



“十三五”普通高等教育本科规划教材

热力发电厂课程设计

郑莆燕 王 渡 陆剑峰 编



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS



“十三五”普通高等教育本科规划教材

热力发电厂课程设计

郑莆燕 王 渡 陆剑峰 编
石奇光 主审



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书紧密结合电力工业技术的发展方向，以亚临界、超临界和超超临界火电机组为典型机组，介绍了火力发电厂热力系统的拟定设计、计算和分析的综合知识。全书共分五章，主要内容包括：热力发电厂课程设计大纲、发电厂原则性热力系统的拟定、发电厂原则性热力系统的计算分析、发电厂原则性热力系统计算分析案例及发电厂全面性热力系统。书后附录列出了五台不同机组各工况下进行课程设计的原始设计资料。

本书可作为能源与动力工程专业的本科教材，也可供热力发电厂运行、检修和能源管理的技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

热力发电厂课程设计/郑莆燕, 王渡, 陆剑峰编. —北京: 中国电力出版社, 2018.10
“十三五”普通高等教育本科规划教材
ISBN 978-7-5198-2456-3
I. ①热… II. ①郑… ②王… ③陆… III. ①热电厂—课程设计—高等学校—教材 IV. ①TM621

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2018) 第 222281 号

出版发行：中国电力出版社
地 址：北京市东城区北京站西街 19 号（邮政编码 100005）
网 址：<http://www.cepp.sgcc.com.cn>
责任编辑：吴玉贤（610173118@qq.com）
责任校对：黄 蓓 李 楠
装帧设计：郝晓燕
责任印制：钱兴根

印 刷：北京雁林吉兆印刷有限公司
版 次：2018 年 10 月第一版
印 次：2018 年 10 月北京第一次印刷
开 本：787 毫米×1092 毫米 16 开本
印 张：8.5 插页 2 张
字 数：208 千字
定 价：28.00 元

版 权 专 有 侵 权 必 究
本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

前言

热力发电厂课程设计是能源与动力工程专业的必修实践教学环节,本书根据普通高校能源动力类专业教学计划中关于热力发电厂课程设计的基本要求,与热力发电厂课程的教材和教学要求相配合,结合编写组教师多年的教学、科研和电厂培训的经验,拟定编写提纲,分工编写而成。

本书紧密结合电力工业技术的发展方向,以亚临界、超临界和超超临界火电机组为典型机组,介绍了火力发电厂热力系统的拟定设计、计算和分析的综合知识。在详细讲解发电厂原则性热力系统的拟定与热经济性计算分析的同时,对发电厂全面性热力系统的主要子系统进行了解读。在编写过程中力图反映火力发电领域的新技术和节能方法,引入了超超临界二次再热机组、AP1000 核电机组二回路和燃煤锅炉烟气余热利用等相关知识。此外,根据国家《重点用能单位节能管理办法》提出的对重点用能单位实施能源审计的要求,本教材引入了能源审计的概念,增加了火力发电厂热力系统能量平衡分析方面的内容。

全书共分五章,主要内容包括:热力发电厂课程设计大纲、发电厂原则性热力系统的拟定、发电厂原则性热力系统的计算分析、发电厂原则性热力系统计算分析案例及发电厂全面性热力系统。本书的最后列出五个附录,根据 EBSILON 软件仿真计算的结果,给出了五台不同机组各工况下进行课程设计的原始设计资料,可根据课程设计的不同需要进行选择。

本书由上海电力学院郑莆燕、王渡和陆剑峰编写。其中第三章的第一节、第二节、第四节与第四章的第四节由王渡编写,第五章由陆剑峰编写,其余章节的编写与全书的统稿工作由郑莆燕完成。

本书在编写过程中,参阅了公开出版的教材、著作和论文,借鉴了兄弟院校、火力发电厂、汽轮机制造厂、锅炉制造厂和电力设计院的宝贵经验和资料。上海电力学院石奇光教授仔细审阅了全书文稿,并提出诸多宝贵意见。在此编者一并致以诚挚谢意!

由于编者理论水平和实践经验所限,书中疏漏之处在所难免,恳请使用本书的教师、学生和其他读者不吝指教,编者不胜感谢!

编者

2018 年 9 月

目 录

前言

第一章 课程设计大纲..... 1

第二章 原则性热力系统的拟定..... 3

 第一节 主机..... 3

 第二节 回热系统..... 7

 第三节 其他设备和系统 11

 第四节 典型原则性热力系统 17

第三章 原则性热力系统的计算分析 23

 第一节 计算方法 23

 第二节 常规热量法的计算方法 33

 第三节 等效焓降法的计算方法 47

 第四节 热力系统能量平衡分析 53

第四章 原则性热力系统计算分析案例 60

 第一节 计算原始资料 60

 第二节 计算数据整理 62

 第三节 常规热量法计算 65

 第四节 等效焓降法计算 71

 第五节 热经济性指标与能量平衡分析 77

第五章 发电厂全面性热力系统 84

 第一节 主蒸汽、再热蒸汽和旁路系统 84

 第二节 除氧器及主给水系统 90

 第三节 主凝结水系统 96

 第四节 回热抽汽系统及加热器疏水放气系统..... 101

附录 设计资料..... 109

 附录 A 1000MW 超超临界机组课程设计原始资料 109

 附录 B 660MW 超超临界机组课程设计原始资料 112

 附录 C 600MW 超临界机组课程设计原始资料 115

 附录 D 600MW 亚临界机组课程设计原始资料 119

 附录 E 1000MW 超超临界二次再热机组课程设计原始资料 122

参考文献..... 127

第一章 课程设计大纲

一、课程设计的目的和任务

本课程设计是“热力发电厂”课程的具体应用和实践，是能源与动力工程专业的各项基础课和专业课知识的综合应用，其重点在于将理论知识应用于一个具体的电厂热力系统的设计和运行，介绍实际电厂热力系统的方案拟定、管道与设备选型及系统连接方式的选择，详细阐述实际热力系统的能量平衡计算方法和热经济性指标的计算与分析。

完成课程设计任务的学生应熟练掌握系统能量平衡的计算，了解能源审计的基本概念和内容，可以应用热经济性分析的基本理论和方法对各种热力系统的热经济性进行计算、分析，熟练掌握发电厂原则性热力系统的常规计算方法，了解发电厂全面性热力系统的组成及拟定原则。

二、课程设计的基本要求和特点

本课程设计的基本要求：

- (1) 了解发电厂热力系统的拟定过程，初步具备拟定发电厂热力系统、确定系统连接方式以及选择主要相关设备的能力；
- (2) 了解火电厂热力系统能源审计的基本概念，掌握发电厂原则性热力系统能量平衡计算的方法和步骤；
- (3) 具备以热量法或等效焓降法对各种系统进行热经济性和能量平衡计算分析的能力，并做出热力系统能流图；
- (4) 了解发电厂全面性热力系统的组成和拟定原则，能够解读发电厂主要子系统的全面性热力系统图。

本课程设计的特点：本课程设计是“热力发电厂”课程的实际应用，以具体的电厂热力系统为研究对象，将已学的专业课及专业基础课的知识应用于实际热力系统，使学生通过课程设计掌握电力企业热力系统能量平衡及热力系统综合分析的方法，关键在于学会如何将理论知识应用于一个具体的实际问题。

三、本课程设计与其他课程的联系

本课程设计是紧接着“热力发电厂”课程的学习而进行的，除了必须学习“热力发电厂”课程之外，主要先修课程还包括：工程热力学、传热学、流体力学、锅炉原理、汽轮机原理和泵与风机。课程设计中与先修课程有关的主要内容如下。

1. 热力发电厂

热力发电厂的生产过程；热力系统的组成，系统热经济性分析的理论、方法及热经济性指标的计算，热力发电厂原则性热力系统的拟定及计算，火电厂汽水损失及补充，锅炉排污利用系统的确定及计算，发电厂的全面性热力系统。

2. 工程热力学

热力学第一、第二定律，蒸汽动力循环的温熵图，平均温度的概念及应用，汽水热力性

质, 蒸汽动力循环的形式与参数对理想循环热效率的影响。

3. 传热学

各传热方式的基本原理, 火电厂典型传热案例, 表面式加热器的进出口端差和平均传热温差, 影响传热端差的因素。

4. 流体力学

管内沿程阻力损失、局部阻力损失的基本原理, 典型管内流动阻力案例。

5. 锅炉原理

蒸汽、给水品质, 锅炉热平衡, 锅炉蒸汽吹灰, 汽包连续排污量的确定。

6. 汽轮机原理

汽轮机的内效率, 变工况时各级抽汽压力的变化与计算, 汽封与阀杆系统及其漏汽量的计算, 蒸汽在汽轮机内的膨胀做功过程。

7. 泵与风机

泵的功率计算及特性曲线。

四、相关的国家和行业标准

1. DL 5000—2000 《火力发电厂设计技术规程》
2. GB/T 33857—2017 《火电厂节能评估技术导则 热电联产项目》
3. GB 50660—2011 《大中型火力发电厂设计规范》
4. DL/T 5054—1996 《火力发电厂汽水管道设计技术规定》
5. DL/T 904—2015 《火力发电厂技术经济指标计算方法》
6. DL/T 606.3—2014 《火力发电厂能量平衡导则 第3部分: 热平衡》
7. DL/T 1189—2012 《火力发电厂能源审计导则》
8. GB/T 3484—2009 《企业能量平衡通则》

第二章 原则性热力系统的拟定

发电厂原则性热力系统的拟定确定了发电厂各部分的组成和主要设备,包括锅炉、汽轮机及主蒸汽、再热蒸汽管道的连接系统、回热加热系统、锅炉连续排污利用系统、补充水系统、热电厂的对外供热系统,不同的选择决定了发电厂热力系统热经济性的不同。

第一节 主 机

一、汽轮机

1. 容量

发电厂的机组容量选择需要考虑国家和地区的经济状况和前景、电力消费的增长速度、电网结构以及电力系统的规划,通常首选高效率的大容量机组。但考虑到电网供电的安全可靠性,最大机组容量不宜超过电网系统总容量的10%。截至2017年底,全国发电装机容量17.8亿kW,山东、内蒙古、江苏、广东、四川、云南、浙江、新疆、山西等省区电网的装机容量超过了8000万kW(80000MW),因此近年来新建的凝汽式机组多为300、600、1000MW等级的大容量机组。

2. 机组台套数

火电厂汽轮发电机组的台套数不宜超过6台,一般为4~6台,1000MW大容量机组多设置两台。同容量机、炉一般选用同一制造厂的同一型式或改进型式,其配套设备的型式也选择一致。这样既便于运行管理,又可以降低机组单位容量的初投资成本和通用备品配件成本。

3. 再热次数

采用再热可以提高汽轮发电机组的绝对内效率,同时还可以降低汽轮机排汽湿度,提高汽轮机末级运行的安全可靠性。目前绝大多数火电机组都选择了一次烟气再热方式。

随着机组参数的提高,对于超超临界机组,为了满足机组低压缸最终排汽湿度的要求,并进一步提高机组的热效率,二次再热成为机组的选项之一。采用二次再热使机组热经济性得到提高,其相对热耗率改善值为1.43%~1.60%。但二次再热使机组更加复杂:有两个再热器的锅炉结构复杂化;增加一个超高压缸,增加一组再热冷管与再热热管,增加一套超高压主汽阀,汽轮机结构复杂化;调节阀,机组长度增加,轴系趋于复杂。这一方面会使机组造价增加10%~15%,另一方面还需要积累一定的运行业绩,以证明其市场竞争力。因此,除了早期美国的三台机组外,只有日本川越电站两台700MW机组(31MPa/566℃/566℃/566℃,1989年)和丹麦两台415MW(28.5MPa/580/580/580,1998年)机组采用二次再热的超超临界机组。截至2017年7月,我国现役和在建的二次再热超超临界机组已达到18台。

4. 压力与温度

通过“热力发电厂”课程的学习可知,提高汽轮机进汽温度可以有效提高汽轮发电机组

的效率。同步提高汽轮机进汽压力,可在此基础上进一步提高汽轮发电机组的效率。GB 50660—2011《大中型火力发电厂设计规范》中规定,机组新蒸汽参数系列应符合 GB 754—2007《发电用汽轮机参数系列》的有关规定。随着超临界和超超临界机组技术的发展和节能减排的需要,近年新建机组均选择了亚临界及以上的蒸汽参数,超超临界机组也越来越多。

在超超临界机组参数范围的条件下,主蒸汽温度每提高 10°C ,热效率可相对提高 $0.25\%\sim 0.30\%$;再热蒸汽温度每提高 10°C ,热效率可相对提高 $0.16\%\sim 0.20\%$;主蒸汽压力从 25MPa 提高到 28MPa ,热效率约可相对提高 0.45% ,再提高至 31MPa ,热效率可进一步相对提高约 0.4% 。截至 2017 年 7 月,我国已投产 1000MW 超超临界机组达到了 101 台。

需要指出的是压力提高会使汽轮机末级湿度增大,末级动叶片的水蚀趋于严重,因此低压缸的排汽湿度最大不应超过 12% 。若蒸汽参数选择 $28.0\text{MPa}/580^{\circ}\text{C}/600^{\circ}\text{C}$,汽轮机背压 4.9kPa 时,排汽湿度将达到 10.7% 。在主蒸汽温度/再热蒸汽温度 $600^{\circ}\text{C}/600^{\circ}\text{C}$ 、主蒸汽压力超过 30MPa 条件下,若不采用二次再热,汽轮机末级的湿度会超出设计规范。

5. 供热机组

热电联产机组具有较高的能量利用效率,因此当有一定数量、稳定的供热需要,且供热距离与技术经济条件合理时,应采用供热机组。需要指出的是,随着热网技术的发展,热电联产的供热距离不断扩大,传统上认为汽网的供热距离不宜超过 10km ,但目前汽网长距离供热可以达到 30km 以上。

供热机组的型式、容量及台数需要根据近期热负荷和规划热负荷的大小和特征,按照以热定电的原则,通过比较确定,一般优先选择高参数大容量的抽汽供热机组。如果热负荷稳定可靠,则可以选择背压式机组或抽背式机组,但多数情况下也是与抽汽供热机组配合使用。为了确保供热的可靠性,除了供热机组满足热用户的需求之外,还需要有备用热源。备用热源可以是备用锅炉,也可以是同一热网的其他热源。

最大热负荷取决于用户的热负荷特征,热化发电率取决于机组的初参数、供热参数和技术的完善程度,而热化系数则决定了热电联产供热在该地区供热总量中所占的比例。热化系数对机组的装机容量和节能效益有重大的影响,需要通过技术经济论证,确定热化系数的最佳值。对于以常年热负荷为主的系统,热化系数一般为 $0.7\sim 0.8$;对于以季节热负荷为主的系统,热化系数一般为 $0.5\sim 0.7$ 。

需要指出的是,传统上热电联产机组的蒸汽参数低于同容量的凝汽式机组,但为了获得较高的效率,新建的热电联产机组也有选择高参数的情况,如 $\text{C350-24.2}/1.35/566/566$ 型抽汽供热机组。

二、锅炉

锅炉设备的选型和技术要求需要考虑汽机参数的要求、机组是否需要供热以及设计煤种的煤质(符合 DL/T 1429—2015《电站煤粉锅炉技术条件》的规定)等,在本次课程设计中,需要考虑的是汽水系统的参数如何与汽轮机匹配。

1. 容量选择

对于凝汽式中间再热机组,一般都选择一机配一炉,锅炉最大连续蒸发量(BMCR)应与汽轮机的设计流量(即计算最大进汽量)相匹配,不必再加裕量。若汽轮机按 VWO(阀

门全开)工况计算最大功率, BMCR 蒸发量等于汽轮机 VWO 工况的最大进汽量。若采用美国设计的机组, 则 BMCR 蒸发量可等于汽轮机 VWO+5%OP (汽轮机允许超压 5%) 工况的最大进汽量。日本生产机组通常在铭牌功率或 TMCR (最大连续功率工况) 工况下运行, 其锅炉最大连续蒸发量比汽轮机 VWO 工况时的进汽量约大 0~3.3%。而当再热机组为热电联产机组时, 若一台锅炉停用时, 其余锅炉 (包括可利用的其他可靠热源, 如备用锅炉) 应满足热用户连续生产所需的用汽量, 或采暖和生活用热的 60%~70%, 否则需要热网其他热源补足。

2. 温度选择

锅炉出口蒸汽温度的选择需要在满足汽轮机进汽温度的需要以外, 还考虑因蒸汽管道的散热和压力下降引起的温度下降。降低散热损失的方法, 一是加强保温措施, 二是减小管道表面积 (减小管径, 减小管道长度)。

在 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》中规定, 大容量机组锅炉过热器出口额定蒸汽温度比汽轮机高压缸进口温度高 3~5℃; 锅炉再热器出口额定蒸汽温度比汽轮机中压缸额定进汽温度高 3~5℃。

3. 压力选择

锅炉出口蒸汽压力的选择在满足汽轮机进汽压力的需要以外, 还要考虑蒸汽管道的流动阻力, 因为流动阻力增加会降低机组的发电效率。降低管道的流动阻力可以从两方面着手: 一是降低局部阻力损失, 二是降低沿程阻力损失。降低局部阻力损失需要减小管道附件 (如阀门、流量计等) 的数量, 优化其结构; 降低沿程阻力损失则需要增加管径或减小管道长度。而这些往往都会增加管道系统的投资成本, 需要进行优化设计。

研究表明再热蒸汽管道压力的下降对系统效率和经济性的影响远大于过热蒸汽, 因此再热蒸汽管道的阻力在设计中都会比过热蒸汽管道的阻力小。对于再热冷段蒸汽管道和再热热段蒸汽管道, 显然由于再热热段蒸汽的比体积大、温度高、管材价格贵 (需要用耐热合金钢管), 因此为降低成本, 一般再热热段的阻力在设计中会比再热冷段的阻力大。在我国电力行业的《火力发电厂设计技术规程》中规定, 大容量机组一般过热器出口至汽轮机进口 (主汽门前) 的压降是汽轮机额定进汽压力的 5%; 再热冷段蒸汽管道、再热器、再热热段蒸汽管道额定工况下的压力降, 一般分别为汽轮机额定工况下高压缸排汽压力的 1.5%~2.0%、5%、3.0%~3.5%。

二次再热超超临界机组管道参数高、所用材料价格昂贵, 其管道阻力的选择需要从效率、成本、安全可靠等多个方面综合考虑优化。研究表明, 对于超超临界两次再热机组: 锅炉过热器出口至汽轮机进口的压降不大于汽轮机额定进汽压力的 4%; 一次再热蒸汽系统 (冷再热蒸汽管道+再热器+热再热蒸汽管道) 总压降为 5%~7%; 二次再热蒸汽系统 (冷再热蒸汽管道+再热器+热再热蒸汽管道) 总压降为 10%~12%。泰州电厂二期超超临界两次再热机组 (N1000-31/600/610/610) 过热蒸汽管道压损约 3.7%, 一次再热蒸汽系统压损约 6.5%, 二次再热蒸汽系统压损约 10%。

管道长度取决于锅炉与汽轮机之间的距离。传统的布置方式中锅炉本体与汽轮机厂房之间设置有煤仓间和集控室, 而目前已有电厂在建设过程中将煤仓间 (制粉系统) 布置于两台锅炉之间, 即由原来的锅炉后墙方向改为侧墙方向, 同时减小集控室的宽度, 从而有效缩小炉机之间的距离。此外也可选用汽轮机双轴高低位, 以减小蒸汽管道的长度。

在机组热力系统的热经济性分析中，如果采用基于热力学第一定律的热量法分析，则蒸汽管道上的阻力损失在计算分析时并没有反映在系统的管道损失之中。最典型的情况就是绝热节流过程（如蒸汽流过阀门的过程），如图 2-1 所示：因为与外界之间没有热量和功的交换，因此从阀门入口工况 1 到出口工况 2，虽然蒸汽的压力下降了，但蒸汽的焓值不变，热能的数量没有减小，管道损失并没有增加。然而蒸汽的品质下降，熵增加，做功能力减小。在汽轮机排汽压力不变的情况下，从图 2-1 中可以看出，不论是理想的等熵膨胀过程还是实际有熵增的膨胀过程，由于管道阻力的存在，都会抬高汽轮机的排汽焓，增加汽轮机的冷源损失。

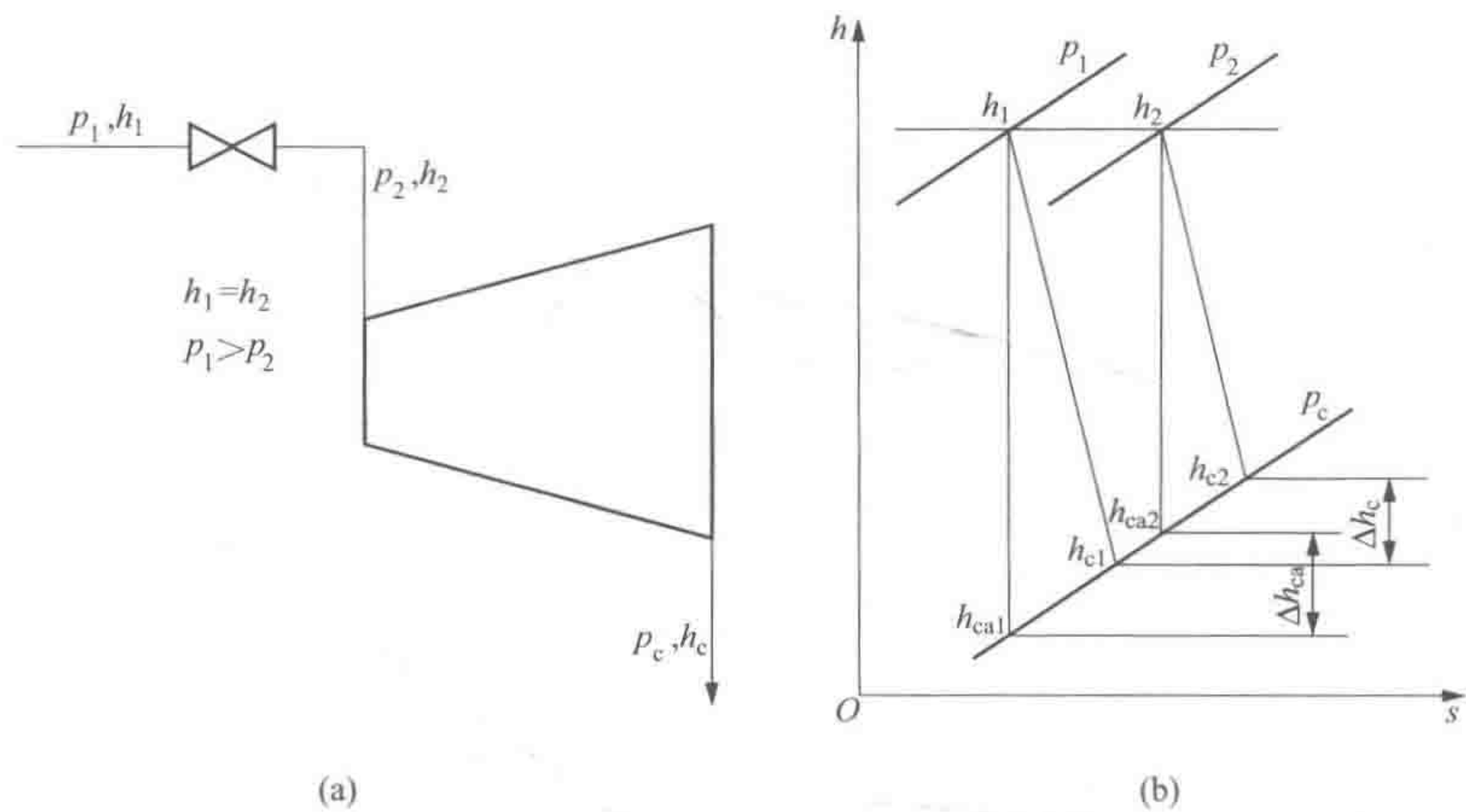


图 2-1 管道绝热节流过程的损失

三、常见主机参数

表 2-1 中列出了我国常见火力发电机组的主机参数。

表 2-1 常见机组主机参数

设备参数 等级	锅炉出口		汽轮机入口		机组额定功率 (MW)
	压力 (MPa)	温度 (℃)	压力 (MPa)	温度 (℃)	
次中参数	2.55	400	2.35	390	0.75, 1.5, 3
中 参 数	3.92	450	3.43	435	6, 12, 25
高 参 数	9.9	540	8.83	535	50, 10
超高参数	13.83	540/540	12.75	535/535	200
		540/540	13.24	535/535	125, 135
亚临参数	16.77	540/540	16.18	535/535	300
	18.27	540/540	16.67	537/537	300, 600
超临界	25~26+	570/570	24~25	566/566	350, 600
		565/565		560/560	660, 900
超超临界	26~31+	603/623	25~30	600/620	1000

第二节 回 热 系 统

一、回热过程的参数

采用回热循环可以非常有效地提高火电厂的效率：从热量法来讲，采用回热循环可以有效减小进入凝汽器的排汽量，从而减少凝汽器内的冷源损失；从焓方法来讲，采用回热循环后，提高了锅炉的给水温度，以换热温差较小的回热加热器替代锅炉内换热温差较大的给水加热过程，减少了因温差换热产生的焓损失。

回热过程的确定有三个参数：回热加热器的级数 Z 、最佳给水温度 $t_{\text{给}}^{\text{回}}$ 和给水总焓升在各级加热器之间的焓升分配 $\Delta h_{\text{fw},j}$ 。其中最佳给水温度确定了第一级抽汽在汽轮机膨胀线上的位置，而最佳焓升分配则确定了其他 $Z-1$ 级回热抽汽的位置。回热抽汽的级数越多，回热循环的效率越高，但投资成本也会增加。目前国内亚临界以上的汽轮发电机组一般采用 7~10 级回热抽汽，采用直接空冷的机组因为排汽压力高往往比同容量的水冷机组少一级回热抽汽。给水温度和焓升分配则存在最佳值使系统的效率达到最高，即回热抽汽点的位置需要优化。最佳给水温度和最佳焓升分配不仅与回热抽汽级数相关，还与再热循环、汽轮机进汽与排汽参数、汽轮机本体性能和回热系统的结构（除氧器的位置、过热蒸汽冷却器与疏水冷却器的设置、给水泵驱动小汽机的汽源与排汽等）等相关，需要综合考虑，是一个复杂的多变量非凸函数优化问题。对于超超临界机组，为确保锅炉的安全运行，锅炉给水温度一般不超过 315℃。

目前越来越多的机组都对空气预热器后的烟气余热进行回收利用（见图 2-2）：将锅炉烟气余热回收到回热系统，在不增加燃料消耗的情况下，减小回热抽汽量，增加发电功率，提高发电厂的发电效率。这使得回热系统参数和结构的选择与锅炉的联系更为紧密。

二、加热器及其连接方式

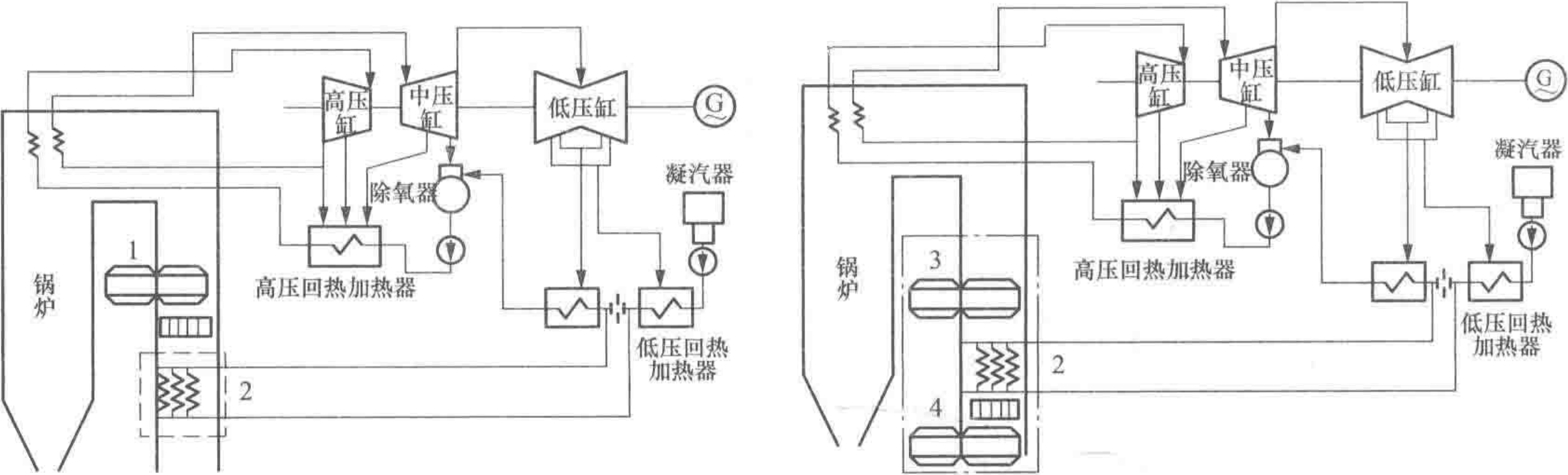
1. 回热加热器

回热加热器有两种结构型式：混合式加热器和表面式加热器。

混合式加热器汽水直接接触加热，热经济性好，加热器本体结构简单成本低；但在回热系统搭建时需要有足够的动力将出口水送入高级加热器，通常采用加设给水泵或采用重力式回热系统布置方式，这样不仅使系统的投资成本和土建费用增加，而且降低了系统的安全可靠性。因此，一般在回热系统设计中只有除氧器因为热力除氧的需要而选择混合式加热器。国外有机组在低压加热器中有选择混合式加热器的情况。

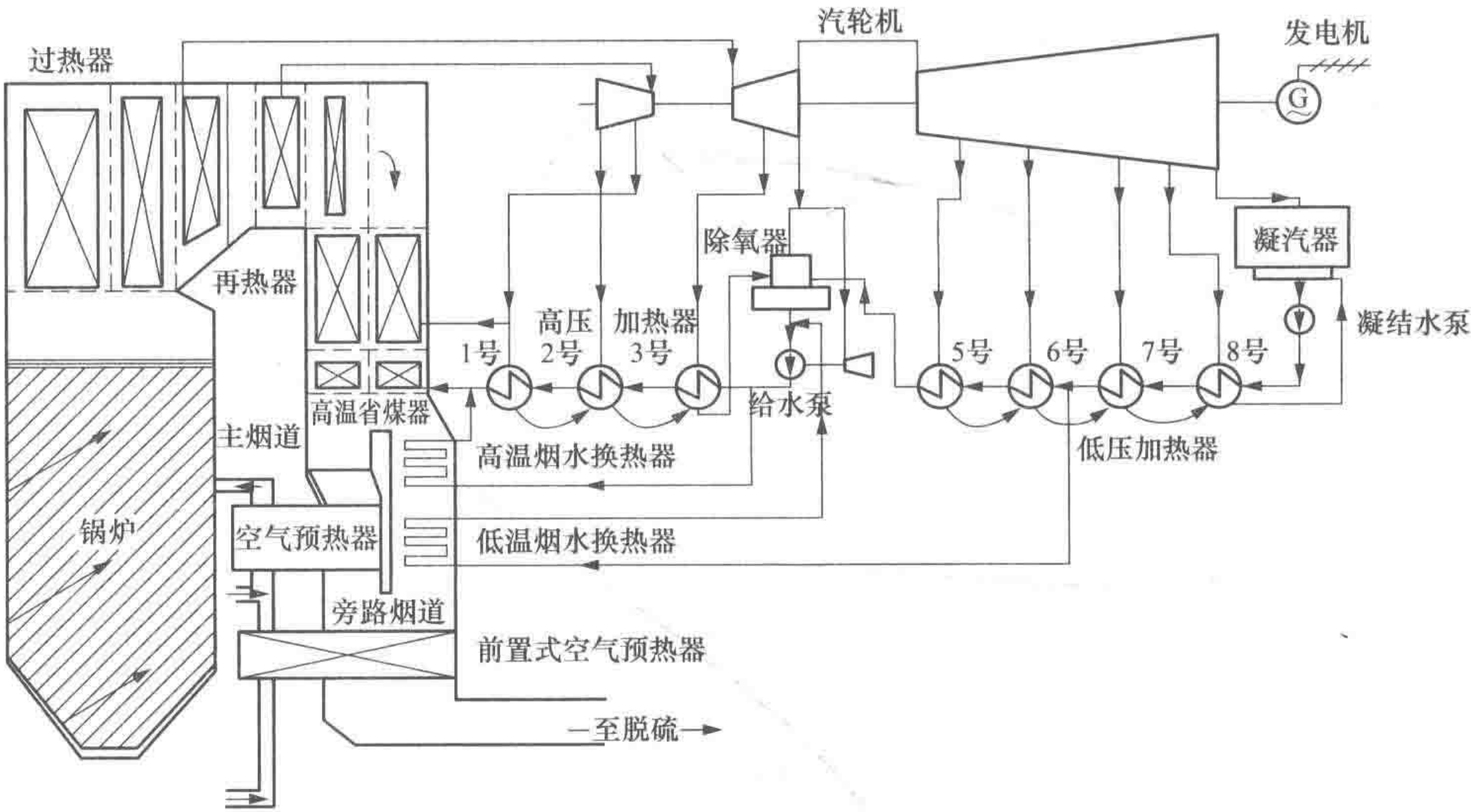
表面式加热器蒸汽与水在加热器内通过金属管壁进行传热，热阻大，热经济性差，加热器本体结构复杂成本高；但在回热系统搭建时可以采用疏水逐级自流的方式，这样系统的投资成本低，而且安全可靠性好。因此从系统的安全可靠性考虑，除除氧器以外，其他回热加热器均选择了表面式加热器。为了尽可能降低表面式加热器热经济性差带来的不利影响，还需要对表面式加热器的结构和疏水连接方式进行合理选择。

根据水侧压力的不同，回热加热器分为高压加热器（以下简称高加）和低压加热器（以下简称低加）。一般在加热器选型时需要根据汽轮机组的热平衡图、性能考核指标、设计工况和参数要求以及加热器形式、换热管材料、现场条件等进行热力计算和结构设计。



(a) 烟气余热加热低压凝结水

(b) 烟气余热加热空气-凝结水



(c) 烟气余热加热空气-凝结水-给水

图 2-2 锅炉烟气余热利用系统示意

1—空气预热器；2—低温省煤器；3—高温空气预热器；4—低温空气预热器

2. 加热器疏水连接方式

表面式加热器的疏水基本连接方式只有两种（见图 2-3）：一是疏水自流，二是采用疏水泵向前送入加热器出口水流中。

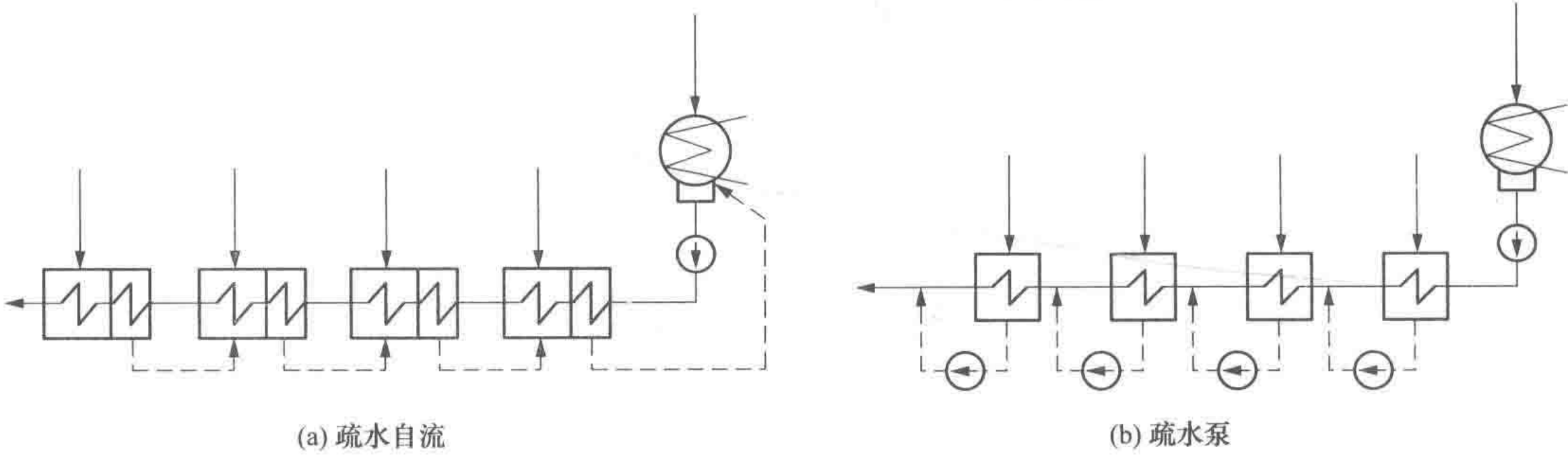


图 2-3 表面式加热器的疏水基本连接方式

采用逐级自流方式，将本级加热器疏水的热量送入低一级加热器，降低低压抽汽的抽汽量。采用疏水泵向前打的连接方式，将本级加热器疏水的热量送入高一级加热器，降低高压抽汽的抽汽量。由于减少的高压抽汽在汽轮机内的热功转换效率高于减少的低压抽汽，因此采用疏水泵向前打的连接方式热经济性优于疏水自流的方式。但采用疏水泵向前打的连接方式要增加投资成本，因此回热系统中不会设置很多疏水泵。一般高加给水压力高，设置疏水泵耗功大，所以选择疏水逐级自流送入除氧器；低加选择疏水逐级自流送入凝汽器，也有选择疏水逐级自流至末级低加或次末级低加，而后再采用疏水泵向前打的方式，以减小凝汽器内的冷源损失。新建的亚临界以上参数机组最后两级低压加热器均布置于凝汽器喉部，因此采用疏水泵向前打的连接方式多用于倒数第三级低压加热器，而最后两级疏水自流送入凝汽器。

三、蒸汽冷却器与疏水冷却器

表面式加热器的选择虽然有利于系统的安全可靠性，但热经济性差，不能充分利用回热抽汽的热量，因此又增加了蒸汽冷却器和疏水冷却器，以充分利用蒸汽的过热度 and 疏水的热量。从图 2-4 中可以看出，采用内置式蒸汽冷却器和疏水冷却器后，加热器端差 θ_j 和疏水端差 ϑ_j 均减小，第 j 级加热器的给水焓升增加。从热量法来讲，采用蒸汽冷却器提高了加热器出口水焓，减小了高一级加热器的回热抽汽量；采用疏水冷却器后，减小了本级疏水在下一级加热器中的放热量，增加了低一级加热器的回热抽汽量；这样减小高压抽汽增加低压抽

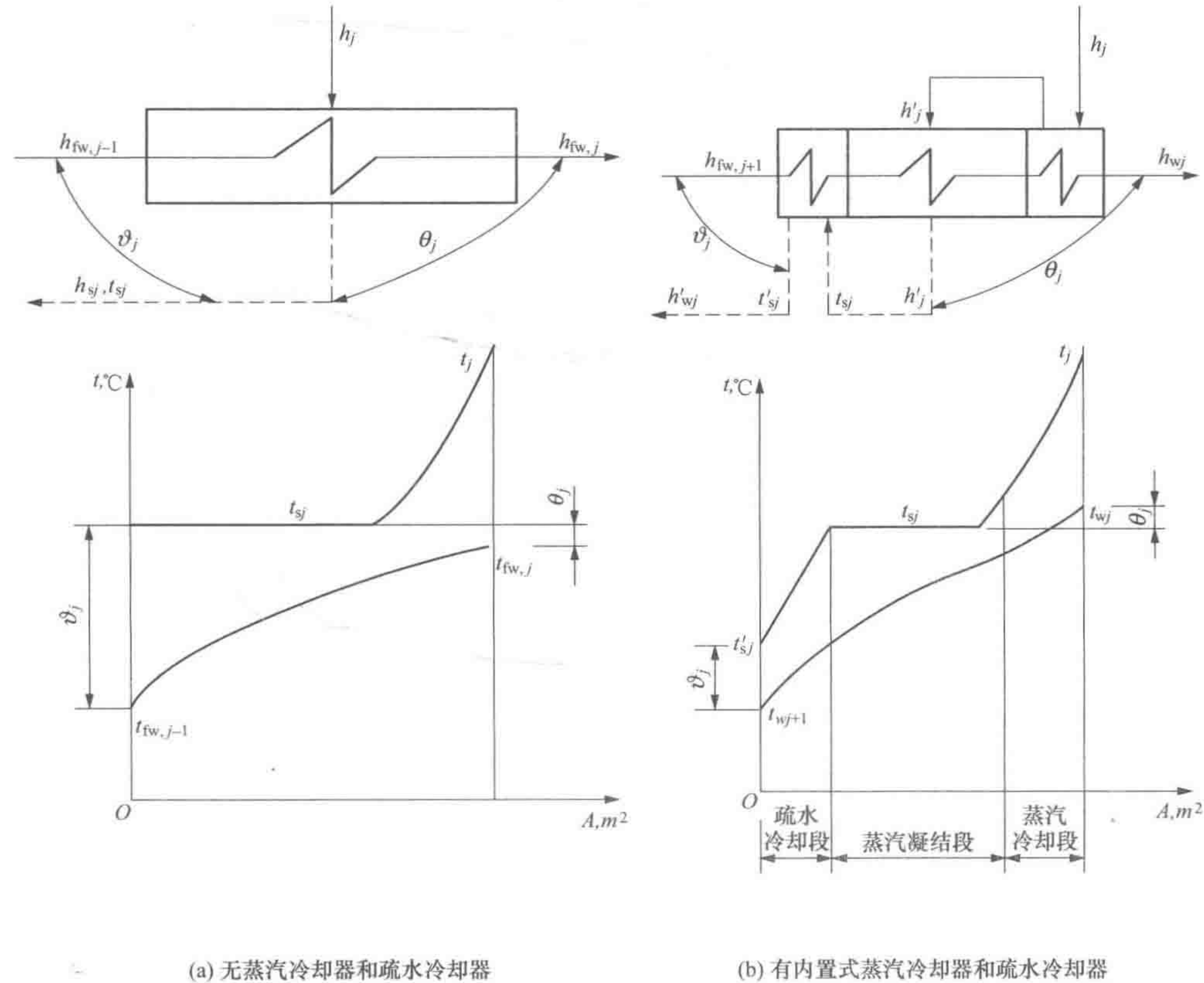


图 2-4 加热器工作过程示意

汽,有效提高了回热循环的效率。从焓方法来讲,采用内置式蒸汽冷却器和疏水冷却器后,回热抽汽与锅炉给水之间的换热温差进一步减小,降低了换热器温差换热的焓损失,从而提高了系统的焓效率。

1. 蒸汽冷却器

蒸汽冷却器利用的是回热抽汽所具有的过热度。低压抽汽过热度小或已经是湿蒸汽,就不能设置蒸汽冷却器了。有研究表明,设置蒸汽冷却器的条件是:在机组满负荷时,蒸汽过热度 $\geq 83^{\circ}\text{C}$,抽汽压力 $\geq 1.034\text{MPa}$,流动阻力 $\leq 0.034\text{MPa}$,加热器端差在 $-1.7\sim 0^{\circ}\text{C}$,冷却段出口蒸汽过热度 $\geq 42^{\circ}\text{C}$ 。目前新建机组采用滑压运行,一般选择从蒸汽冷却器出来的蒸汽仍有 $15\sim 10^{\circ}\text{C}$ 的过热度。机组的回热系统中,一般高压加热器均设有蒸汽冷却器,而低压加热器不设置蒸汽冷却器,少数机组在低压加热器中会给过热度大的一两级加热器设置蒸汽冷却器。

蒸汽冷却器按系统结构布置可分为内置式与外置式两种:内置式蒸汽冷却器,又称为过热蒸汽冷却段,与加热器本体(蒸汽凝结段)合为一体,可降低钢材的消耗,节省投资;外置式蒸汽冷却器具有独立的加热器外壳,钢材消耗多,投资大。比较成本,当然是内置式蒸汽冷却器有优势,但外置式蒸汽冷却器可以独立于本级抽汽的回热加热器,用以直接加热锅炉给水。这样可以充分利用回热抽汽的过热度,提高锅炉给水温度,降低机组的热耗率,使系统获得更高的热经济性。从焓方法来讲,采用外置式蒸汽冷却器,可以使整个回热系统的换热温差分布更合理,减小回热系统的温差换热焓损失。需要指出的是,此处的锅炉给水温度是指进入锅炉省煤器的给水温度,而在回热系统的三个参数中,给水温度是指第一级高压加热器出口水的温度,两者不一定相同。

《热力发电厂》教材中列出了六种外置式蒸汽冷却器的连接方式,实际机组中还可以有更多的方案,但基本就是串联和并联两大类。从热经济性上来讲,外置式蒸汽冷却器用得越多,系统效率提高的幅度越大,但投资成本也会越大,需要通过具体的计算比较才能确定最佳方案。通常在选择时,国内机组一般选择过热度最大的回热抽汽设置单级串联外置式蒸汽冷却器,以最小投资获得最大收益。以国产 N600-16.7/537/537 型机组为例,第三级抽汽为再热后的第一级抽汽,抽汽温度为 428.6°C ,高于回热系统第一级抽汽温度 382.3°C ,也高于1号高压加热器出口水温度(274°C),而第三级抽汽的压力(1.617MPa)远小于第一级抽汽的压力(6.07MPa),是过热度最大的回热抽汽。因此再热后的第一级抽汽设置外置式蒸汽冷却器是最为合理的。我国第一台两次再热超超临界机组 N1000-31/600/610/610 就是在第二级抽汽(一次再热后的第一级抽汽)和第四级抽汽(二次再热后的第一级抽汽)设置了外置式蒸汽冷却器,以进一步提高回热系统的效率。

在实际应用中,为了简化系统方案,降低投资费用和维护费用,绝大部分机组选用的是内置式蒸汽冷却器。

2. 疏水冷却器

疏水冷却器是在疏水自流的前提下,利用疏水的热量加热本级加热器入口水,降低了本级疏水在下一级加热器中的放热量,减小了对低压抽汽的排挤,使得这种疏水连接方式的热经济性优于没有疏水冷却器的疏水自流方式,但比采用疏水泵向前打的方式差。需要指出的是,采用疏水泵向前打的方式将本级疏水送入本级加热器出口水中,以提高高一级加热器进口水温,降低高一级回热抽汽量,提高系统的热经济性。此时如果采用疏水冷却器反而会削

弱疏水泵向前打的方式提高系统热经济性的效果，因此在采用疏水泵向前打的方式中不需要设置疏水冷却器。

与蒸汽冷却器相似的是，疏水冷却器按系统结构布置也可分为内置式与外置式两种：内置式疏水冷却器，又称为疏水冷却段，与加热器本体（蒸汽凝结段）合为一体，可降低钢材的消耗，节省投资；外置式疏水冷却器具有独立的加热器外壳，钢材消耗多，投资大。与外置式蒸汽冷却器不同的是，由于蒸汽凝结段的疏水温度比较接近加热器入口水温，从换热温差布置优化的角度分析，外置式疏水冷却器的布置没有外置式蒸汽冷却器灵活，一般仅用于加热本级加热器入口的水，其热经济性收益小于外置式过热蒸汽冷却器。所以在汽轮机发电机组中，不论是高压加热器还是低压加热器一般都选择的是内置式疏水冷却器，少数机组在再热前的最后一级高加设置了外置式疏水冷却器（国产 CC200-12.75/535/535 型双抽汽凝汽式机组），或在低加最后一级设置了外置式疏水冷却器（泰州二次再热超超临界机组 N1000-31/600/610/610）。

目前国内常见凝汽式汽轮发电机组的回热系统，高加多数选择表面式加热器三段式结构（内置式蒸汽冷却段+蒸汽凝结段+内置式疏水冷却段），疏水逐级自流送入除氧器；低加多数选择表面式加热器两段式结构（蒸汽凝结段+内置式疏水冷却段），疏水逐级自流送入凝汽器。

第三节 其他设备和系统

一、除氧器

在汽轮发电机组的热力系统中除氧器既具有去除不凝结性气体的功能，也是一级回热加热器，而且作为混合式加热器还具有汇集汽水的功能，对回热系统的热经济性和技术经济性有很大的影响。在原则性系统的拟定中需要考虑的是除氧器的工作压力和运行方式。

1. 除氧器工作压力

除氧器根据压力可分为真空式除氧器、大气压式除氧器 and 高压除氧器三种。真空式除氧器就是凝汽器，是将凝汽器功能扩展后具备了一定的除氧能力，作为辅助除氧手段来用，不影响系统的热经济性，因此不在本章节的讨论之内。

大气压式除氧器工作压力略高于大气压力，约 0.118MPa，设备造价和土建费用相对较低，但现在的凝汽式机组中已经很少采用。一般在热电联产机组中，由于补充水和热网返回水的除氧量比较大，往往在高压除氧器之外再设置大气压式对其进行初步除氧，如国产 CC200-12.75/535/535 型双抽汽凝汽式机组。此时，大气压式除氧器的汽源来自低压抽汽，采用定压运行方式。

高压除氧器工作压力大于 0.343MPa，与大气压式除氧器相比，高压除氧器的造价和土建费用相对较高，但高压除氧器是大型汽轮发电机组的首选。这主要是因为采用高压除氧器可以减少高加的数量，降低回热系统的投资，而且有助于除氧器除氧和抑制自生沸腾的发生。目前国内亚临界及以上参数的机组，额定工况下滑压运行高压除氧器的工作压力在 0.6~1.2MPa 的范围内。

2. 除氧器运行方式

除氧器的运行方式有两种：定压运行和滑压运行，如图 2-5 所示。

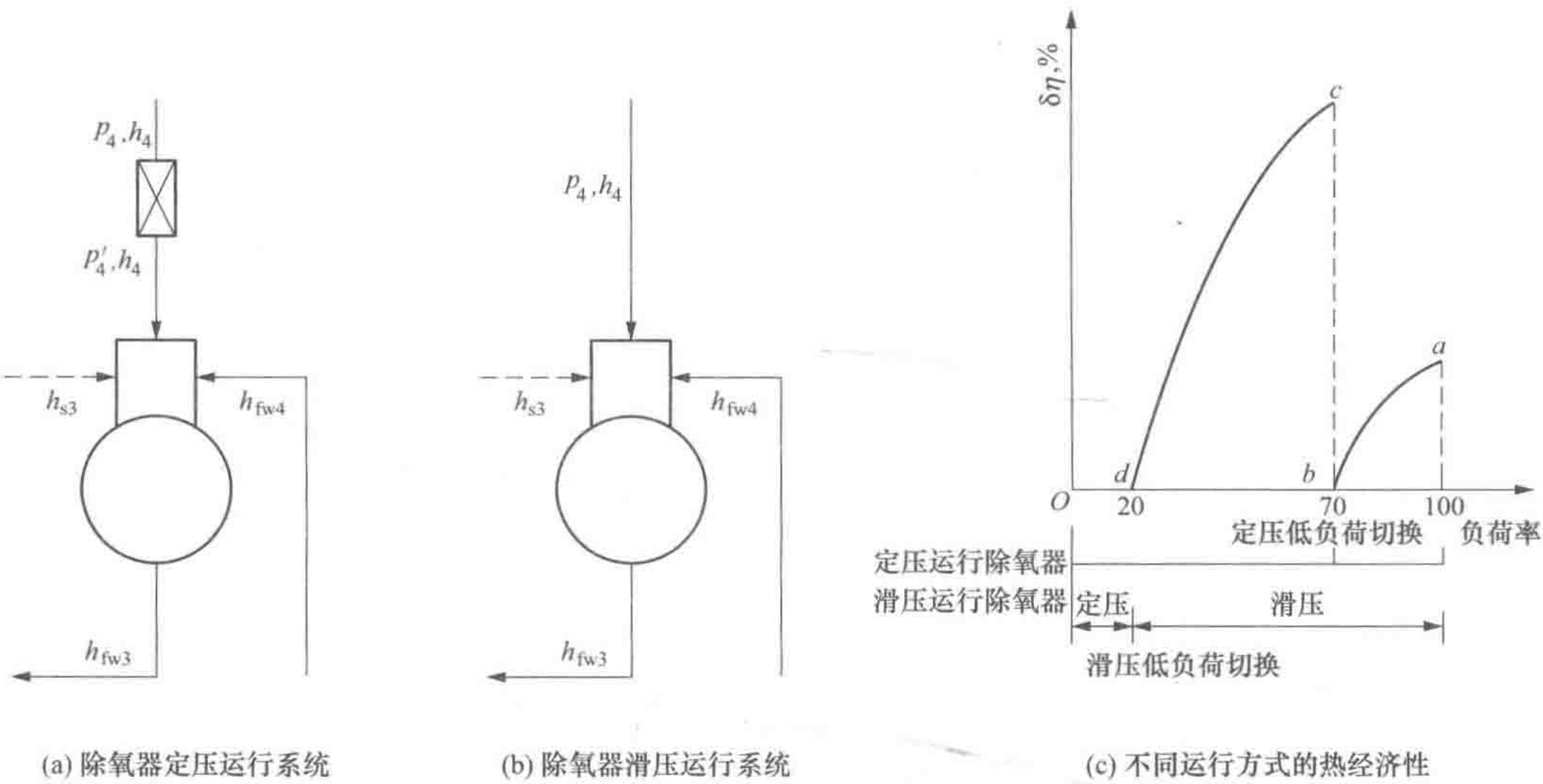


图 2-5 除氧器运行方式示意

定压运行除氧器为了保证在负荷变化过程中压力不变，其汽源压力一般要高于除氧器工作压力 0.2~0.3MPa，并在抽汽管道上设置压力调节阀控制，增加了管道上的节流损失，而且当低负荷下切换到压力更高的汽源时，节流损失会更大。

滑压运行除氧器则没有这一问题，除氧器的工作压力随负荷的变化而变化，仅当负荷降低，除氧器抽汽压力低于一定值（如 0.147MPa）时，才会切换到辅助汽源，改为定压运行。因此滑压运行除氧器效率高，但为防止给水泵汽蚀，需要设置前置泵。

大气压式除氧器一定为定压运行，高压除氧器用于中小型机组上时多采用定压运行，其他情况均为滑压运行。

二、给水泵的驱动系统

给水泵的作用是把除氧器储水箱内具有一定温度、除过氧的给水，提高压力后输送给锅炉，以满足锅炉用水的需要。给水泵的出口压力主要决定于锅炉的工作压力，而且还必须克服以下阻力：给水管道路以及阀门的阻力，各级高压加热器的阻力，给水调整门的阻力，省煤器的阻力，锅炉进水口和给水泵出水口间的静给水高度等。根据经验估算，给水泵出口压力最小为锅炉最高压力的 1.25 倍。

1. 汽动泵与电动泵

给水泵的拖动方式常见的有电动机拖动和专用小汽轮机拖动两种，前者称作电动泵，后者称为汽动泵。汽动泵可以通过转速调节方便地实现给水流量调节，简化给水操作台，同时可以减少厂用电，使整个机组向外多供 3%~4% 的电量。而且随着机组容量的增大，给水泵耗功也在增大，从投资和运行角度看，汽动泵的经济性更为合理。因此，目前 300MW 以上的机组均选用汽动泵作为给水泵主泵，电动泵仅作为备用泵配置，有的机组甚至不设置电动的备用泵（如我国外高桥第三发电有限公司 1000MW 超超临界机组、美国西弗吉尼亚州的俄亥俄河畔 Mountaineer 电厂 1300MW 超超临界机组）。

由于除氧器出口水为除氧器压力对应的饱和水，在给水泵进口处水容易发生汽化，会形