

第二章 火力发电厂的热力系统

编写单位 上海发电设备成套设计研究所
编写人 邵昌圣 余鸿达 张华民
主审人 王乃宁

常用符号表

<p>D_0——管子外径(mm)</p> <p>D_i——管子内径(mm)</p> <p>f——应力范围的减小系数</p> <p>g——重力加速度(m/s^2)</p> <p>H——水泵的扬程(m)</p> <p>h_w——除氧器水箱水位到给水泵中心线的静压差高度(m)</p> <p>Δh_a——有效气蚀余量(m)</p> <p>Δh_r——水泵气蚀余量(m)</p> <p>i——叶片级数</p> <p> 应力增强系数</p> <p>$h_{1,2,3,d,p}$——各点介质焓(kJ/kg)</p> <p>K——系数</p> <p>M——除氧器水箱贮水量(kg)</p> <p> 连续排汽量(kg/h)</p> <p>M_A——自重和各种外载作用于管道横截面上的合成力矩($N \cdot mm$)</p> <p>M_B——安全阀和释放阀的反座推力矩($N \cdot mm$)</p> <p>M_C——热胀值引起的合成力矩($N \cdot mm$)</p> <p>M_S——给水泵吸水管中的存水量(kg)</p> <p>M_{wc}——低压加热器及其连接管中的暖凝结水量(kg)</p>	<p>n——转速(r/min)</p> <p>n_s——比转速</p> <p>p——设计压力(MPa)</p> <p>p_a——除氧器压力(Pa)</p> <p>p_p——给水泵内水的饱和压力(Pa)</p> <p>Δp_p——给水泵吸入口管道的流动阻力(Pa)</p> <p>q_v——体积流量(m^3/s)</p> <p>s——管子壁厚度(mm)</p> <p>s_m——最小壁厚度(mm)</p> <p>t——时间(s)</p> <p>v_d——除氧器饱和水的比体积$^{\ominus}$(m^3/kg)</p> <p>v_p——给水泵入口饱和水比体积$^{\ominus}$(m^3/kg)</p> <p>W——管子抗弯截面模量(mm^3)</p> <p>σ_{cg}——内压折算应力(MPa)</p> <p>σ_L——内压、自重和各种外载作用于管道的轴向应力之和(MPa)</p> <p>$[\sigma]^{20}$——钢材在 20℃ 下的许用应力(MPa)</p> <p>$[\sigma]^t$——钢材在设计温度下的许用应力(MPa)</p> <p>η——钢材基本许用应力的修正系数</p> <p>ρ_d——除氧器的给水密度 (kg/m^3)</p> <p>ρ_p——给水泵内水的密度 (kg/m^3)</p>
---	---

\ominus 过去称为比容。

第一节 概 论

一、热力系统及其拟定原则

在火力发电厂的生产过程中，燃料的化学能转变为电能是在复杂的热力循环的基础上完成的。根据火力发电厂热力循环的特征，将热力过程部分的主、辅机设备及其管道附件连接成一个整体的系统，称为火力发电厂的热力系统。

热力系统的选择包括：整个火力发电厂热力循环型式的确定、主要参数的选定、主要设备的选型及机组运行方式等。这些因素的合理选定对火力发电厂的技术先进性、机组运行的安全可靠性和机组造价和运行维修费用等均有着决定性的影响。因此在确定热力系统过程中必须对这些因素进行全面的经济技术分析，作出合理的选择。

(一) 热力循环型式的确定

现代大型火力发电厂的复杂循环是在简单的基本循环基础上发展起来的。在热力循环中热功转换的效果对火力发电厂的热经济性起着决定性的作用。热转变为功的效果越大，火力发电厂的热经济性就越好。卡诺循环的效率是现代火力发电厂实际循环效率经过改善后可能达到的极限值。例如初温为 $500\sim 600^{\circ}\text{C}$ 时，卡诺循环的效率约为 $61\%\sim 66\%$ 。对于以水作为工质的常规火力发电厂，由于水蒸气热力性质的特点，无法实现卡诺循环，燃料的化学能变为机械能是在朗肯循环基础上进行的。图 4-2-1 所示为简单的火力发电厂热力系统图和朗肯循环示意图。

朗肯循环的工作过程是：工质在锅炉中定压加热、汽化和过热(4-5-6-1)；蒸汽在汽轮机中等熵膨胀做功(1-2)；排汽在凝汽器中定压凝结放热(2-3)；凝结水经给水泵等熵压缩后进入锅炉(3-4)。由于工

质在液态阶段的吸热和汽态阶段的过热都是在温度升高情况下进行的，而在等温下汽化时的温度要比循环的初温(即蒸汽的最终过热温度)低得多。因此，朗肯循环的效率要比相同初温和终温下的卡诺循环效率低得多。为了提高火力发电厂朗肯循环的热效率，可以采取一些复杂循环，如给水回热加热，蒸汽中间再热，热电联合循环和双工质复合循环等。

1. 给水回热加热

利用汽轮机中间级抽汽加热锅炉给水称为给水回热加热。采用给水回热加热后，汽轮机抽汽的热量用于提高锅炉给水温度，减少了凝汽器中的热损失(冷源损失)，从而使蒸汽的热量得到了充分利用，提高了循环的热效率。在其他条件不变情况下，给水回热温度越高，回热级数越多，则回热循环效率也将越高。但随着回热级数的增加，循环热效率的增值越来越小。此外，当回热级数一定时，给水温度有一相应的最佳值，此时回热循环效率最高。经济上最有利的给水回热级数和给水温度主要取决于燃料价格和设备投资，并与新汽参数、机组容量和设备利用率有关。表 4-2-1 给出了部分国产机组的给水回热加热级数和给水温度。由表可见，对大型机组给水回热加热级数一般为 7~8 级，给水温度为 $240\sim 280^{\circ}\text{C}$ 。采用给水回热加热一般可节省燃料 $14\%\sim 16\%$ 。

2. 蒸汽中间再热

蒸汽中间再热就是将作过一段功的蒸汽全部从汽轮机某一级引出，送入锅炉再热器中加热，温度提高后再送回汽轮机，继续膨胀做功。采用中间再热的目的原来是限制汽轮机排汽的最终湿度，改善汽轮机低压部分末几级叶片的工作条件，并同时提高其

相对内效率。采用中间再热也为进一步提高蒸汽初压创造了条件。因为提高蒸汽初压时，如果不同时采用中间再热，则为了保证蒸汽最终湿度在允许范围内，必须较大幅度地提高蒸汽的初温，但是这将受到锅炉、汽轮机的某些高温部件和主蒸汽管道所用钢材强度的限制。采用中间再热还有助于降低汽轮机的最终蒸汽湿度。当前，采用中间再热已是提高循环热效率的一

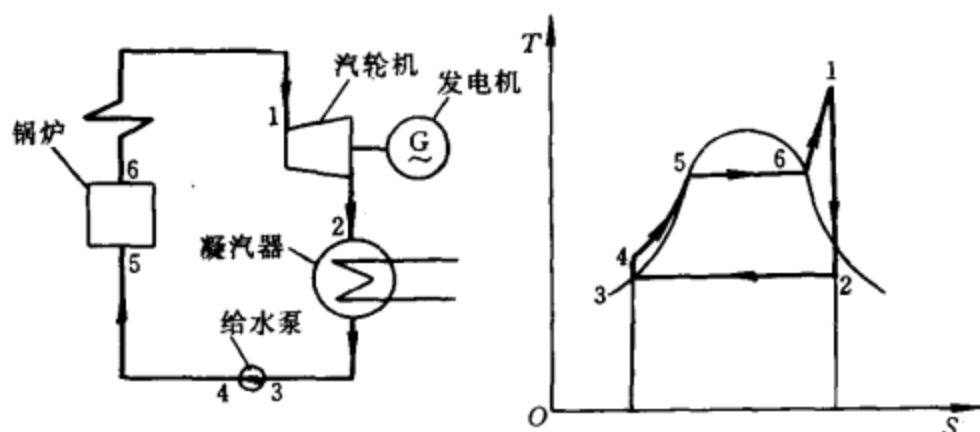


图 4-2-1 简单火力发电厂热力系统图和朗肯循环示意图

个有效措施,并毫无例外地在大型火电机组上应用。一般采用一次中间再热可提高机组热经济性5%~6%,采用二次中间再热还可再提高1.5%~2.5%。我国125MW以上机组均采用一次中间再热。然而,

采用中间再热将使机组结构、布置及运行方式复杂,材料消耗及造价增加,调节系统复杂,从而增加了设备投资和维修费用,电厂事故率也稍有增加。目前二次中间再热使用不多。

表 4-2-1 部分国产机组的回热给水加热级数和给水温度

机组型号	N125	N200	N300	N600
功率(MW)	125	200	300	600
蒸汽参数 $p_0/t_0/t_r$ (MPa/°C/°C)	13.2/535/535	12.7/535/535	16.7/538/538	16.7/538/538
给水回热级数	7	8	8	8
给水温度(°C)	239	246	275	273
给水回热相对效益(%)	≈14	≈15	≈16	≈16

3. 热电联合循环

利用汽轮机中作过功的蒸汽(抽汽或排汽)满足热用户的供热需要,这种既供热又发电的热力循环称之为热电联合循环。由于部分或全部蒸汽供给热用户使用,减少或避免了冷源损失,从而提高了燃料的热量利用率。

汽轮机供热的方式有两种:背压式供热和抽汽式供热。背压式供热是利用背压式汽轮机的排汽全部供热用户使用,其电功率完全取决于热用户负荷。抽汽式供热是利用调整抽汽式汽轮机的调整抽汽向热用户供汽,它能在较大范围内根据热、电用户需要调节热、电负荷,具有很大的运行灵活性和适应性。

4. 双工质复合循环

双工质复合循环是利用不同工质的热力特性组成复合循环,改善循环的热经济性。主要有:

(1) 燃气-蒸汽联合循环 利用燃气循环吸热平均温度高和蒸汽循环放热平均温度低的特点将燃气轮机和汽轮机组成联合循环,可提高循环效率。一般可比单一的蒸汽循环(蒸汽参数相同)提高效率5%~10%。

(2) 高沸点工质-水蒸气联合循环 这种循环利用某些工质(如水银)的高沸点特性作为高温工质发电。而低温段仍然采用常规的蒸汽循环。

(3) 低沸点工质-水蒸气联合循环 这种循环利用低沸点工质(如氨、氟里昂等)在低温下的比体积比同一温度的水蒸气的比体积小得多这一特点,与蒸汽循环组合成联合循环。它主要不是着眼于循环热效率的改善,而是有利于在同样排汽面积下增大单机容量的可能性。

当前,燃气-蒸汽联合循环在各国已得到了较多

的采用,而后两种联合循环还很少应用。

(二) 主要参数的选定

火力发电机组参数的合理选择,对整个电厂的经济性有很大影响,这些参数主要包括主蒸汽参数(初温、初压)、再热蒸汽参数(再热温度、再热压力)和汽轮机排汽参数。

1. 主蒸汽参数

在一般情况下,提高主蒸汽压力、温度能使蒸汽吸热过程的平均温度得到提高,在蒸汽的放热过程平均温度不变的条件下,增加了吸热过程和放热过程的平均温差,因而也就提高了循环热效率。在主蒸汽温度为一定值时,通常有一个最佳主蒸汽压力值,此时循环热经济性最佳。因此,同时提高主蒸汽的压力和温度,对提高循环热效率才是最有利的。但主蒸汽温度的提高要受到高温耐热钢的性能和价格的限制。对大功率机组而言,新蒸汽压力可分为两档,前者为23~24MPa,后者为16~18MPa,相应的主蒸汽温度采用535~565°C,目前多数情况下采用540°C左右。这样,可以避免采用价格昂贵的奥氏体钢,而采用低合金的珠光体钢。对非再热机组,一般要求汽轮机排汽湿度不超过12%,对一次再热机组可降至7%左右。表4-2-2给出了我国常用的汽轮机参数。

表 4-2-2 我国常用的汽轮机参数

主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度/ 再热蒸汽温度(°C)	机组容量(MW)
3.43	435	6, 12, 25
8.82	535	50, 100
12.74~13.23	535/535	125, 200
16.7	538/538	300, 600

50年代一些国家曾发展采用了29.4~34.3MPa, 590~650℃蒸汽参数的机组。由于温度过高,许多高温部件必须采用奥氏体钢。但奥氏体钢膨胀系数大,热导率小,对温度变化的适应性差,抗蠕变能力差,影响了这些机组运行的安全可靠。在之后的一段时间里蒸汽参数逐渐稳定在15.7~24.5MPa, 535~565℃范围内。究竟采用超临界还是亚临界的蒸汽压力,应视各国的具体情况而定。当前,我国与世界大多数国家一样,采用了亚临界压力机组。然而,随着技术不断的发展,价格因素和安全性因素都会变化,当前使用的蒸汽参数不会一成不变。现在我国已开始引进了超临界600MW机组,开发超临界机组的工作已在我国进行着。

2. 再热蒸汽参数

再热蒸汽温度越高,火力发电厂的热效率越高。但是再热蒸汽温度的提高同样要受到机组高温部件材料性能的限制。一般再热蒸汽温度取为与主蒸汽温度相同或略高一些。再热蒸汽压力值则与循环的初终参数、再热系统压力损失和给水回热温度有关,应通过技术经济比较确定。一般取为主蒸汽压力的20%左右。

3. 汽轮机排汽压力

汽轮机排汽压力的变化对火力发电厂的热经济性影响很大。在蒸汽初参数及循环方式已定的情况下,循环热效率随排汽压力的降低而提高。但是,过低地降低排汽压力将引起汽轮机低压部分蒸汽湿度的增大,导致汽轮机相对内效率的降低,并影响叶片使用寿命。同时排汽压力的降低还将使排汽比体积增大,并导致汽轮机末级排汽面积和凝汽器的结构尺寸及造价增大,循环水泵容量和耗电量也相应增加。因此,汽轮机排汽压力的合理选择应根据冷却水温度、末级叶片尺寸、汽轮机和凝汽器等设备的投资费用及燃料费用等因素进行技术经济比较后确定。表4-2-3给出了我国火力发电厂常用的凝汽式汽轮机排汽参数。

表 4-2-3 常用凝汽式汽轮机排汽参数

冷却水年平均温度(℃)	排汽压力值(kPa)
20	5~6
27	7~8

(三) 机组选型和容量的确定

为了适应电力负荷的各种不同变化,电网中往往要求采用多种不同性能、不同型式的机组。例如对

担任基本负荷机组,要求有较高的热经济性;对担任尖峰负荷机组、调频机组、调相机组及紧急备用机组,则各自要求能满足其特殊的性能和用途。

机组单机容量的选择,对于火力发电厂的投资费用和发电成本都有很大影响。单机容量越大,单位千瓦的设备投资费用越低,发电的成本越低。但单机容量的增大要受到某些制造技术上的限制。如受到汽轮机末级叶片高度发展的限制。随着汽轮机容量的增大,汽轮机的进汽量和排汽量相应增加,而排汽面积的增大是有限制的,这就决定了机组的极限容量。在一定的末级叶片高度下,单排汽口汽轮机有一极限容量。增加排汽口数是扩大单机容量的一个有效措施,但也是有限的。目前世界上单轴机组容量最大的为1200MW,双轴机组为1300MW。我国现有的最大机组容量为单轴600MW,双轴机组至今没有生产。

在选择单机容量时,应考虑电力负荷的增长速度、电力系统的备用容量和电网结构等因素。最大的单机容量一般为电网总容量的8%~10%,对电力负荷增长速度较快的电网,可根据具体情况选用较大容量的机组。

为了便于生产管理,同一厂房内机组数量以4~6台为宜。同一容量的机、炉以及它们的配套设备应尽量采用同一型式。

(四) 热力系统的拟定原则

电力是现代化生产的主要动力,是实现国民经济现代化的重要物质技术基础。实践表明,电力工业的发展必须超前于国民经济各部门的发展。按国民经济生产总值平均年增长率为6%,电力超前系数为1.4计算,电力工业发展的平均年增长率应为8.4%。1990年全国发电设备装机容量已达1.35亿kW(其中火力发电厂装机容量为0.985亿kW),年发电量为6150亿kW·h。根据我国1991~2000年的发展预测,要求在10年内建设1亿kW以上的装机容量,平均年装机近1000万kW。如果每千瓦装机能节约100元,每年将节约投资10亿元。如果供电煤耗平均降低1g/(kW·h),就将意味着年节煤百万吨。因此,在确定前述各项热力因素时,不仅要考虑到它们对机组技术性能先进性的影响,尽可能地提高其热经济性,还要考虑到它们对设备造价、电厂投资费用、运行维修费用及对设备的安全可靠性的影响。

在拟定热力系统时应进行技术经济优化考虑,

在满足设计要求的前提下尽可能地做到节约和经济,一般地说应力求:

- (1) 使热力过程具有较高的热效率;
- (2) 使设备有较高的安全性和可用率;
- (3) 管系和设备配置简单和紧凑合理,便于施工、运行和维修;
- (4) 尽可能地降低初投资。

二、原则性热力系统

(一) 定义

以规定的符号表明工质在完成热力循环时所必须流经的各主要热力设备之间的联系线路图,称为原则性热力系统。

火力发电厂的原则性热力系统说明了整个电厂工作时的热力循环特征,它直接决定了火力发电厂的热经济性和很大程度上决定了火力发电厂的工作可靠性。原则性热力系统表明工质的能量转换及其热量利用过程,它反映了火力发电厂能量转换过程的技术完善程度和热经济性。在原则性热力系统中,只表示工质流过时发生压力和温度变化的各种必须的热力设备。每种同类型同参数的设备在图上只表示一次,设备之间只表明主要联系,备用设备和管路、附件一般均不加以表明。

原则性热力系统主要由下列基本系统组成:

- (1) 锅炉、汽轮机及凝汽设备的连接系统;
- (2) 给水回热系统;
- (3) 给水除氧系统;
- (4) 电厂汽、水损失及补充水系统;
- (5) 外界用户的供热系统。

(二) 主要工作内容

拟定原则性热力系统时,主要应包括下列内容:

(1) 确定火力发电厂的型式和容量 在拟定原则性热力系统之前,首先要根据建厂地区对电能和热能的需求,按照合理开发和利用动力资源的方针政策、电厂所在地区的情况及现有发电设备的状况,确定建设电厂的型式和容量。在只有电力负荷情况下,可以设置纯凝汽式火力发电厂。当既需要电能,又需要比较稳定的热能情况下,可设置热电厂,以节省大量燃料。

电厂容量的确定应根据地区电力负荷和热力负荷发展的需要和燃料供应、水源、交通及综合利用等条件进行综合考虑。

(2) 蒸汽参数的选择 无论是机组的蒸汽初参数,还是排汽终参数的合理选择理论上都应通过技

术经济比较来确定。实际上我国目前各类机组的参数基本上已成系列,可供选用。当前,值得进一步探讨的问题是超临界参数机组的开发。

(3) 选择汽轮发电机组的型式和单机容量 为了满足电力负荷和热力负荷的各种需要,可以选择不同类型的汽轮发电机组。按热力特性分类有凝汽式汽轮发电机组、背压式汽轮发电机组和抽汽式(包括抽汽凝汽式和抽汽背压式)汽轮发电机组。

凝汽式汽轮发电机组是火力发电厂中最主要的一种型式。

背压式汽轮发电机组用于对具有稳定热负荷的工业用户供应电能和热能,或用于改造原有中、低参数机组的前置式机组。其排汽直接供热用户或低压汽轮机使用。这种机组的电功率取决于热负荷的大小或原有的低参数机组的容量。

抽汽式汽轮发电机组设有一级或二级调整抽汽。调整抽汽的压力由汽轮机的调节系统控制,其值视外界热用户的需要而定。对于工业用抽汽,压力约为 $0.8\sim 1.3\text{MPa}$;对于供暖用抽汽,压力为 $0.05\sim 0.25\text{MPa}$ 。进入抽汽式汽轮机的全部蒸汽量,一部分自调整抽汽口被抽出,其量按热负荷大小而定,其余部分则继续在汽轮机内膨胀做功,最后排入凝汽器。合理地控制汽轮机的进汽量、调整抽汽量和最后排入凝汽器的蒸汽量,可以在较大范围内同时满足热负荷和电用户的需要,具有很大的运行灵活性。

此外,根据电力负荷使用性质的不同,机组可以分为基本负荷机组、中间负荷机组、尖峰负荷机组和紧急备用机组等。根据各自不同的使用要求对机组提出各自设计要求:有的机组偏重于提高机组效率,可以采用比较复杂的系统;有的机组偏重于满足机组的运行灵活性,则应采用比较简单的系统。

汽轮发电机组单机容量的选择除考虑前面已提及的电网容量等因素外,还必须考虑到设备的运行情况。

(4) 选择锅炉型式和容量 锅炉型式有着各种不同的分类方法:

1) 按燃料种类和燃烧方式分类。锅炉型式的选择主要应根据燃料的特性。各种燃料由于所含成分不同,其燃烧特性和所采用的燃烧方式也不一样。对于以油和天然气为燃料的锅炉,由于油、气比煤容易与空气混合,燃烧过程快,所以炉膛容积可以较小。当以煤为燃料时,由于煤种不一样,其中差异也很大。如:无烟煤和贫煤的挥发分少,着火比较困难,

燃烧过程长,不易燃尽,所以比烟煤的炉膛要大。褐煤由于含水分较多,燃烧温度低,容易造成熄火事故,因此要用高温烟气预先干燥煤中的水分,以提高火焰温度。所以每种型式锅炉只能适应一定范围内变化的燃料特性。

小型燃煤发电厂采用火床层状燃烧。这种方式附属设备少,厂用电省,但效率低,要求煤质较好。

大、中型燃煤发电厂采用煤粉悬浮燃烧。这种方式需要配备比较复杂的制粉系统,首先将煤磨制成细粒煤粉,然后由热空气将煤粉经燃烧器喷入炉膛燃烧。这种燃烧方式运行效率高,可以燃烧各种煤,包括灰分和水分较大的劣质煤,但厂用电较大。

为了强化燃烧,还发展了旋风炉和沸腾炉。前者适用于燃烧低灰熔点的煤种,后者特别能适应燃烧低挥发分、高灰分、低发热量的劣质煤。

2) 按汽水循环方式分类。火力发电厂内的锅炉按汽水循环可以分为自然循环锅炉和强制循环锅炉两大类。强制循环锅炉又可分为辅助循环锅炉和直流锅炉两种。

自然循环方式只适用于蒸汽压力小于 17~18MPa 的锅炉,因为压力越高,在饱和状态下汽、水密度差别越小,难以形成炉内汽、水的自然循环。

辅助循环方式是在下降管系中加装锅水循环泵,以推动汽水循环。但随着压力升高,饱和状态下汽、水密度差变小,汽、水难以分离,因此,辅助循环只适用于蒸汽压力小于 18MPa 的锅炉。

这两种型式的锅炉都有一个锅筒,在其中进行汽水分离。其主要优点是汽水分离较好,水循环可靠;缺点是锅内热容量大,不便于快速调节,锅筒制造、运输和安装均比较困难。

强制循环方式的另一种是直流锅炉。直流锅炉没有锅筒,水和汽的流动完全靠给水泵的压力。这种锅炉没有汽、水自然循环和汽、水分离问题,可以适用于亚临界锅炉和超临界锅炉。其主要优点是制造方便,节省钢材,但其调节控制系统、起动旁路系统及水处理系统都比较复杂。在直流锅炉的基础上又发展了一种复合循环锅炉,它是在直流锅炉系统中增加循环水泵,使在低负荷时水冷壁蒸发热面出口有一部分水(亚临界压力时)或汽(超临界压力时)回到进口进行再循环;而高负荷时停止再循环,以直流方式进行。

3) 按排渣方式分类。煤粉锅炉一般采用固态排渣方式。当燃用低灰熔点($T_3 \leq 1350^\circ\text{C}$)煤,或熔渣在

1450 $^\circ\text{C}$ 时粘度小于 25Pa·s 的煤时,可采用液态排渣方式。

一般大型凝汽式火力发电厂是一台锅炉配一台汽轮机。每台锅炉的容量应不小于相应汽轮机组的最大进汽量以及必要的汽水损失量。每台锅炉的额定蒸发量一般为汽轮机额定耗汽量的 108%~110%。特殊情况下,当机炉容量和台数配置不对应时,应注意机炉配合检修问题,尽量不发生因停炉检修而减少电厂的发电量。

装有供热式机组的火力发电厂,当其中一台与供热机组相配合的容量最大的锅炉停用时,其余所有锅炉的总容量应能满足热用户连续生产所必需的生产用汽量以及冬季取暖、通风和生活用汽量总和的 70%。与此同时,供热机组的电负荷允许适当降低。

(5) 给水回热系统的确定 锅炉和汽轮发电机组选定后,根据锅炉、汽轮机制造厂提供的汽水系统可着手确定给水回热系统。此时,回热加热器级数、最终给水温度、各级加热器型式都已确定。进一步需要做的工作是:

1) 根据回热系统给定的各加热器出口温度端差和疏水温度端差,考虑是否采用过热蒸汽冷却段和疏水冷却段;

2) 确定各级加热器的疏水方式(疏水逐级自流或采用疏水泵);

3) 选择除氧器的型式和工作压力及系统连接方式,确定除氧器定压或滑压运行方式;

4) 选定给水泵驱动方式及其连接系统。

(6) 热力系统辅助设备的选择

1) 选择补充水处理方式、补充水设备及系统的连接方式;

2) 锅炉锅筒连续排污设备及系统选择;

3) 辅助热交换器(抽气器、轴封加热器、暖风器等)及其连接系统、连接方式的确定;

4) 热电厂的供汽方式、载热工质的选择,和供热设备及其系统连接方式的确定。

(三) 原则性热力系统的热平衡计算

1. 原则性热力系统热平衡计算目的

火力发电厂的原则性热力系统热平衡计算的主要目的是:确定电厂在不同运行工况时各部分汽水流量及其参数和全厂的热经济指标(如锅炉蒸发量、汽轮机总耗汽量、汽轮机热耗率、全厂热耗率、全厂热效率和标准煤耗率等),分析其经济性,并将最大

负荷工况计算结果作为选择各辅助设备和管道的资料依据。

2. 原则性热力系统热平衡计算时所需的原始资料

在进行原则性热力系统热平衡计算时必须具备下列原始资料和数据：

- (1) 拟定的火力发电厂原则性热力系统图；
- (2) 汽轮机技术特性资料，包括汽轮机型式、容量，汽轮机初参数、再热参数和排汽参数，各非调整抽汽参数、调整抽汽参数及抽汽量，汽轮机各级段的相对内效率；汽轮机的机械效率和发电机效率；
- (3) 锅炉技术特性资料，包括锅炉型式、额定蒸发量，锅炉参数和效率，锅炉连续排污量；
- (4) 其他必要的辅助资料和数据，例如：水处理系统和凝结水除盐装置的进、出口水温，化学补充水的水质资料，全厂汽水损失；对供热机组还应包括如送汽参数、热网的温度调节图、生产返回水量及其温度等。

3. 原则性热力系统热平衡的计算方法和步骤
对于凝汽式火力发电厂，一般情况下只进行最大

负荷和额定负荷两种工况下的热平衡计算。对于热电厂除要计算热、电负荷均为最大时的最大工况外，还需要计算最大电负荷和平均热负荷时的平均工况。对于有供暖热负荷的热电厂还要计算夏季工况。

原则性热力系统计算通常是在给水回热系统基础上进行的，计算原理和步骤是类同的。两者的差别在于：给水回热系统只限于局部的回热系统，而原则性热力系统是指全厂性的回热系统。原则性热力系统计算实质上也是联立求解各热交换器的热平衡式、质量平衡式和汽轮机的能量平衡式。为了计算方便，通常以汽轮机的新汽耗汽量的相对值来表示各汽水流量的份额，也可以以汽轮机的总耗汽量进行计算。

原则性热力系统热平衡计算的原理各国都是相同的，但在具体方法上各国甚至各厂家均可以有差异。下面给出其主要步骤：

- (1) 根据给定的蒸汽初、终参数和各回热抽汽参数，作出蒸汽在汽轮机中的热力膨胀过程线。由此确定各计算点的汽、水参数，并综合成汽、水参数汇总表(见表 4-2-4)。

表 4-2-4 汽、水参数汇总表

项 目		单 位	各 计 算 点								
			1	2	3	4	5	6	7	8	n
加热器编号			JG ₁	JG ₂	JG ₃	CY	JD ₁	JD ₂	JD ₃	JD ₄	NQ
回热抽汽	抽汽压力 p_{hr}	MPa									
	抽汽温度 t_{hr}	°C									
	抽汽焓 h_{hr}	kJ/kg									
	抽汽压损 Δp_{hr}	%									
	加热器压力 p'_{hr}	MPa									
	p'_{hr} 压力下饱和水温 t_b	°C									
	p'_{hr} 压力下饱和水焓 h_b	kJ/kg									
	抽汽放热 $h_{hr} - h_b = q$	kJ/kg									
被加热水	加热器端差 δ_1	°C									
	加热器出口水温 $t_b - \delta_1 = t_1$	°C									
	加热器出口水焓 h_1	kJ/kg									
	加热器进口水温 t_2	°C									
	加热器进口水焓 h_2	kJ/kg									
	给水焓升 $h_1 - h_2 = \tau$	kJ/kg									

(2) 依次列出各热交换器的汽、水质量平衡式和热平衡式，并联立求解，求得各计算点的汽、水流量相对值。具体计算过程视火力发电厂型式、热力系统特点而定；以简便为原则。一般是按“从外到内”、“从高到低”的计算程序进行，即先从外围的供热设

备(热网加热器、蒸汽换热器)、水处理设备、锅炉连续排污扩容器等开始计算，然后再计算到回热加热系统；而回热加热系统中则是先从高压加热器开始，然后循序进行到压力较低的加热器。在某些情况下，例如当给定进入凝汽器的最小蒸汽量，要求算出热

网加热器的最大热水供应量时,则计算程序从低压加热器开始比较方便。

(3) 由汽轮机的能量平衡式(功率方程式)求得汽轮机汽耗量及各部分的汽水流量。其计算方法类似于回热系统的热力计算。计算后应根据汽轮机各级组流量核算所发出的功率总和是否等于给定的电功率,其误差应在所采用的计算方法与计算工具的允许范围内。否则,须进行必要的修正,重新计算,直到误差在允许范围内为止。

(4) 求出全厂的热经济指标。这些指标包括汽轮机汽耗量、汽耗率、热耗量、热耗率、全厂热效率、全厂热耗率和全厂标准煤耗率等。

电子计算机技术的应用为热力系统的优化设计(热经济和技术经济的优化)和火力发电厂的设计运行优化创造了条件。大量的多方案和多工况热力系统计算为热力系统优化,以及进行工况分析和进行技术经济比较提供了基础。

(四) 典型原则性热力系统示例

1. 125MW 机组火力发电厂原则性热力系统

图 4-2-2 为 125MW 超高压中间再热凝汽式机组火力发电厂原则性热力系统图。该机组配有一次

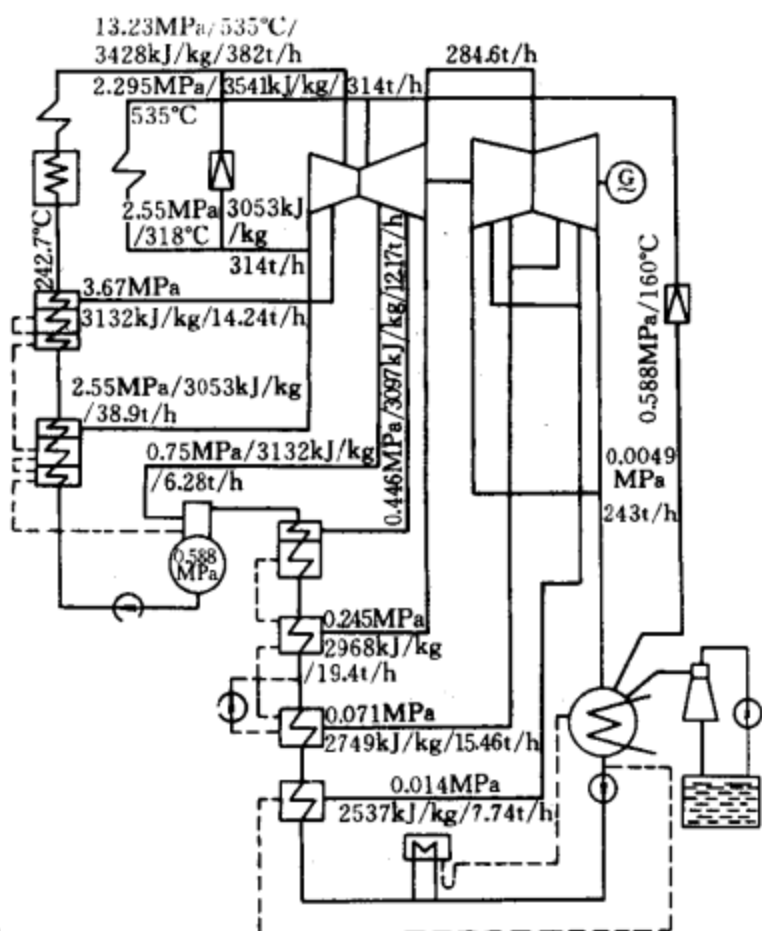


图 4-2-2 125MW 机组火力发电厂原则性热力系统图
 p—压力(MPa) t—温度(°C)
 h—焓(kJ/kg) D—流量(t/h)

蒸汽中间再热的 N125-13.2/535/535 型汽轮机和 SG420/13.7 型锅筒锅炉。汽轮机设有 7 级回热抽汽加热给水。凝结水从凝汽器热井由凝结水泵输送经轴封加热器及 4 级低压加热器进入除氧器;给水由给水泵输送经 2 级高压加热器进入锅炉省煤器。2 级高压加热器和 4 号低压加热器均设有过热蒸汽冷却段,以利用加热蒸汽的过热度。高、低压加热器的疏水除 6 号低压加热器外均逐级自流。6 号低压加热器的疏水由疏水泵送入主凝结水管中。凝汽器抽真空装置采用射水抽气器。

机组设有 2 级串联的快速减温减压装置的旁路系统。1 级高压旁路系统将主蒸汽减温减压至相应的高压缸排汽参数(2.55MPa, 318°C),第 2 级低压旁路系统将再热蒸汽减温、减压至 0.59MPa, 160°C 后,再由设置于凝汽器内的第 3 级减温装置将蒸汽温度由 160°C 降至 70°C。各段减温水分别从给水泵和凝结水泵出口引来。

额定工况时,汽轮机的排汽压力为 4.9kPa,机组的保证热耗率为 8499kJ(kW·h)。

2. 200MW 机组火力发电厂原则性热力系统图

图 4-2-3 为 200MW 机组火力发电厂原则性热力系统图。该机组配有 N200-12.8/535/535 型汽轮机和 HG670/13.7 型自然循环锅炉。汽轮机设有 8 级回热抽汽加热给水。凝结水从凝汽器热井由凝结水泵输送经轴封、4 级低压加热器后进入除氧器。给水从除氧器水箱由给水泵输送经 3 级高压加热器,进入锅炉省煤器。3 级高压加热器和 4 号低压加热器均设有过热蒸汽冷却段。2 号加热器设有外置式疏水冷却器。2 号低压加热器疏水由疏水泵送入主凝结水管中,其他各级加热器疏水均逐级自流。2 台轴封加热器分别位于末级低压加热器的前后,由低压缸和高中压缸汽封来汽加热,其疏水自流入凝汽器。

锅炉为自然循环锅炉,设有单级连续排污利用系统。机组配有 2 级串联的旁路系统,即 1 级高压旁路系统和 2 级低压旁路系统。另有设置于凝汽器内的第 3 级减温装置,将排汽温度由 160°C 降至 40°C 左右。各级旁路系统的减温水分别取自给水泵和凝结水泵出口。

额定工况时,机组设计热耗为 8402kJ/(kW·h)。

3. 300MW 亚临界机组火力发电厂原则性热力系统

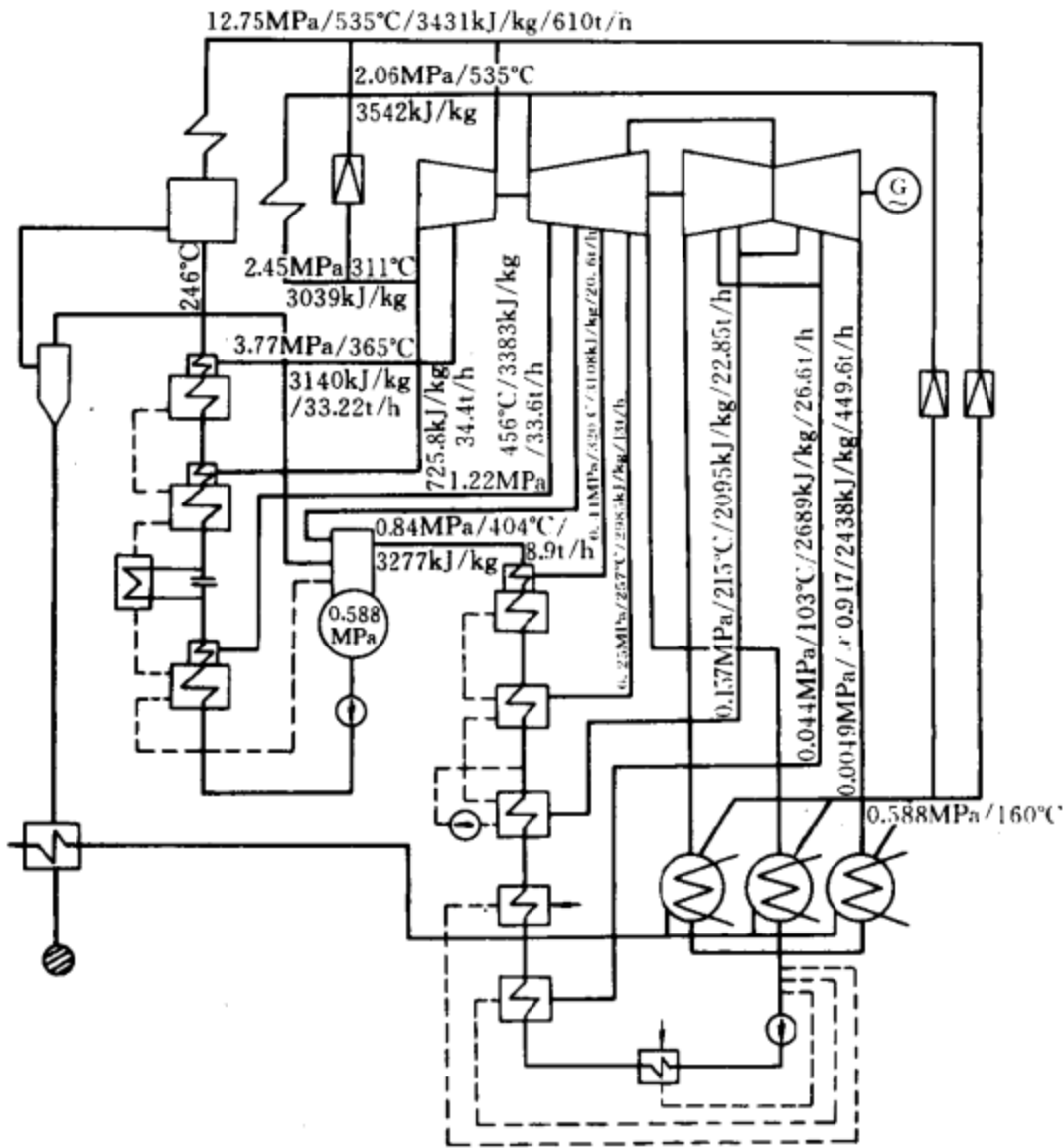


图 4-2-3 200MW 机组火力发电厂原则性热力系统图

p —压力(MPa) t —温度(°C) h —焓(kJ/kg) D —流量(t/h)

图 4-2-4 为 300MW 亚临界机组火力发电厂原则性热力系统图。机组配有 N300-16.7/537/537 型汽轮机和 SG1025/18.2-M 型亚临界控制循环锅筒炉。汽轮机为单轴、双缸双排汽、中间再热凝汽式机组，即一个高、中压缸合缸和一个双流低压缸。汽轮机初参数为 16.65MPa，537°C，再热蒸汽参数为 3.29MPa，537°C，排汽压力为 5.4kPa。汽轮机具有 8 级回热抽汽，即 3 级高压加热器、除氧器和 4 级低压加热器。高、低压加热器设有疏水冷却段。3 台高压加热器中还设有过热蒸汽冷却段。各加热器疏水均逐级自流进入除氧器和凝汽器。除氧器采用滑压运行方式。凝结水自凝汽器热井由凝结水泵送经一套 100% 中压凝结水处理系统和轴封加热器、4 级低压加热器，进入除氧器。主给水泵选用 2×50% 容量的汽动给水泵。驱动主给水泵小汽轮机的正常汽源来自中压缸排汽(第 4 段抽汽)，低负荷时切换至由主蒸汽供汽。主给水泵前置泵由电动机驱动。

机组设有 40% 容量的 2 级串联的高、低压旁路系统。1 级高压旁路设计蒸汽参数由 16.7MPa/537°C 降至 2.4MPa/322°C。2 级低压旁路设计蒸汽参数由 2.2MPa/537°C 降至 0.85MPa。另有第 3 级置于凝汽器喉部的减温装置将排汽温度由 174°C 降至 ≈70°C。减温水分别从给水母管和凝结水母管供给。

额定工况下，机组保证热耗为 8080.5kJ/(kW·h)

4. 600MW 亚临界机组火力发电厂原则性热力系统。

图 4-2-5 为 600MW 亚临界机组火力发电厂原则性热力系统图。机组配有 N600-16.7/537/537 型亚临界、中间再热、4 缸 4 排汽、单轴、反动式结构汽轮机和 HG-2008/18.2-M 型控制循环、单炉膛切向燃烧、单锅筒、悬吊式锅炉。汽轮机采用 8 级回热抽汽系统，即 3 级高压加热器、除氧器和 4 级低压

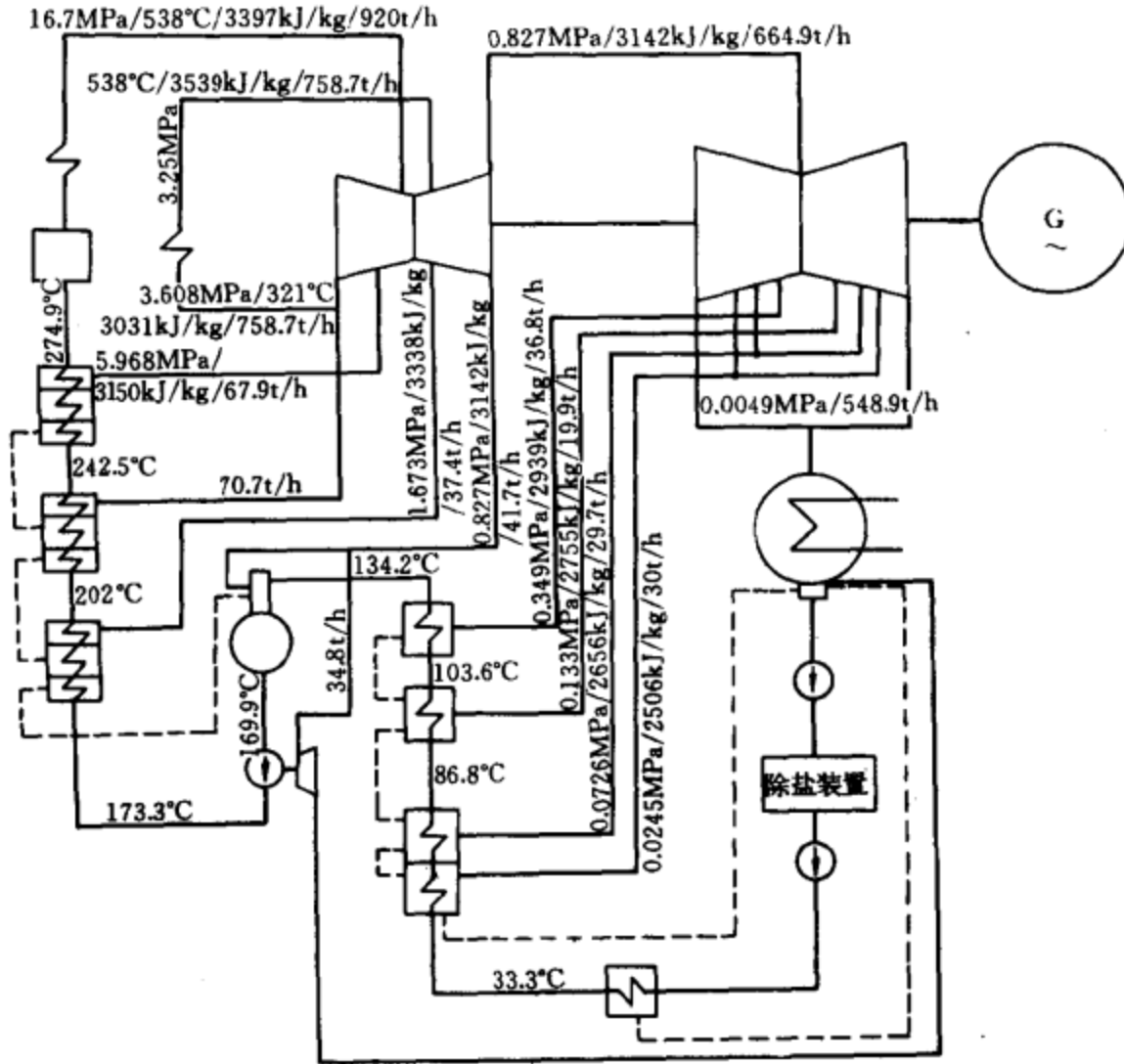


图 4-2-4 300MW 机组火力发电厂原则性热力系统图

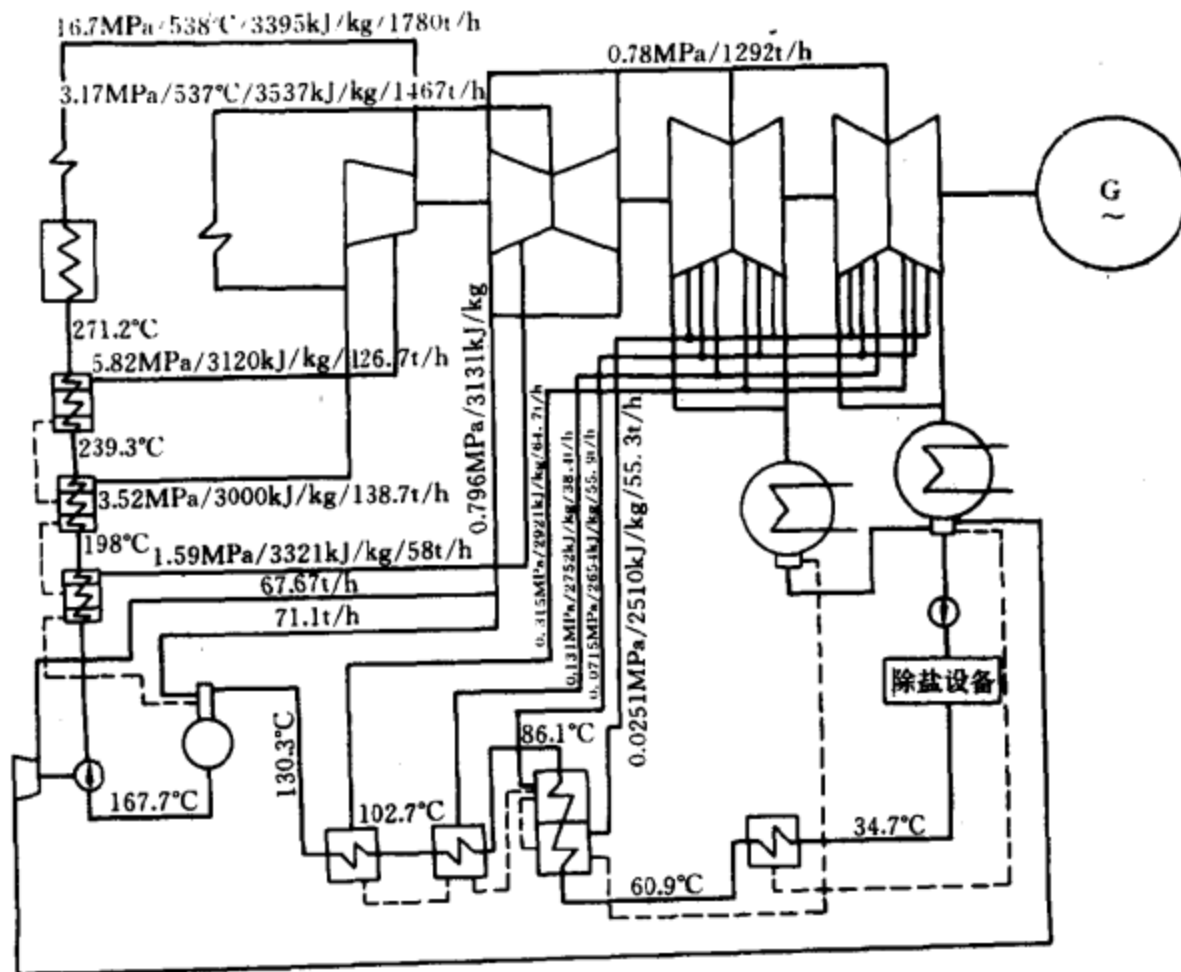


图 4-2-5 600MW 机组火力发电厂原则性热力系统图

加热器。1号和2号高压加热器分别由高压缸第8级后抽汽和高压缸排汽供汽。3号高压加热器和除氧器分别由中压缸第5级后抽汽和中压缸排汽供汽。5、6、7、8号低压加热器均由低压缸抽汽供汽。在凝汽器和8号低压加热器之间还有一台轴封加热器。1号至6号加热器均为单列，7号和8号加热器为双列。各级加热器疏水逐级自流。额定工况下除氧器工作压力为0.76MPa，168℃，流量为1815t/h。

凝汽器热井中的凝结水由凝结水泵升压，通过除盐装置、轴封加热器、低压加热器、除氧器到达除氧器水箱。在除氧器和锅炉省煤器进口之间，给水依次经过：前置泵、给水泵和3级高压加热器。额定工况下的最终给水温度为272.5℃。

本机组采用2台50%容量的汽动给水泵和1台30%容量的电动备用给水泵。驱动汽动给水泵的小汽轮机低压汽源来自汽轮机中压缸排汽，高压汽源由主蒸汽管供给主蒸汽。

凝汽器真空系统配有3台水环式机械真空泵。

本机组采用高、低压2级串联旁路系统。旁路容量为30%。

三、全面性热力系统

(一) 定义

以规定的符号表明火力发电厂全厂性的所有热力设备及其汽水管道连接的总系统图称为火力发电厂的全面性热力系统。全面性热力系统的任务是要明确地反映火力发电厂在各种工况及事故时的运行方式。它与原则性热力系统的区别在于：原则性热力系统只涉及电厂的能量转换及其热量利用过程；而全面性热力系统则反映怎样实现电厂的能量转换。其特点是按设备的实际数量，即可能通过的运行和备用的全部主辅热力设备及其系统，表明一切必须的连接管路和管路上的附件。通过全面性热力系统可以了解全厂热力设备的配置情况，各种运行工况时的切换方式。

为使全面性热力系统清晰明了，对属于设备本身组成部分的管道（如锅炉本体的汽水管道系统、汽轮机本体的疏水系统和驱动给水泵小汽轮机的疏水系统等）和一些次要的管道系统（如锅炉排污系统、热力设备的空气抽出管路系统等），一般不在全面性热力系统图中表示。

构成全面性热力系统的所有主辅设备和局部系统，都是为了完成电厂的发电任务的。其中任何设备或系统发生事故，将会在不同程度上影响整个电

厂的运行或经济性，甚至可能中断生产。因此，在拟定全面性热力系统时必须符合和满足下列要求：

- (1) 保证电厂安全可靠运行；
- (2) 保证电厂运行方便灵活，便于各种运行工况下的切换；
- (3) 各种管路系统及其布置力求简明；
- (4) 建造费用和运行费用符合经济要求；
- (5) 便于扩建。

(二) 全面性热力系统的组成及其主要工作内容

全面性热力系统的组成主要包括下列各项管道系统：

1. 主蒸汽和再热蒸汽管道系统

主蒸汽管道系统是指主蒸汽由锅炉过热器出口输送到汽轮机的管道和其他用汽处的各支管。对再热机组而言，还包括再热蒸汽管道系统。在拟定全面性热力系统时要根据不同类型机组选用不同类型的主蒸汽管道系统（单元制、集中母管制和切换母管制），确定选用单管或多管（包括双管）系统。对于多管（包括双管）系统，为了防止主蒸汽、再热蒸汽管道系统中各分管中蒸汽温度出现偏差现象，需采取混温措施。

2. 给水管道系统

给水管道系统包括从给水箱出口一直到锅炉入口的所有输送给水的管道，即给水箱的送水管道、给水泵的进水母管和供水母管、把给水送经或绕过高压加热器的管道、锅炉给水总管以及从给水总管把水引入锅炉的管道。在拟定全面性热力系统时应确定其基本种类（集中母管制、切换母管制和单元制），给水泵的传动方式（汽动或电动），给水泵容量，前置泵的配置及其连接方式等。当采用小汽轮机驱动给水泵时，还应确定其在热力系统中的连接方式（汽源的选择、小汽轮机的型式、与主机热力系统的连接方式、低负荷时汽源的切换等）。

3. 回热加热器管道系统

回热加热器管道系统包括高压加热器和低压加热器与加热蒸汽、主凝结水、凝结水疏水以及切换管路等的连接系统。在拟定全面性热力系统时应应考虑主凝结水的旁路方式（大旁路或小旁路）和加热器疏水型式等。

4. 除氧器和给水箱管道系统

除氧器和给水箱管道系统包括主凝结水、高压加热器疏水、补充水等与除氧器的连接管道系统。在

拟定全面性热力系统时应考虑系统连接方式, 补充水补充途径(补充水由水处理车间直接补入除氧器, 或补充水先补入凝汽器或低压除氧器, 经除氧后再送入高压除氧器)。

5. 补充水处理系统

为保证蒸汽品质, 补充水必须经过一定的处理, 一般有化学处理和热处理两种方式。在拟定全面性热力系统时除考虑系统处理方式外, 还应包括锅炉连续排污利用系统和蒸发器系统的连接方式。

6. 疏水系统

疏水系统包括汽轮机本体疏水系统和热力系统管道的疏水系统。拟定全面性热力系统时, 还应考虑按各种疏水压力将疏水经疏水膨胀箱扩容降压或直接疏入疏水箱, 并确定疏水箱、疏水泵的容量及选型。

7. 汽轮机旁路系统

在拟定全面性热力系统时应确定汽轮机旁路系统的型式及容量。

8. 供热管道系统

对有热用户的热电厂应考虑供热系统的组成, 热网加热器及加热蒸汽、凝结疏水、热网水管道等连接系统。

(三) 典型全面性热力系统示例

1. 300MW 机组的火力发电厂全面性热力系统 (图 4-2-6)

该机组配有蒸发量为 1025t/h 的 SG1025/18.2-M 型锅炉和额定出力为 300MW 的 N300-16.7/537/537 型汽轮机。

主蒸汽从锅炉过热器出口经单根主蒸汽管道通向汽轮机高压缸。在近汽轮机处单根主蒸汽管道分成 2 根支管, 各向一个高压主汽阀供汽。2 个主汽阀分别配置在高中压缸的两侧, 每个主汽阀与 3 个调节阀联为一体。在单根主蒸汽管道上还分出数路管道, 分别通到驱动给水泵小汽轮机、汽轮机轴封系统和汽轮机旁路系统。高压缸排汽经单根冷再热管道送回锅炉房, 然后分成 2 路与再热器进口集箱相连接。从冷再热管道上还分出 3 路支管分别向 2 号高压加热器、辅助蒸汽系统和汽轮机轴封系统供汽。热再热蒸汽管道由 2 条平行管在再热器出口处并成单管, 然后在近汽轮机处再分为 2 根支管, 分别通到一个中压再热汽阀。中压缸排汽经低压连通导管进入低压缸, 低压缸排汽排入凝汽器。

该机组采用 8 级回热系统, 3 级高压加热器、1 级除氧器和 4 级低压加热器。3 级高压加热器共用 1

根给水大旁路。低压加热器水侧采用小旁路型式。5 号和 6 号低压加热器各有一给水旁路。7、8 号低压加热器设计成同一壳体的复合式加热器, 置于凝汽器颈部, 共有一给水旁路。所有加热器疏水均采用逐级自流, 分别进入除氧器和凝汽器。凝结水自热并由 2 台 100% 容量的立式凝结水泵(其中 1 台运行, 另 1 台备用)输送至 1 台 100% 容量的凝结水除盐装置, 再由凝升泵输送, 经轴封加热器、低压加热器进入除氧器。

除氧器采用滑压运行。在机组起动及甩负荷时为保证除氧效果, 由辅助蒸汽系统向除氧器供汽。

选用 2 台 50% 容量的汽动给水泵, 将给水经 3 级高压加热器后送入锅炉省煤器。主给水泵的前置泵由电动机驱动。此外, 配有 1 台 50% 容量的电动给水泵作为起动备用泵, 并配有同轴前置泵。驱动汽动给水泵的小汽轮机的正常汽源来自中压缸排汽, 低负荷时切换至由主蒸汽供给。小汽轮机排汽排入主凝汽器。

机组低负荷时, 为了防止给水泵汽化和保护凝结水泵、凝升泵及轴封加热器, 给水泵和凝结水泵均设有最小流量再循环装置。凝结水再循环管由轴封加热器后引出, 给水再循环管由给水泵出口引出。

为维持凝汽器中的高度真空, 该机组配有 2 台 2BEI353 型旋转式水环密封型真空泵。

为凝结水系统补水和起动时充水, 并接受从凝汽器热井来的多余的凝结水, 机组设置 1 台凝结水箱。凝结水箱的补充水来自化学除盐水系统。除盐水补充管道上设有调节阀用以调节水箱水位。到凝汽器热井去的补充水管路上设有 1 台凝结水输送泵。泵后设有一路再循环管。正常运行时, 凝汽器真空产生足够的压差使补充水自流到热井, 而不使用输送泵。为此, 设有一路带止回阀的旁路, 以旁通凝结水输送泵。凝结水输送泵还用于为闭式冷却水系统充水和补水, 为凝结水系统起动充水和锅炉冷态充水。

机组配有 40% 容量的 2 级串联汽轮机旁路系统。高压旁路系统由过热器直接通至再热器进口。高温高压主蒸汽经高压旁路阀减压减温后排至再热器入口, 减温水来自给水母管。低压旁路系统由再热器出口接到凝汽器。减温水来自凝结水母管。在凝汽器喉部设有第 3 级减温装置。

2. 600MW 机组火力发电厂全面性热力系统 (图 4-2-7)

600MW 机组配有蒸发量为 2008t/h 的 HG-

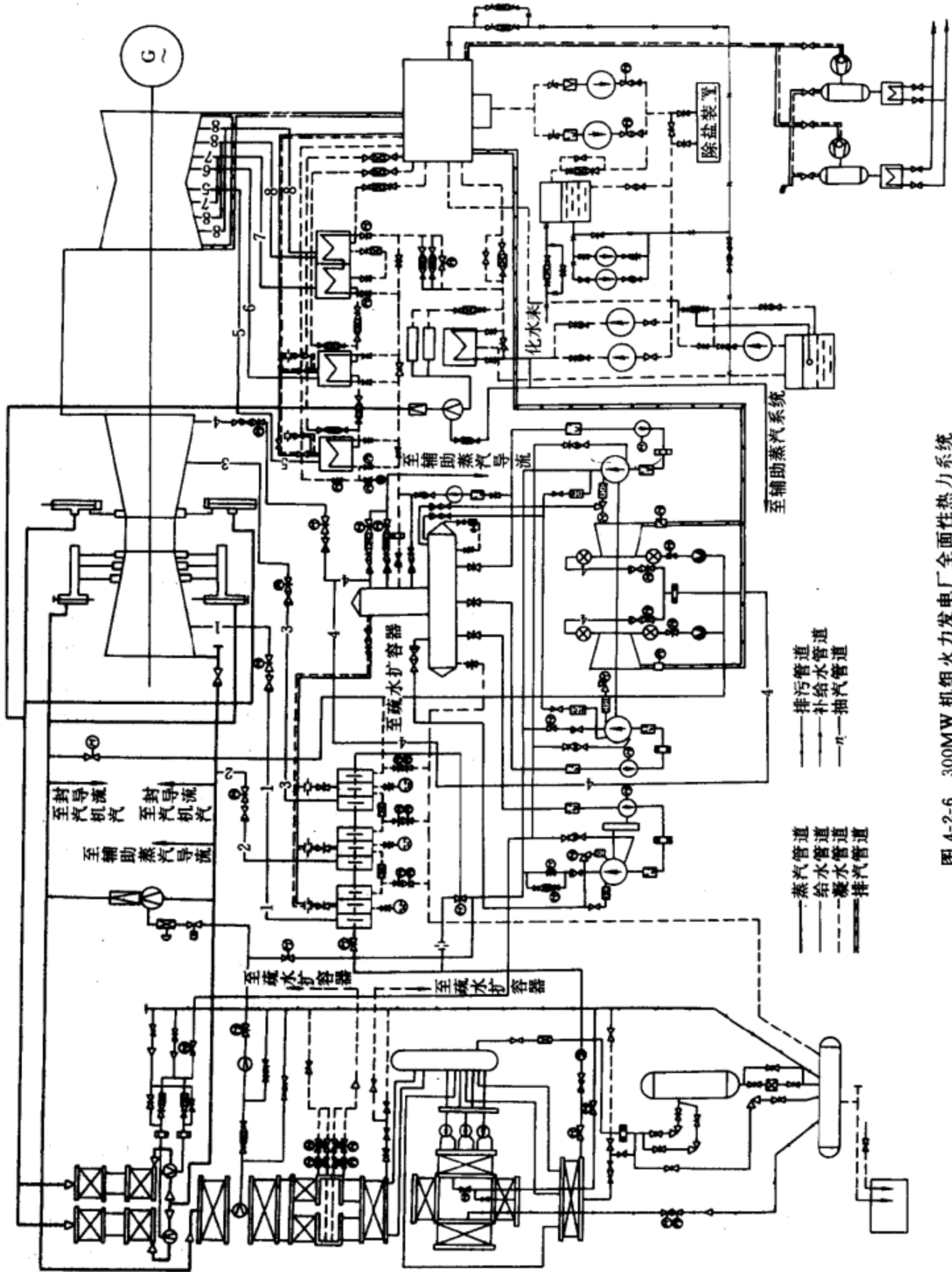


图 4-2-6 300MW 机组火力发电厂全面性热力系统

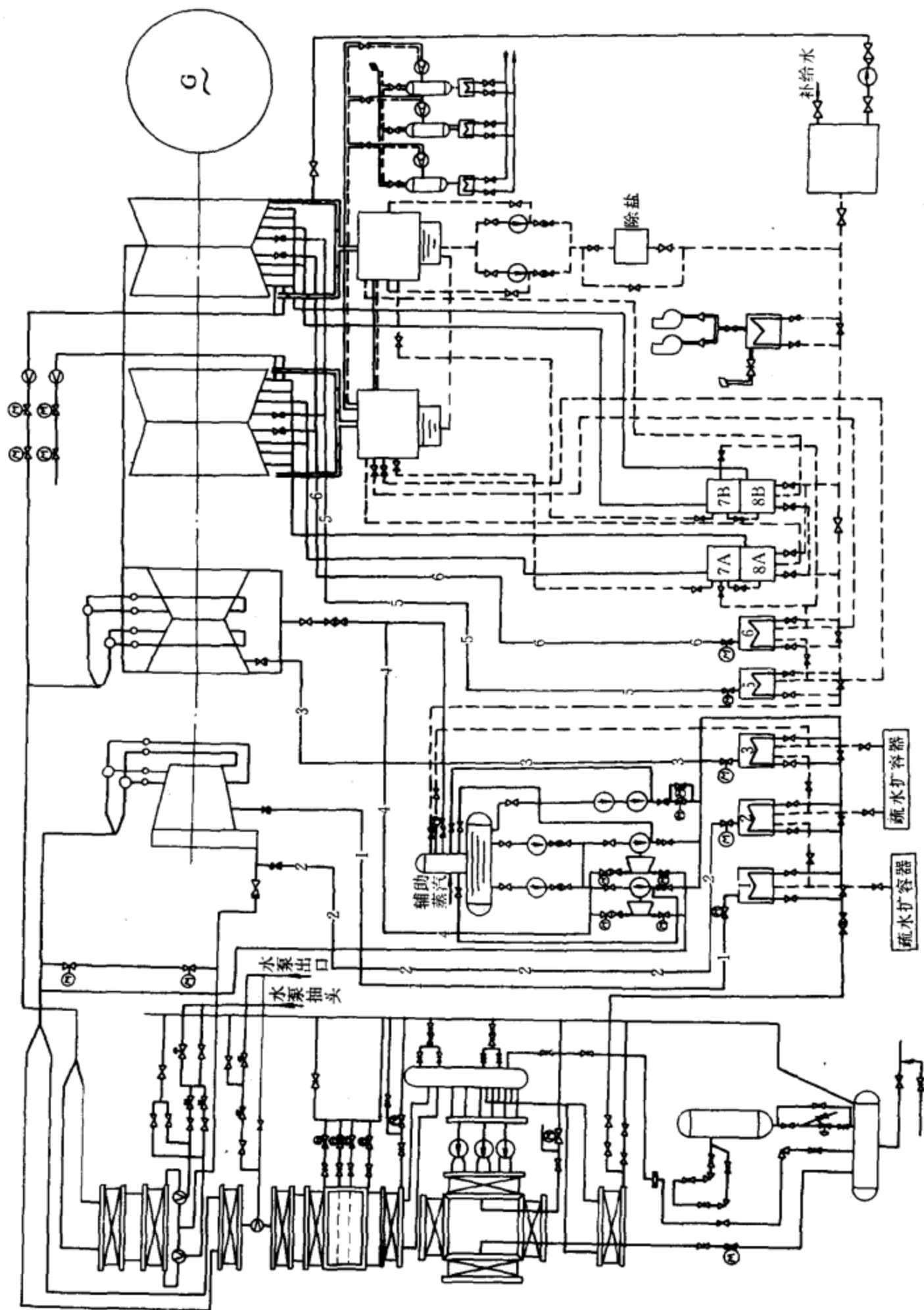


图 4-2-7 600MW 机组火力发电厂全面性热力系统

2080/18.2-M 型锅炉和额定出力为 600MW 的 N600-16.7/537/537 型汽轮机。

主蒸汽及再热蒸汽系统采用单元制连接方式。主蒸汽由 2 根外径为 489mm 的管子自过热器出口集箱处引出,然后合并成外径为 683mm 的单管,在接近汽轮机处又分成 2 根外径为 489mm 的双管,各与汽轮机的一个主汽阀相连接。2 只高压主汽阀分别布置在高压缸的两侧。主蒸汽管道上设有分管通向给水泵小汽轮机、汽轮机轴封系统和汽轮机高压旁路系统。高压缸排汽先经两根外径为 864mm 的管道,然后合并成外径为 1067mm 单根管道通向锅炉再热器,在锅炉附近又分为 2 根外径为 864mm 的管道与再热器进口集箱连接。冷再热管道上还有支管向 2 号高压加热器、辅助蒸汽系统和汽轮机轴封系统供汽。再热后的热再热蒸汽由 2 根平行的外径为 749mm 的管道引出,然后合并成外径为 959mm 的单管通向汽轮机中压缸,在汽轮机入口处又分成 2 根外径为 749mm 的管道,分别与 2 只中压主汽阀连接。中压缸排汽通过低压连通导管通向 2 只双流低压缸。低压缸排汽排入凝汽器。

该机组采用 8 级回热系统,3 级高压加热器、1 级除氧器和 4 级低压加热器。1 号和 2 号高压加热器分别由高压缸抽汽和高压缸排汽供汽。3 号高压加热器和除氧器分别由中压缸抽汽和中压缸排汽供汽。5、6、7、8 号低压加热器均由低压缸抽汽供汽。在凝汽器和 8 号低压加热器之间还有 1 台轴封加热器。7 号和 8 号低压加热为分隔型同壳体结构,装于凝汽器喉部。7 号和 8 号加热器为双列,其他均为单列。

除氧器采用滑压运行方式。额定工况时除氧器工作压力为 0.76MPa,温度为 168℃,流量为 1815t/h。除氧器水箱容积为 160m³。除氧器加热汽源由第 4 段抽汽供给,在启动和低负荷时由辅助蒸汽系统供汽。

正常工况下所有加热器疏水均是逐级自流。除正常疏水外,另设事故疏水管,经疏水扩容器排入凝

汽器。

凝汽器热井的凝结水由凝结水泵升压,通过除盐装置、轴封加热器、低压加热器、除氧器到达除氧水箱。凝结水泵为 2 台全容量立式电动泵,1 台运行,1 台备用。凝结水贮水箱作为凝结水系统补水和启动时注水用,也作回收热井放水用。贮水箱的补水由化学水处理系统提供。

给水系统将给水从除氧器水箱通过前置泵、给水泵送经 3 级高压加热器,最后输送到锅炉省煤器进口。额定工况下的最终给水温度为 272.5℃。采用 2 台 50% 容量的汽动主给水泵和 1 台 30% 容量的电动备用给水泵。主给水泵的前置泵由电动机单独驱动,电动备用给水泵前置泵与电动泵由同一电动机驱动。2 台汽动给水泵和 1 台电动给水泵与给水母管并联。电动给水泵和汽动给水泵可单独运行,也可以并联运行。电动给水泵通常在启动或低负荷工况时使用,该泵也作为备用泵用。驱动主给水泵的小汽轮机由 2 个汽源供汽,采用自动内切换。低压汽源来自主汽轮机中压缸排汽,高压汽源来自主蒸汽母管。当主汽轮机定压运行时,负荷降至 35%~40% 额定值时,低压汽源自动切换到高压汽源。

每台给水泵均有最小流量再循环管,管上设有控制阀控制流量。当低负荷运行给水流量减少到一定值时,将一部分流量返回除氧器水箱,保证泵内有所需的最小流量通过,不致引起汽化,避免发生故障。

汽轮机真空系统装有 3 台 2BEI-353 型旋转式水环密封真空泵。正常运行时 2 台运行,1 台备用。

锅炉配有连续排污扩容器和定期排污扩容器各 1 台。正常运行时连续排污量按锅炉给水量 2% 考虑。定期排污扩容器按排污率 3% 设计。汽轮机及有关管道疏水经节流孔板、疏水扩容器流入凝汽器。

机组配有高、低压 2 级串联的汽轮机旁路系统。旁路系统容量为 30%。经高、低压旁路减压减温后蒸汽压力为 0.59MPa、温度为 158℃。该蒸汽再分成 2 路经置于凝汽器喉部的第 3 级减压减温后进入凝汽器。

第二节 主蒸汽和再热蒸汽管道系统^[1~3]

锅炉与汽轮机之间的蒸汽管道及通往各用汽处的支管,通称为主蒸汽管道系统。对于再热机组,还包括再热蒸汽管道系统。大型火力发电厂的主蒸汽和再热蒸汽管道输送的工质流量大、参数高,所以对

管道的金属材料要求很高,对电厂运行的安全性和经济性影响也很大。一个最佳的管道系统方案可以通过改变主管道的连接点和改变管道部件的布置来确定。管道系统的设计应根据总布置图充分考

虑局部条件和各种连接的可能性。此外,还必须考虑机组起停、备用设备的管道、安全保护装置等。管道系统的设计除了必须符合和满足热力系统中的各项给定条件和运行要求外,还应考虑:系统简单、安全、可靠;运行方便,便于切换;安装维修方便;投资和运行费用节省。

一、系统功能

主蒸汽管道系统的主要功能是:将高压高温的蒸汽从锅炉过热器出口输送到汽轮机高压缸的主汽门,它还为汽轮机轴封提供高压汽源,和为驱动给水泵的小汽轮机提供高压蒸汽汽源。

再热蒸汽管道系统的主要功能是:从汽轮机高压缸排汽口将冷再热蒸汽(高压缸排汽)输送到锅炉再热器进口,和从再热器出口将热再热蒸汽送到汽轮机中压缸进口的再热汽门。它还可向高压加热器提供加热蒸汽,和为辅助蒸汽系统提供蒸汽。

二、主蒸汽管道系统的种类

常用的主蒸汽管道系统有以下几种:

(一) 集中母管制系统

集中母管制系统是将全厂数台锅炉产生的蒸汽引往1根蒸汽母管,再由该母管引往各台汽轮机和用汽处,如图4-2-8所示。它的主要优点是系统中的各个汽源可以互相协调,其缺点是当与母管相连的任一阀门发生故障时,全部机组必须停止运行,严重影响全厂工作的可靠性。为此,一般用阀门将母管分隔成2个以上区段,以便母管分段检修。此外,该系统管道较复杂,相应投资也较大。这种系统过去在低参数小容量机组上得到广泛采用,目前大型机组上已不再采用。

(二) 切换母管制系统

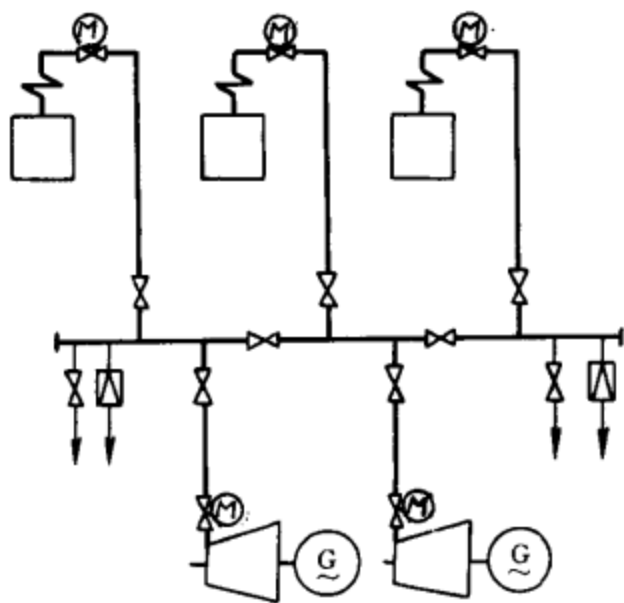


图 4-2-8 集中母管制主蒸汽管道系统

这种系统是将每台锅炉与其相对应的汽轮机组成一个单元,各单元之间有母管相连接。这样,机炉既可按单元运行,也可切换到蒸汽母管上由相邻锅炉供汽。运行方式的切换可通过单元与母管相连接的阀门来实现。如图4-2-9所示。

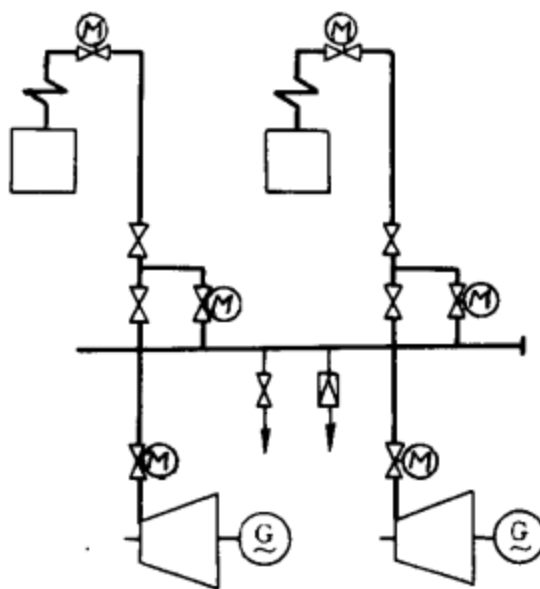


图 4-2-9 切换母管制主蒸汽管道系统

这种系统的主要优点是:既有足够的运行可靠性,又有一定的运行灵活性,并可充分利用锅炉的蒸汽裕量和进行各锅炉之间的最佳负荷分配。其主要缺点是系统复杂、阀门多、投资大、事故可能性比单元制要大。当蒸汽参数不太高,机炉容量不完全配合,管道系统投资不太高时,其缺点尚不突出。所以,中参数机组或供热式机组的发电厂中被广泛应用。切换母管的管径按通过一台锅炉的最大蒸发量来选择。正常运行时,切换母管应处于热备用状态。

(三) 单元制系统

这种系统是将每台锅炉直接向所匹配的1台汽轮机供汽,组成1个单元。各单元之间没有横向联系的母管,各单元需用主蒸汽的各辅助设备的用汽支管与各自单元的蒸汽母管相连,如图4-2-10所示。

这种系统的优点是:系统简单、管道短,阀门等附件少,不仅可以节省大量的高压高温管道和阀门等附件及其相应的保温材料和支吊架,降低投资;而且也有利于蒸汽管道本身的运行安全可靠性的提高。单元制系统的缺点是:当任何一台主要设备发生故障时,整个单元都要被迫停止运行,运行灵活性差;而且机炉必须同时安排检修,在负荷变动时,对锅炉燃烧控制的要求很高。

现代高参数大容量机组的主蒸汽管道必须采用昂贵的合金钢管,这样,单元制系统的优点就显得极