效率大大提高。锅炉、汽轮机制造水平的提高，使热电厂能够应用高参数（高压高温）的蒸汽，提高循环效率；辅机制造水平的提高，降低了电厂用电率，也提高了整个电厂的效率。

随着科学技术的发展，其他领域的技术进步也带动了热电厂技术的进步，促进了热电厂节能技术的提高。例如变频技术的发展，使热电厂主要的辅机——风机和水泵的耗能大大降低；随着人们生活水平的提高，不仅需要冬季采暖还需要夏季制冷，这又出现了热电冷联供，实现热电冷循环，增加了热电厂的热负荷，使热电厂的效率大大提高。

由于热电联产实现了能量的梯级利用，高品位的热能用来发电，低品位的热能用来供热，减少了冷源损失，这给提高中小型凝汽电厂的效率指明了方向，即纯凝汽式机组改为供热机组，应用打孔抽汽、低真空运行循环水供热等技术。打孔抽汽既可以供生活用汽，也可以供工业用汽，在给用汽要求较严的工业（如要求供汽压力不能波动太大）供汽时，则不能满足要求，这是因为打孔抽汽的蒸汽压力随着汽轮机电负荷和热负荷的变化而变化。为了满足生产的需要，又出现了变不可调节抽汽为可调节抽汽的蒸汽喷射式热泵技术。

随着节能和环保要求的提高，锅炉的燃烧技术也在不断改进，从早期的层燃式链条炉改进为悬浮燃烧的煤粉炉，又改进为沸腾燃烧的循环流化床锅炉，这种锅炉的燃烧效率达到98%以上，同时减少了排烟中 SO_2 、 NO_x 的含量。

锅炉排烟余热的利用技术也在迅速发展，从低温省煤器、低温空气预热器到暖风机的应用，使锅炉的排烟温度从 200°C 以上降低到 120°C 以下。

第二章 蒸汽动力循环和主要设备

第一节 蒸汽动力循环及效率计算

为了深入了解热电厂节能技术的原理，正确利用这些节能技术，首先应当了解热电厂的蒸汽动力循环和主要设备。

一、水蒸气作为工质的卡诺循环

卡诺循环是理想气体做功效率最高的循环，由于实际困难，水蒸气动力装置并不按照卡诺循环。但研究以蒸汽作为工质的卡诺循环，有助于更好地了解实际装置所应用的基本循环的作用原理及其与卡诺循环的差距，从而对基本循环的各种改进办法提出线索和方向。

热力学第二定律证明了在相同界限温度间，卡诺循环的热效率最高。在采用实际气体作为工质的循环中，因定温加热和放热不能实现，故实际上难于采用。在采用饱和蒸汽作为工质时，这两个困难都不存在。由于饱和水吸热汽化及饱和蒸汽凝结放热，当压力恒定时，温度也不变，因而有等温加热、等温放热的可能性。所以如果以饱和蒸汽作为工质时，原则上可以采用卡诺循环。如果使用过热蒸汽作为工质，则不可能实现等温加热和放热，即不能按卡诺循环运行。图 2-1 中 1—2—c—5—1 为水蒸气卡诺循环在 $p-V$ 图与 $T-S$ 图上的表示。然而在蒸汽动力装置中不采用卡诺循环。因为使用卡诺循环时，汽轮机中蒸汽的绝热膨胀过程 1—2、冷凝器中定温凝结过程 2—c 和锅炉中的定温吸热过程 5—1 可以近似实现，但在压缩机中绝热压缩过程 c—5 却难于实现，主要是水和汽的混合物压缩有困难，工作不稳定，而且功耗较大。另外，循环局限于饱和区，上限温度 T_1 受临界温度限制，所以即使采用卡诺循环热效率也不高，而且在汽轮机中膨胀终点，蒸汽湿度较大，不利于汽轮机工作。

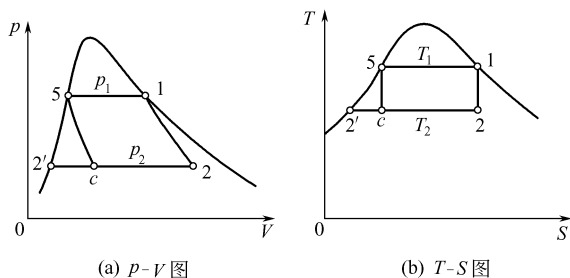


图 2-1 水蒸气卡诺循环的 $p-V$ 图及 $T-S$ 图

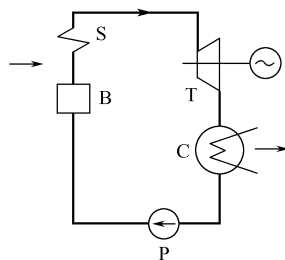


图 2-2 简单蒸汽动力装置系统

二、简单蒸汽动力装置——朗肯循环

蒸汽动力装置实际采用的基本循环是朗肯循环。简单蒸汽动力装置系统如图 2-2 所示。

图中 B 是锅炉，燃料在炉中燃烧，将化学能变成热能，在锅炉中水定压吸热，汽化成饱和蒸汽；S 为过热器，饱和蒸汽在其中过热成过热蒸汽；T 为汽轮机，蒸汽在其中膨胀做功；C 为凝汽器，从汽轮机排出的乏汽在其中凝结放热，变成凝结水；P 为锅炉给水泵，将凝结水升压，送入锅炉，完成一个循环。

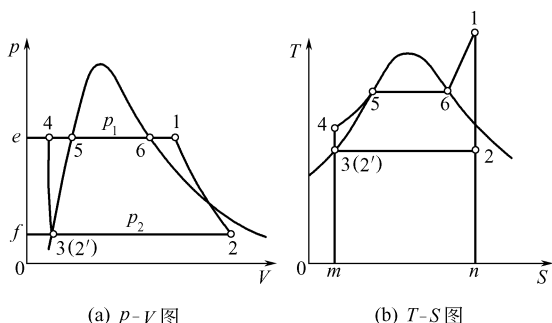


图 2-3 朗肯循环的 $p-V$ 图及 $T-S$ 图

简单蒸汽动力装置的循环称为朗肯循环。图 2-3 给出了朗肯循环的 $p-V$ 图与 $T-S$ 图。热电厂的蒸汽动力循环都是在朗肯循环的基础上加以改进而得到的，所以朗肯循环是各种复杂蒸汽动力装置的基本循环，研究朗肯循环是研究复杂循环的基础。

朗肯循环与水蒸气卡诺循环不同之处在于乏汽的凝结是完全的，即不是止于 c 点（图 2-1），而是要使乏汽全部凝结，

一直到饱和线，现在的汽轮机大都使用过热蒸汽，蒸汽在过热区的加热是等压过程，而非等温过程（图 2-3 中 6—1），与卡诺循环的加热过程全部为等温加热不同。完全凝结使循环增加了一段水加热过程 4—5，减小了循环的平均温差，对热效率不利，但对简化设备、减小升压功耗是有好处的，因为用泵压缩水比压缩汽水混合物容易得多。采用过热蒸汽提高了循环加热温度，减少了膨胀末端的湿度，有利于提高效率。

(一) 朗肯循环的热效率

在朗肯循环的 $p-V$ 图及 $T-S$ 图（图 2-3）上，1—2 为蒸汽在汽轮机中绝热膨胀做功，膨胀终了的状态 2 为低压绝热下的湿蒸汽，压力为 0.005MPa 相应的饱和温度 $t_s = 32.90^\circ\text{C}$ ；2—3 为乏汽在凝汽器中凝结，将汽化潜热传给冷却循环水，这是等压等温过程；3—4 为凝结水通过凝结水泵及锅炉给水泵升压；高压水在锅炉中吸热，从过冷水变成过热蒸汽，回到 1 点，完成了一个循环。

每千克蒸汽绝热流过汽轮机时，做功 W_T

$$W_T = h_1 - h_2 = p-V \text{ 图上面积 } e-1-2-f-e$$

每千克水经过水泵时，水泵功耗为

$$W_P = h_4 - h_3 = p-V \text{ 图上面积 } e-4-3-f-e$$

每千克新蒸汽从热源吸收热量为

$$q_1 = h_1 - h_4 = T-S \text{ 图上面积 } m-4-5-6-n-m$$

每千克乏汽在凝汽器中的冷却水放出的热量为

$$q_2 = h_2 - h_3 = T-S \text{ 图上面积 } m-3-2-n-m$$

循环净功为

$$W_0 = W_T - W_P = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) = p-V \text{ 图上面积 } 1-2-3-4-5-6-1$$

循环有效热量为

$$q_0 = q_1 - q_2 = (h_1 - h_4) - (h_2 - h_3) = T-S \text{ 图上面积 } 1-2-3-4-5-6-1$$

因而 $q_0 = W_0$

循环热效率为

$$\eta_t = \frac{W_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} = \frac{W_T - W_P}{q_1} \quad (2-1)$$

根据上式计算循环的效率时， h_1 和 h_2 为蒸汽的焓值，可以在水蒸气焓-熵图上查得；1 是新蒸汽的状态点（根据 p 值和 V 值确定），2 点是新蒸汽等熵膨胀的终点，确定膨胀终点压力，即可查出此值； h_3 、 h_4 为水的焓值，可根据压力和温度在水蒸气表上查得，也可以用

近似公式计算。

由于水泵功耗较小，可将水泵功耗略去。这时循环热效率的近似式为

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (2-2)$$

当循环的压力 p_1 很高时，例如在 9.8MPa 以上，水泵功耗 W_p 占汽轮机输出功 W_T 的 2% 左右。在较粗略的计算中，可将水泵功耗忽略不计。在设计热电厂时，水泵功耗列入厂用电考虑范围。

(二) 蒸汽参数对热效率的影响

1. 初温 t_1 对热效率的影响

卡诺循环的效率 $\eta_t = 1 - \frac{t_2}{t_1}$ ，初温 t_1 越高，效率 η_t 越高。初温对朗肯循环的影响大致相同，在相同的初压及背压下，提高新汽的温度 t_1 ，可以使热效率增大。

提高新蒸汽温度之所以能提高热效率，可以看作在原有的循环上，加上一附加的循环 1—1_a—2_a—2—1（图 2-4），由于附加循环的平均温差比原来大，所以和原循环合并后热效率必然提高。

另外，提高新蒸汽的初温，还可使终态 2 的湿度减少，这对提高汽轮机相对效率有利。提高新蒸汽温度受材料耐热性能的限制，也受锅炉、汽轮机制造成本的限制，现阶段汽轮机所采用的蒸汽初温上限在 550℃ 左右。

2. 初压 p_1 对热效率的影响

在相同的初温及背压下，提高初压可以使热效率提高。由图 2-5 可见，提高初压时，循环的平均温差增大，所以循环的热效率提高。

提高初压引起的问题是蒸汽膨胀终态的湿度增大，使汽轮机的内效率降低，并使汽轮机后几级叶片受到冲刷，降低汽轮机的使用寿命，因此限制蒸汽膨胀终态的湿度不得超过 12%。一般是初温 t_1 和初压 p_1 同时提高，可以使膨胀终态的湿度不增加太大，但提高初温 t_1 要考虑到材料的限制。

3. 背压 p_2 对热效率的影响

在一定的初温 t_1 、初压 p_1 下，降低背压 p_2 也能使效率提高，因为背压 p_2 降低，终温 t_2 也降低，增大了循环的温差。从图 2-6 看出，背压较低的循环功 1—2_a—3_a—5—6—1 比背压较高的循环功 1—2—3—5—6—1 大出面积 2—2_a—3_a—3 的数值。

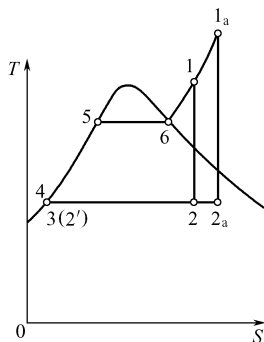


图 2-4 水蒸气朗肯循环提高初温的 T-S 图

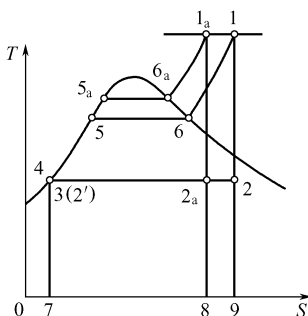


图 2-5 水蒸气朗肯循环提高初压的 T-S 图

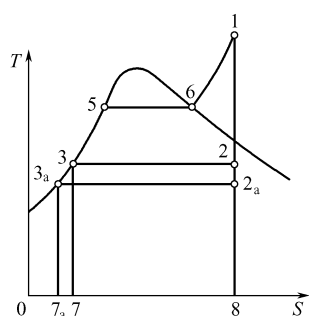


图 2-6 水蒸气朗肯循环背压降低的 T-S 图

p_2 的降低, 受到环境温度 t_2 的限制。现代大型动力设备中, p_2 通常为 0.0039MPa 左右, 相当于 $t_2 = 28.98^\circ\text{C}$ 。

(三) 有摩擦阻力的实际循环

以上讨论的理想的可逆循环, 实际是蒸汽动力装置的循环, 每一个过程都是不可逆过程。在汽轮机中, 汽流高速流动和叶片表面摩擦, 存在摩擦损失, 锅炉内的传热过程存在不可逆温差。下面只讨论汽轮机有摩擦的实际循环。

考虑到摩擦汽轮机中的绝热可逆膨胀过程 $1-2$ 变为不可逆的绝热过程 $1-2_{\text{act}}$ 。在这样的循环中, q_1 不变, q_2 增大, 如图 2-7 所示, q_2 增大的部分为 $2-2_{\text{act}}-7-8$ 。

汽轮机中所做的实际内部功为

$$W_{\text{act}} = h_1 - h_{2_{\text{act}}} = (h_1 - h_2) - (h_{2_{\text{act}}} - h_2)$$

少做的功等于多排出的热量 $(h_{2_{\text{act}}} - h_2)$, 如图 2-8 所示。

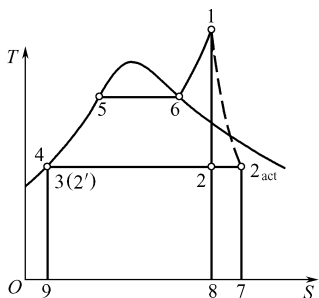


图 2-7 水蒸气做功实际循环图

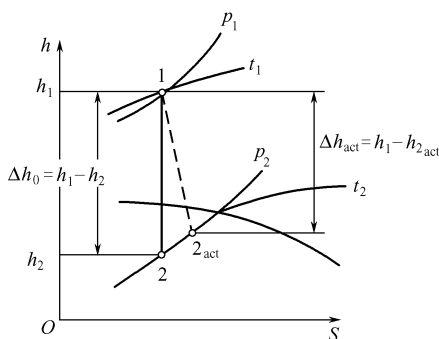


图 2-8 水蒸气在汽轮机中做功的 h - s 图

汽轮机内蒸汽所做的实际功 $W_{T_{\text{act}}}$ 和理论功 W_T 的比值称为汽轮机内部相对效率, 以 η_{0i} 表示, 简称汽轮机效率

$$\eta_{0i} = \frac{W_{T_{\text{act}}}}{W_T} = \frac{h_1 - h_{2_{\text{act}}}}{h_1 - h_2} \quad (2-3)$$

对于实际运行中的汽轮机, 蒸汽终态点 2_{act} 可以根据实验测定 (测定 p_2 或 t_2 以及测定干度 X_{act}), 而 $h_{2_{\text{act}}}$ 可根据实际终态点 2_{act} 在焓-熵图上查出。

蒸汽在实际循环中所做的内部功与热源所供给的热量的比值叫做内部效率, 以 η_i 表示

$$\eta_i = \frac{W_{2_{\text{act}}}}{q_1} = \frac{h_1 - h_{2_{\text{act}}}}{h_1 - h_i} = \frac{\eta_{0i}(h_1 - h_2)}{h_1 - h_i} = \eta_{0i} \eta_t \quad (2-4)$$

在设计计算中, 常需计算蒸汽的消耗量, 设总的蒸汽消耗量为 D (kg/h), 而实际循环所产生的功率为 N_i (kW), 则

$$N_i = \frac{D(h_1 - h_{2_{\text{act}}})}{3600}$$

实际内部汽耗 [kg/(kW·h)] 为

$$d_i = \frac{D}{N_i} = \frac{3600}{h_c - h_{2_{\text{act}}}}$$

若再考虑轴承等处的机械损失, 则机械效率

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (N_e \text{ 为汽轮机的轴功率})$$

汽轮机轴功率汽耗

$$d_e = \frac{D}{N_e} = \frac{D}{N_i \eta_m} = \frac{3600}{(h_1 - h_{2_{act}}) \eta_m}$$

三、再热循环

上节分析了提高 p_1 可以提高循环的效率 η_t ，但如果不同时提高 t_1 ，则膨胀终态的蒸汽湿度增加，不利于汽轮机工作，为了解决这一问题，需要朗肯循环作适当改进，新蒸汽在汽轮机中膨胀到某一压力后，从汽轮机引出，导入到锅炉的再热器 R，继续加热到温度 t_1 ，再回收汽轮机膨胀做功，一直膨胀到凝汽压力 p_2 。这样的循环叫再热循环，其设备流程图如图 2-9 所示，图 2-10 为再热循环的 $T-S$ 图。

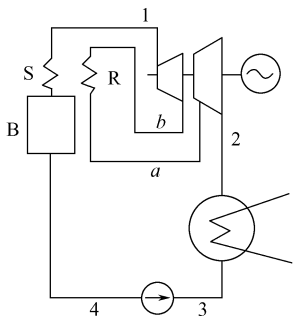
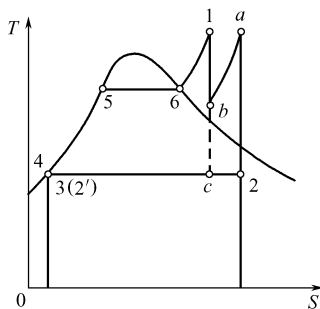


图 2-9 再热循环流程图

图 2-10 再热循环 $T-S$ 图

从图 2-10 可以看出，如不用再热，则膨胀到背压 p_2 时的状态为 c ，而再热后膨胀到相同的背压时的终态却为点 2 ，干度增加，这避免了由于提高 p_1 产生的不利影响。

下面讨论再热循环的热效率。

循环所做的功为（忽略水泵功耗）

$$W_0 = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2)$$

加入的热量为

$$q_1 = (h_1 - h_i) + (h_a - h_b)$$

热效率为

$$\eta_t = \frac{W_0}{q_1} = \frac{(h_1 - h_b) + (h_a - h_2)}{(h_1 - h_i) + (h_a - h_b)} \quad (2-5)$$

式中， h_i 为给水的焓值， $h_i = 4.187t_2$ ，其他参数可从焓-熵图查得。

由式 (2-5) 不能看出，热效率比基本循环是否提高，但从 $T-S$ 图（图 2-10）上可以看到，基本循环的功如图示 $1-c-2'-5-6-1$ ，因再热而附加部分为 $b-a-2-c-b$ 。如果附加部分比基本循环效率高，则整个再热循环的效率提高；如果附加循环的效率比基本循环低，则整个再热循环的效率降低。附加循环效率的高低和所取再热压力的高低有关，所取的再热压力高，则附加循环的效率，再热压力低，则附加循环的效率低。再热压力取得过高，对终态干度改善少，而且再热附加循环与基本循环相比所占的比例甚小，即使附加循环的效率，对整个循环的作用不大，实际上存在一个最佳中间再热压力，可根据具体条件计算而得。根据已有的设计和运行经验，中间压力在 $(20\% \sim 30\%) p_1$ 的范围内对 η_t 的提高的作用最大，能提高 $4\% \sim 5\%$ 左右。

四、回热循环

回热循环是利用蒸汽的回热对水进行加热，消除朗肯循环中 $4-5$ 一段在较低温度下吸

热的不利影响，提高热效率。

(一) 极限回热循环

极限回热循环是理想情况，实际只能与之接近而不可能完全实现，但可以说明蒸汽动力循环利用回热循环的原理。

考虑工作在 t_1 、 t_2 温度区间的饱和蒸汽的朗肯循环 1—2—3—5—1，其不同于卡诺循环之处仅在 3—5 这一段液体加热的过程（图 2-11）。若以 $c-5$ 绝热压缩过程代替过程 3—5，虽能完成卡诺循环，但压缩汽水混合物要消耗大量功。当蒸汽自状态 1 不沿绝热膨胀线到 2 点，而是按和过程线 3—5 等距的 1— d 多变过程线，一面膨胀一面放热到 d 点，并用放出的热量加热锅炉给水，使过程 3—5 不必从外热源吸收热量，则可使该循环成为概括性卡诺循环，而与卡诺循环 1—2— $c-5-1$ 具有相同的效率，大于原朗肯循环 1—2—3—5—1 的热效率。这种利用膨胀中的蒸汽对给水加热器的循环称为极限回热循环，其循环示意图如图 2-12 所示。这种循环实现的难度很大，实际利用分段抽汽回热的方法。

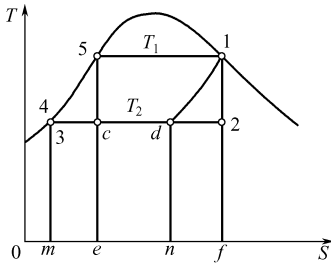


图 2-11 饱和蒸汽朗肯循环 T-S 图

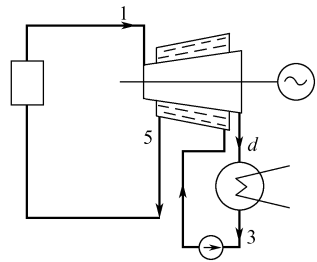


图 2-12 饱和蒸汽朗肯循环流程图

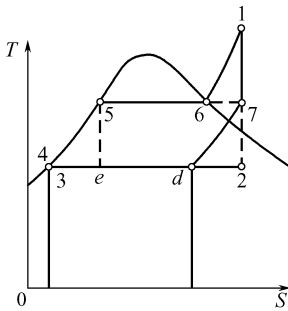


图 2-13 过热蒸汽朗肯循环 T-S 图

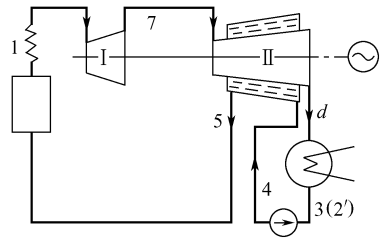


图 2-14 过热蒸汽朗肯循环流程图

当采用过热蒸汽工作时，朗肯循环为 1—2—3—5—6—1（图 2-13）。3—5 为液体加热过程，其相应的极限回热循环如图 1—7— $d-3-5-6-1$ 所示。虽然该循环效率不能达到相同温度区间的卡诺循环热效率，但比原循环的效率。因为新循环中 7— $d-3-5-7$ 部分为概括性卡诺循环，其热效率高于原循环 7—2—3—5—7。

图 2-14 为相应的设备示意图，新蒸汽自状态点 1 进入汽轮机 I，绝热膨胀到状态点 7，使 $t_7 = t_5$ ，再进入汽轮机 II，一面放热一边膨胀，放热量加热给水，使过程线 7— d 与给水加热线 4—5 水平方向距离相等，即过程 7— d 放出的热量正好等于过程 4—5 的吸热量。循环 1—7— $d-3-4-5-6-1$ 就和循环 1—2— $e-5-6-1$ 面积完全相等，所以极限回热循环的热效率为

$$\eta_t = \frac{W_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_2 - h_e}{h_2 - h_5} = 1 - \frac{t_2(S_1 - S_5)}{h_1 - h_5}$$

显然，极限回热循环提高了吸热过程的平均温度，而放热平均温度不变，较大地提高了循环效率。对给水进行极限回热加热，在结构上难以实现。在实际工程上采用抽汽回热循环，即在汽轮机的汽缸上分段开孔，抽出部分蒸汽加热给水。抽汽的次数和蒸汽的初压力 p_1 有关，一般原则是 p_1 越高，抽汽次数越多， p_1 越低，抽汽次数越少。

(二) 抽汽回热循环

为了分析方便，以一次抽汽的回热循环为例进行说明，假设回热器 R 为混合式加热器。其流程和 $T-S$ 图如图 2-15、图 2-16 所示，1kg 蒸汽自状态点 1 进入汽轮机，绝热膨胀到 0_1 (p_{01} 、 T_{01}) 点，在该点抽出 α_1 kg 蒸汽，进入回热加热器 R 在定压下加热给水，凝结成 α_1 kg 凝结水，其余的 $(1-\alpha_1)$ kg 蒸汽继续膨胀到状态点 2，进入凝汽器凝结，2' 点凝结水经凝结水泵送入回热器 R，在回热器中被加热到 $0'_1$ 点，并与 α_1 kg 凝结水相混合，成为 1kg 饱和水，然后被锅炉给水泵送入锅炉定压加热，成为状态点 1 的新蒸汽。

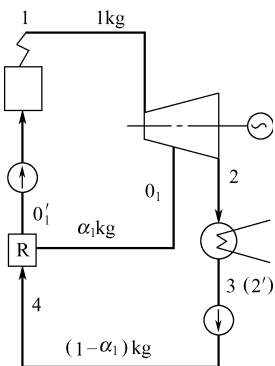


图 2-15 抽汽回热流程图

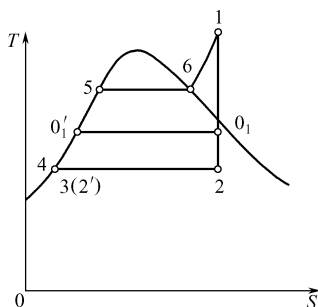


图 2-16 抽汽回热 $T-S$ 图

略去水泵功耗，循环功为

$$W_0 = (h_1 - h_{01}) + (1 - \alpha_1)(h_{01} - h_2) = (1 - \alpha_1)(h_1 - h_2) + \alpha_1(h_1 - h_{01}) \quad (2-6a)$$

从外热源吸入的热量为

$$q_1 = h_1 - h'_{01} \quad (2-6b)$$

抽汽量 α_1 可从热平衡方程式确定

$$\begin{aligned} (1 - \alpha_1)(h'_{01} - h'_2) &= \alpha_1(h_{01} - h'_{01}) \\ \alpha_1 &= \frac{h'_{01} - h'_2}{h_{01} - h'_2} \end{aligned} \quad (2-6c)$$

循环热效率

$$\eta_{tR} = \frac{W_0}{q_1} = \frac{(h_c - h_{01}) + (1 - \alpha_1)(h_{01} - h_2)}{h_1 - h'_{01}} \quad (2-6d)$$

由式 (2-6c) 得出

$$h'_{01} = h'_2 + \alpha_1(h_{01} - h'_2)$$

代入式 (2-6b) 得到

$$q_1 = h_1 - h'_{01} = (h_1 - h'_2) - \alpha_1(h_{01} - h'_2) = (1 - \alpha_1)(h_1 - h'_2) + \alpha_1(h_1 - h_{01})$$

循环的热效率 η_{tR} 可写为

$$\eta_{tR} = \frac{(1 - \alpha_1)(h_1 - h_2) + \alpha_1(h_1 - h_{01})}{(1 - \alpha_1)(h_1 - h'_2) + \alpha_1(h_1 - h_{01})} > \frac{(1 - \alpha_1)(h_1 - h_2)}{(1 - \alpha_1)(h_1 - h'_2)} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}$$

上式说明回热循环的热效率 η_{tR} 一定大于简单朗肯循环的热效率 η_t 。

回热循环和简单朗肯循环的主要区别有两点：①给水从 $2'$ 点到 $0'_1$ 点的加热不利用外部热源；② α_1 kg 蒸汽在做功后不向外热源放热，只有 $(1-\alpha_1)$ kg 蒸汽向外热源放热。循环中的工质自外热源吸收的热量 q_1 以及向外热源放出的热量 q_2 和循环所做的功都比相应的朗肯循环小，但循环的效率增大。

上述是以一次回热抽汽，混合式回热加热器为例进行分析，实际工程中一般使用多次回热抽汽，并使用面式回热加热器，面式回热加热器存在端差 Δt 及凝结水的回流问题。关于实际工程中回热循环效率的计算，请参阅相关著作。

采用回热抽汽，能显著提高循环的热效率，但也有不利之处，最明显的是汽轮机结构复杂了，增加了回热器管道、阀门及水泵，增加了投资，但这方面的投资增加，可以在其他方面得到补偿。

① 对锅炉来讲，热负荷减少了，锅炉的换热量减少了，故换热面积减少。

② 汽轮机进口流量增加了，使前几级叶片高度增加，进凝汽器流量减少，使后几级叶片长度减少，这减少了汽轮机的设计难度，提高了汽轮机通流部分的效率。

③ 进入凝汽器的蒸汽量减少了，使凝汽器换热面积减少，减少投资。

上述三项主要设备的改善，使设备投资大大下降。锅炉、汽轮机都是高温高压设备，用材价格较高，凝汽器换热铜管的价格也昂贵，而回热加热器工作在低温低压，用材料要求不高，价格较低。即使从设备费用上看，回热也是有利的。现代大中型蒸汽动力循环毫无例外地使用回热循环。

由于利用回热，锅炉中省煤器缩小了，甚至不用，为了降低排烟温度，在烟道中增加了空气预热器，提高助燃空气温度。

五、热电联产循环

蒸汽动力循环装置即使采用了超临界参数、回热循环、再热循环等措施后，热效率仍很少超过 40%，即燃料中的热量只有 40% 被利用了，其余的都白白排入到大自然中去了，造成了环境的热污染。这些热量大部分是从凝汽器中排出的，如图 2-17 中 2—9—7—3—2 的面积。这部分如能利用或部分利用，将大大提高循环热效率。

前面曾讲过，为了提高循环效率，减少排到外热源的热量 q_2 ，尽量降低凝汽器压力。在近代大型蒸汽动力装置中，凝汽器压力为 0.003~0.004MPa，对应的饱和温度为 24.098~28.981℃。虽然乏汽放出的热量巨大，但温度水平低，无法利用。

为了利用这部分热量，只有提高排汽压力，如果将排汽压力提高到 0.05MPa，则对应的饱和温度为 80.86℃，这种温度水平的热量可以供采暖。目前某些电厂利用提高凝汽器压

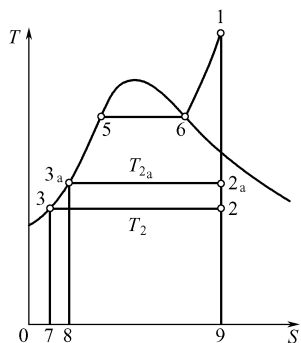


图 2-17 热电联产循环 T-S 图

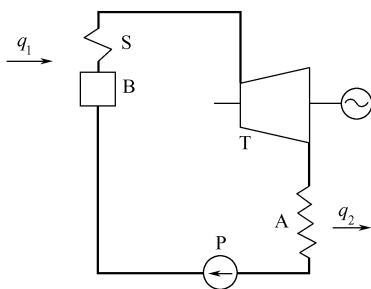


图 2-18 热电联产流程图