

第十章 给水加热设备

编写单位 上海电站辅机厂
编写人 毛申允 许天民
主审人 周锡生

常用符号表

A ——传热面积(m^2)	N_b ——导热板数
a ——长度(mm)	N_d ——管排数
b ——长度(mm)	n ——传热管数量
C_h ——常数	P_B ——比例带(%)
c_1 ——流速(m/s)	P_r ——普朗特数
附加壁厚(mm)	p ——压力(MPa)
c_p ——比定压热容[J/(kg·℃)]	Q ——换热量(W)
D ——直径(mm)	作用力(N)
d_e ——当量直径(m)	q_m ——流量(kg/h)
d_i ——传热管内径(m)	R ——热阻($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
d_r ——传热管外径(m)	Re ——雷诺数
E ——弹性模量(Pa)	R_i ——封头内半径(m)
F ——安全系数	R_m ——中半径(cm)
设计系数	系数
F_R ——最大径向合力(N)	r ——弯曲半径(m)
f_1 ——振动频率(Hz)	r_o ——外半径(cm)
系数	S ——传热管壁厚(m)
f_2 ——系数	管板厚度(m)
f_H ——系数	壳体厚度(m)
f_n ——固有频率(Hz)	St ——斯特罗哈数
G ——质量流速[kg/($m^2 \cdot s$)]	T ——传热管节距(mm)
h ——焓(J/kg)	T_h ——传热管横向管中心距(m)
高度、长度(mm、m)	TTD——给水端差(℃)
I_c ——纵向截面惯性矩(mm^4)	t ——温度(℃)
K ——传热系数[W/($m^2 \cdot ^\circ C$)]	V ——容积(m^3)
特征系数	v ——比体积(m^3/kg)
比例系数	W ——抗弯截面模量(mm^3)
L, l ——长度(m)	Z ——形状系数
L_∞ ——跨度(m)	Z_c ——纵向断面形心矩(mm)
L_l ——传热管纵向管中心距(m)	α ——表面传热系数, [W/($m^2 \cdot ^\circ C$)];
l ——传热管直段长度(m)	角度
M ——弯矩(N·cm)	系数
系数	β ——系数
M_c ——最大周向合力矩(N·m)	γ ——系数
M_L ——最大纵向合力矩(N·m)	Δ ——系数
m_e, m_i, m_r, m_t ——单位质量(kg/m)	Δp ——压差(MPa)
N ——法向反力(N)	δ ——对数衰减率
流程数	$\delta_{i.w}$ ——给水端差(℃)
	λ ——热导率[W/($m \cdot ^\circ C$)]

ν ——运动粘度(m^2/s)
 μ ——动力粘度($\text{MPa}\cdot\text{s}$)
 ξ ——阻力系数
 ρ ——密度(kg/m^3)
摩擦角
 σ ——挤压应力(MPa)

σ_m ——弯曲应力(MPa)
[σ]——许用应力(MPa)
 Σ ——系数
 τ ——切应力(MPa)
 φ ——焊缝成形系数
 φ_{\min} ——最小开孔减弱系数

一、加热器的工作原理

给水加热器是电厂回热系统的重要辅机之一，它是一种利用汽轮机抽汽加热给水以提高热效率的换热设备。

表面式给水加热器的特点是加热工质(汽轮机的抽汽)与被加热工质(锅炉给水)相互不混合,通过管壁来传递热量。电厂用表面式给水加热器的型式如图 4-10-1。传热管内是给水,传热管外是蒸汽。蒸汽在加热器里放出热量并凝结成疏水,由疏水口排出。由于加热蒸汽通常都具有一定的过热度,为使给水温度达到所期望的值,同时加热面积尽可能的少,可设置一个过热蒸汽冷却段(DSZ),以充分利用抽汽的过热度。蒸汽由汽相变为饱和水,同时放出汽化潜热的过程是在凝结段(CZ)里完成的。这是给水加热器的主要换热区段,管内给水大部分的焓升是由这一区段提供的。因此,具有凝结段的加热器是电厂用给水加热器的最基本型式。

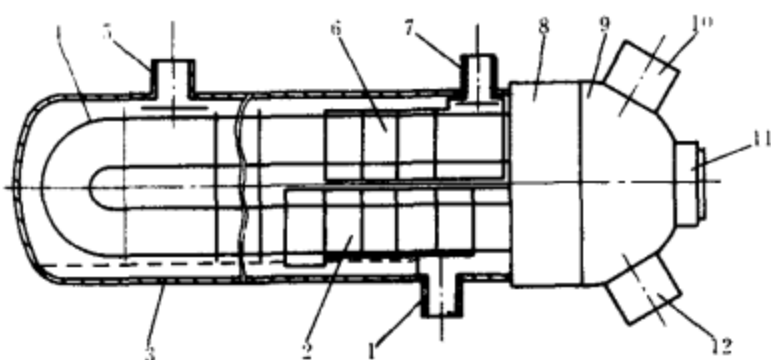


图 4-10-1 给水加热器

- 1—疏水出口 2—疏水冷却段 3—壳体 4—传热管
5—上级疏水进口 6—过热蒸汽冷却段 7—蒸汽进口
8—管板 9—水室 10—给水出口
11—人孔 12—给水进口

为进一步降低热耗并使疏水安全、顺利地排入下一级低压容器,有的加热器还设置疏水冷却段(SCZ),使饱和疏水在这一区段里进一步放出热量,以过冷水排出。图 4-10-1 是典型的 3 段卧式给水加热器。另外,根据需要还有 1 段(纯凝结段)或 2 段(凝结段加过热蒸汽冷却段或疏水冷却段)布置的加热器。

二、加热器对机组经济性的影响

现代大型火电机组的回热系统运行优劣将直接影响到机组的效率。理论上说,回热抽汽级数越多,

则发电机组热经济性越好,但设备的投资要增加,系统也随之变得复杂。给水加热器的设置是根据等焓分配原则结合电厂投资成本综合技术经济分析比较确定的,因而具有最佳经济性。实践证明,在一台机组中如果所有高压加热器不投运,将使机组净热耗增加,煤耗增加,出力减少,例如 300MW 机组如果高压加热器不投运,将使净热耗增加 $335\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,煤耗增加约 $11\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,出力降为 280MW 左右。并且将迫使锅炉燃烧部分受热面在不正常工况下运行,过热器超温,设备故障率上升。

一台正在运行的加热器,其性能参数的变化同样地将直接影响机组的经济性。如:一台大型机组的全部高压加热器端差降低 1°C ,会使机组热耗减少约 0.06%;而水侧压降超过限定值太多,将使给水泵功耗增加。

三、加热器的主要性能和技术指标

(一) 给水端差(TTD)

加热器进口抽汽压力下的饱和温度与给水出口温度之差就是给水端差。由于蒸汽从汽轮机抽出口到加热器进口有一段管道阻力损失(包括阀门),所以,考查给水端差应以加热器蒸汽进口处的压力为准。但是该处的压力并不总是能够准确预计的,因此,进行回热系统热平衡计算时往往是把抽汽点压力减去设定的百分比(例如 6%),作为加热器的进汽压力。

既然给水端差是以进汽压力下的饱和温度作为被减数,显然,当进汽具有相当过热度时,给水端差就有可能是负值。给水端差值越小,加热器的热经济性越高,但加热面积相应增加。通常情况下,当给水端差要求小于或等于 1.1°C 时,应设置过热蒸汽冷却段。

给水端差值由回热系统最佳经济比较计算给出。

(二) 疏水端差(DCA)

离开加热器壳体的疏水温度与管侧给水进口温度之差就是疏水端差。蒸汽在壳侧凝结成疏水时呈饱和水状态,如果本体不设置疏水冷却段,则饱和疏水被直接排出,这时的疏水温度即为壳侧压力下的饱和温度。具有外置式疏水冷却器的加热器组,应以该疏水冷却器的疏水端差作为加热器组的疏水端

差。由于饱和水在流出加热器到下一级较低压力的容器过程中会因管道压降而汽化,从而产生两相流动,使疏水发生困难并造成对设备、管道的损害。因此,现代大型机组的给水加热器普遍设置疏水冷却段(器)以提高安全可靠。

在加热器本体内设置内置式疏水冷却段的加热器,疏水端差可以达到 5.6°C 。如果要求疏水端差进一步减小,则应采用外置式疏水冷却器。

(三) 管侧压降

介质流经传热管内的摩擦损失(包括进、出水室的压力损失)就是管侧压降。由于管侧压降太大会加重给水泵的功耗,所以在计算时应留有安全裕度。考虑了安全裕度后的加热器组的总压降应不大于有关规范提出的规定值。

(四) 壳侧压降

介质流经加热器壳侧的压力损失(不包括静压损失)就是壳侧压降。

在设计运行工况时通过加热器壳侧的压力损失限定如下:

(1) 总压力损失不超过加热器级间压差的30%;

(2) 任何一个段内的压力损失不超过 34.47kPa ;

(3) 当管道压力损失和静压头占加热器级间压差的很大一部分时,有可能造成疏水不畅。所以用户必须规定低于上述(1)和(2)所指定的压力损失。

另外应当指出,我们不可能对机组运行的每一个工况下的加热器性能都给于正确的预计,因此,验证加热器的热力性能应在机组达到或基本接近额定负荷时进行。

(五) 其他

加热器运行性能的优劣是由许多因素构成的,除了上述各项热力性能外,还有诸如:加热面积、投运率、堵管率等。不过这些项目与设备系统要求、使用、保养等有着很大关系,不能简单地以某一项作判定指标。

1. 加热面积

在加热器中直接参加热交换的总传热管有效外表面积即为有效加热面积。加热器内还包括如下一些其他面积:(1)管板内的管子表面积;(2)立式加热器中被水浸没的管子表面积;(3)其他不参加热交换的无效面积。这些面积除(1)外可以作为总面积的一部分,但由于它们不参加热交换,因此不应作为有效

加热面积。

把同样流量的工质加热到预定的温度,所需的加热面积越少,加热器的设计就越先进。不过有的加热器往往留有一定的面积富裕量,以便在其他一台(或一系列)加热器解列的情况下,其能承担比正常工况更高的负荷。

2. 投运率

机组经72h连续试运行后,停机消除缺陷。再经24h试运行后正式开始运行起,在一年内加热器可以投运的小时数与机组实际运行的小时数之比就是加热器年投运率,见下式:

$$\text{年投运率} = \frac{\text{机组运行小时数} - \text{加热器事故检修小时数}}{\text{机组运行小时数}} \times 100\%$$

对高压加热器年投运率的要求参照JB/T56128《高压加热器产品质量分等》标准。

对低压加热器年投运率的要求参照JB/T56133《汽轮机低压给水加热器产品质量分等》标准。

在各种加热器中高压加热器的运行条件最为恶劣,它处于给水泵和锅炉之间,承受着高温高压的长期考验。在高参数大容量机组中,高压加热器投运与否直接影响电厂的效益,所以,目前各电厂都把高压加热器的投运率作为机组重要的考核指标之一。但是,高压加热器能否安全、稳定运行,不仅与高压加热器本体的设计和制造质量有关,它还取决于正确的使用方式,所配阀门、管道系统、控制仪表的正常工作及维护保养等因素。

3. 堵管率

被堵的传热管与总传热管数的百分比称为堵管率。加热器在运行过程中如果发现管子泄漏而又不能修复时,往往采用堵管的办法(带大法兰的低压加热器中虽然可以拆去壳体进行换管,但当少量管子泄漏时,往往也采用临时堵管的办法,以期能尽快恢复运行)。这样,有效传热面积就会降低,管子总流通截面就会减少,水阻增加,当堵管数目增加到一定程度就会明显影响加热器的性能,降低机组热效率,甚至影响机组的正常安全运行。据研究,当堵管数达到总管数的15%时,会使给水端差明显上升,给水阻力大幅度增加,此时应调换管束或更新加热器。我国目前对传热管泄漏数的考核规定按JB/T56128《高压加热器产品质量分等》及JB/T56133《汽轮机低压给水加热器产品质量分等》执行。

4. 单位质量

加热器本体总质量与加热器传热面积的比值。

即单位传热面积的本身质量,称为单位质量(kg/m²)。前述各指标并没有表明加热器本体设计的先进性,因而国外近年引入单位质量这一概念,以显示本体结构的简洁轻巧与否(当然这一指标在一定程度上与加热器的管侧、壳侧的设计压力、温度有关)。按这一指标计算,我国125MW机组高压加热器的单位质量约为57.5kg/m²,200MW机组的高压加热器约为49kg/m²,300MW机组的高压加热器约为77.8kg/m²,300MW机组的引进型高压加热器约为37.1kg/m²,600MW机组的高压加热器约为45.5kg/m²。

5. 单位传热面积

传热面积与流经加热器的给水总能量的增量之

比,即单位能量增量的传热面积,称为单位传热面积(m²/kJ)。这一指标可以反映出加热器热力设计的先进性。按这一指标计算,我国125MW机组高压加热器的单位传热面积约为6.96×10⁻⁶m²/kJ,200MW机组高压加热器的单位传热面积约为7.159×10⁻⁶m²/kJ,300MW机组的引进型高压加热器约为6.789×10⁻⁶m²/kJ,600MW机组的高压加热器为5.347×10⁻⁶m²/kJ。这一指标还应与给水端差和疏水端差结合起来考核,一般来讲,给水端差和疏水端差越小,这一指标越大。

四、加热器的技术参数

给水加热器的主要技术参数见表4-10-1。

在加热器设计以前,用户必须与设计单位充分

表 4-10-1 加热器主要技术参数

机组类别	高压 加 热 器					低 压 加 热 器				
	管 侧		壳 侧		给水流量	管 侧		壳 侧		给水流量
	工作压力 (MPa)	工作温度 (℃)	工作压力 (MPa)	工作温度 (℃)	(t/h)	工作压力 (MPa)	工作温度 (℃)	工作压力 (MPa)	工作温度 (℃)	(t/h)
中压	≤7	≤200	≤1.6	≤350	≤250	≤0.8	≤150	≤0.25	≤150	≤220
高压	≤17.5	≤230	≤4	≤420	≤410	≤2.5	≤150	≤0.8	≤280	≤350
超高压及亚临界	≤30.5	≤300	≤8	≤475	≤3600	≤4.5	≤150	≤1	≤350	≤2800
超临界	≤40	≤350	≤10	≤500	>1500	≤4.5	≤150	≤1	≤400	>1000

协商并提出详尽的技术要求、规范,并确定必要的技术数据。最低限度的数据按下述内容逐条填写以供设计。

1. 形式(或级数)

安装形式:卧式、正立式、倒立式

布置形式:单列或多列

空间极限:总长度或总长度加上检修所需的空地

2. 管侧技术参数

给水流量(kg/h)

给水端差(℃)

给水进口温度(℃)

给水进口焓(kJ/kg)

给水出口温度(℃)

给水出口焓(kJ/kg)

在某温度(℃)时给水最大流速(m/s)

给水最大压力损失(MPa)

给水的接管尺寸(内径)(mm)

设计压力(表压)(MPa)

设计温度(℃)

运行压力(绝对)(MPa)

3. 管子材料

4. 壳侧技术参数

抽汽量(kg/h)

蒸汽绝对压力(MPa)

蒸汽温度(℃)

蒸汽焓(kJ/kg)

蒸汽饱和温度(℃)

其他来源的蒸汽或疏水:

汽源

流量(kg/h)

压力(绝对)(MPa)

温度(℃)

焓(kJ/kg)

进入的疏水:

疏水源[⊙]

流量(kg/h)

⊙ 如进入的疏水源不止一个,则对每个疏水源的工况应分别加以说明。

- 温度(℃)
- 焓(kJ/kg)
- 排出的疏水:
- 疏水排放处的绝对压力(MPa)
- 流量(kg/h)
- 温度(℃)
- 焓(kJ/kg)
- 疏水端差(℃)
- 压力损失(MPa)
- 过热蒸汽冷却段的最大压力损失(MPa)
- 疏水冷却段(器)的最大压力损失(MPa)
- 设计压力(表压)(MPa)
- 设计温度(℃)
- 5. 超负荷和非正常工况下的技术参数
- 这是指不符合设计工况而引起蒸汽、疏水或给水流量增加的运行工况, 应提供下列数据:
- 运行方式
- 给水进口运行温度(℃)
- 给水运行压力(绝对)(MPa)
- 给水流量(kg/h)
- 抽汽温度(℃)
- 抽汽焓(kJ/kg)
- 抽汽压力(绝对)(MPa)
- 进口疏水流量(kg/h)
- 进口疏水焓(kJ/kg)
- 超负荷运行时压力损失(MPa)
- 过热蒸汽冷却段最大压力损失(MPa)
- 疏水冷却段最大压力损失(MPa)
- 管侧最大压力损失(MPa)
- 6. 壳侧安全阀出口接管处最大背压(表压)(MPa)
- 7. 除氧器运行压力(绝对)(MPa)
- 除氧器上的高压加热器疏水进口标高(m)
- 加热器标高(m)
- 8. 凝汽器运行压力(绝对)(MPa)
- 凝汽器上的低压加热器疏水进口标高(m)

第二节 给水加热器的种类、形式和构造

一、加热器的分类

给水加热器布置在凝结水泵到锅炉之间, 其中低压加热器布置在凝结泵到除氧器之间, 担负的任务是利用汽轮机低压缸抽汽来加热凝结水。高压加热器布置在给水泵到锅炉之间, 利用汽轮机高中压

缸的抽汽加热给水。此外, 有的机组还在前置给水泵与高压给水泵之间配置中压加热器, 但目前国内外很少采用。图 4-10-2 为国产 300MW 机组回热系统高低压加热器布置图。

加热器的形式种类很多, 表 4-10-2 列出了加热

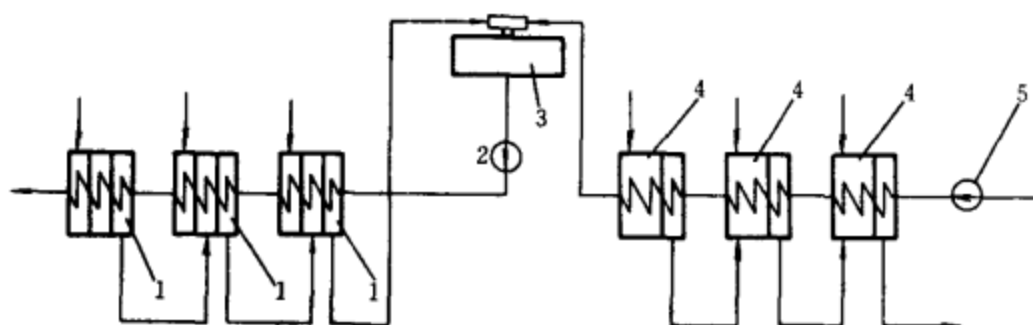


图 4-10-2 给水加热器系统布置

1—高压加热器 2—给水泵 3—除氧器 4—低压加热器 5—凝结水泵

表 4-10-2 加热器的分类

分类	种类	优点	缺点
按布置形式	立式		
	顺置 (见图 4-10-12)	结构简单, 疏水容积较大, 占地较小	传热管内积水无法排去, 抽芯不方便
	倒置 (见图 4-10-14)	结构简单, 布置合理, 占地小, 维修方便	疏水容积较小, 水位控制较困难

(续)

分类	种类	优点	缺点		
按布置形式	卧式 (见图 4-10-1)	结构简单, 布置合理, 维修方便, 疏水容积大	占地大, 水位控制要求高		
按结构形式	密封形式	法兰螺栓密封 (见图 4-10-4)	小开口	结构紧凑, 体积小	用于高压时, 密封效果较差
			大开口	检修空间大, 制造方便	拆卸不方便, 密封效果差
		压力自密封 (见图 4-10-5、6)	小开口	结构紧凑, 密封效果好, 拆装方便	人员进出较不方便
			大开口	检修空间大, 密封效果较好	体积大, 成本高, 仅适用于立式顺置
	膜板密封 (见图 4-10-7)	密封效果好, 结构简单	拆卸不方便		
	传热管形式	螺旋管 (见图 4-10-15)	省去了高压水室和管板, 能够承受较大的温度变化率	体积大, 热效率低, 焊口易漏	
		蛇形管 (见图 4-10-16)			
		直管 (见图 4-10-3)	结构简单, 装配方便	需考虑传热管的自由膨胀问题	
U形管 (见图 4-10-1)		结构紧凑, 布置合理, 传热管可以自由膨胀	管子管板焊口要求高, 需严格控制温度变化率		

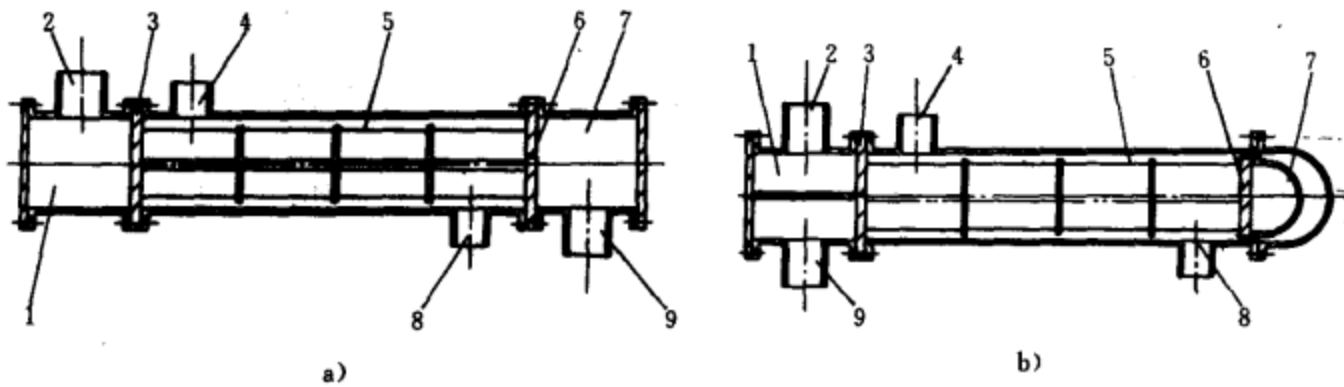


图 4-10-3 直管加热器

a) 固定管板式 b) 直管浮子式

1—水室 2—给水出口管 3—管板 4—蒸汽进口管 5—管束 6—后管板 7—后水室 8—疏水出口 9—给水进口

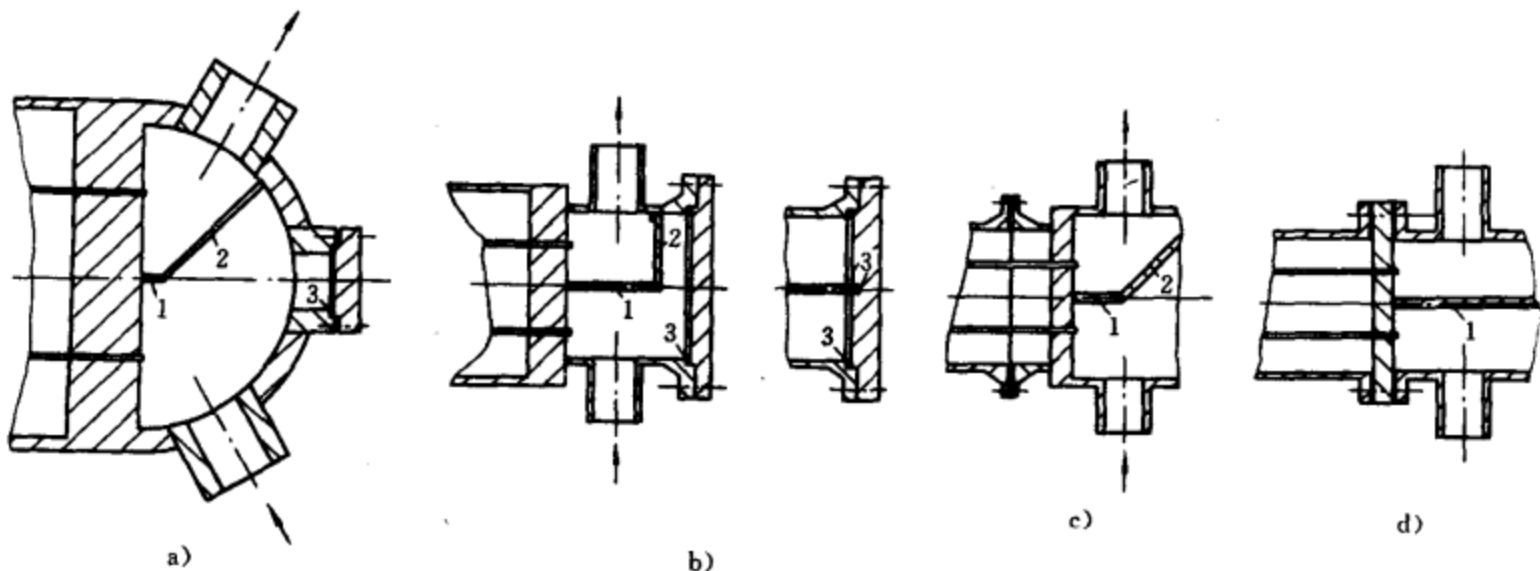


图 4-10-4 法兰螺栓密封形式

a) 半球型小开口形式 b) 圆柱形大开口形式 c) 壳体法兰和水室斜隔板形式 d) 壳体、管板和水室组合法兰形式

1—水室分隔板 2—盖板 3—垫片

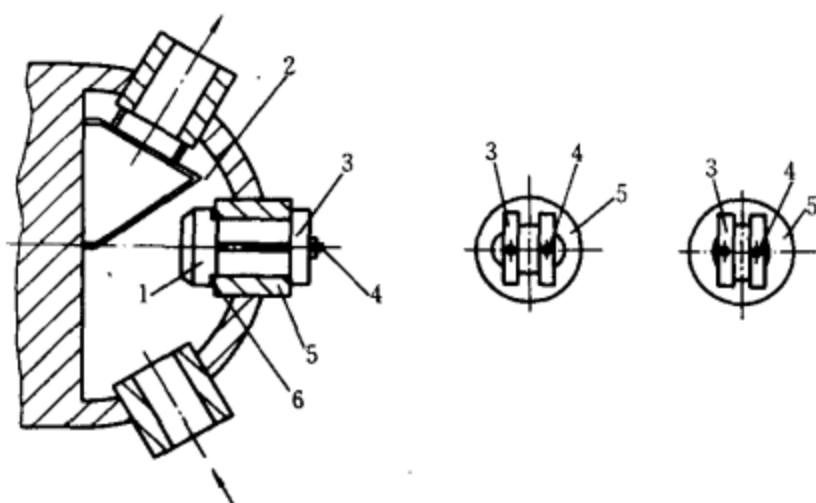


图 4-10-5 小开口自密封装置
1—人孔盖 2—水室 3—压板
4—螺栓 5—人孔座 6—密封垫片

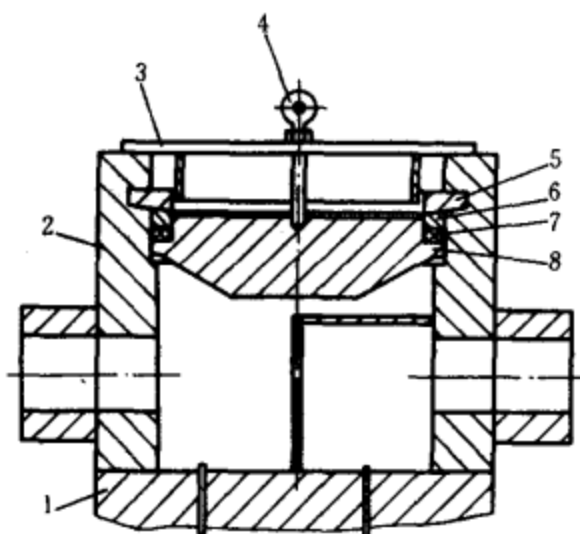


图 4-10-6 大开口自密封装置
1—管板 2—水室筒体 3—支承盖板 4—吊紧螺栓
5—四合环 6—均压圈 7—密封垫片 8—密封座

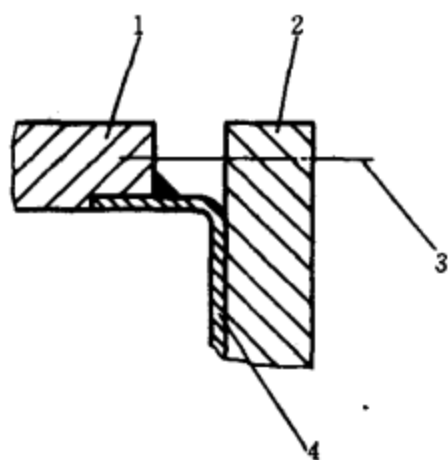


图 4-10-7 膜板密封装置
1—水室筒体 2—水室盖 3—螺栓 4—膜板

器不同形式的优缺点。

二、加热器的结构

(一) 水室结构

除了螺旋管式加热器的水室由给水集箱取代

外,其他加热器都具有水室。水室结构可以分为圆柱形和半球形 2 大类。水室结构与其所采用的水室密封形式有关,根据不同的要求,可以组合成许多种类,主要有:图 4-10-4b 的圆柱形大开口螺栓法兰密封的水室,图 4-10-6 的圆柱形大开口压力自密封水室,另外,还有圆柱形小开口压力自密封(或螺栓法兰密封)水室(见图 4-10-12),而半球形水室一般都采用小开口结构。

1. 水室

从便于维修的角度上讲,圆柱形水室是较为理想的形式。它的给水管垂直于(或平行于)地面,便于电厂的系统布置。但这种形式耗用材料较多,造价高。半球形水室体积小,耗用材料省,加工方便,在加热器制造质量普遍提高的前提下,这是较为理想的水室结构。圆柱形小开口水室则采用了前 2 种形式的结合,使水室具有较大的空间。低压加热器通常都采用圆柱形水室结合大法兰密封以期获得更方便的检修条件。此外,还有如图 4-10-4d 的管板法兰螺栓密封的水室,这种水室可随法兰一起拆卸,还能将管板、管束抽出,使检修、换管更为方便。

2. 水室分隔板

直管式单流程加热器的水室内部无水室分隔板,而多流程直管和 U 形管加热器都需布置水室分隔板。水室分隔板应该包住给水出口侧的管口,这样的好处是使水室大部分构件,特别是密封盖组件接触较低温度的介质,同时,由于给水流经管束后会产生压降,从而使水室分隔板内的压力小于分隔板外的压力,这有利于水室分隔板组件中的盖板和垫圈的密封。图 4-10-4b 右面所示的水室分隔板结构省去了盖板,利用水室大法兰作密封,在法兰中部加装垫圈,使整体结构简化。但水室通道之间容易泄漏。且检修空间较小。图 4-10-4a 结构简单易于安装,而图 4-10-4c 由于采用了斜向盖板而使检修大为方便,盖板的倾斜角度应能使给水顺利地折向出口管道而不致产生较大的阻力损失。采用小开口人孔结构的加热器应考虑把盖板分成几块,这样拆下的盖板可以通过人孔取出,为使拆装方便,一般每块盖板质量不宜超过 25kg。为了保证密封,有的采用全封闭焊,将盖板焊死。这样每次检修必须进行火焰切割,因而维修频繁的加热器不适用。

高压加热器的管板、水室、筒体一般都较厚,水室分隔板在与管板、水室焊接时易受焊接热应力作用而拉裂。并且,在管板与水室的焊接环缝上再加上

隔板焊缝,会产生 x 、 y 、 z 三个方向的焊接应力敏感区。避免的方法是如图4-10-5所示,将水室分隔板组件制成半圆锥形或半球形,其底面与管板密封焊接,在水室分隔板组件与给水出口管之间用一个过渡衬圈连接。通常这种结构需先装水室分隔板组,然后装水室,最后加接过渡衬圈,因而具有一定的装配难度。

在低压加热器中还经常采用如图4-10-4d的形式,水室分隔板固定在水室和水室封头中,在管板中部有密封垫圈,与管板法兰垫圈共同承受密封预紧力。这种结构可根据管束多流程的需要将水室分隔成2个以上的空间。

(二) 壳体内部结构

表面式加热器的壳侧内部结构有多种形式。电站用给水加热器壳侧内部蒸汽凝结段是主传热区段,同时,根据蒸汽进口参数和系统对给水端差和疏水端差的不同要求再配置过热蒸汽冷却段或疏水冷却段。

1. 纯凝结段的布置

这是一种使用最普遍的给水加热器,它内部无特别复杂的结构,适合于抽汽为饱和或微过热蒸汽的情况。这种加热器内部除了传热管和支撑隔板外一般无包壳,蒸汽在隔板的引导下逐步凝结成水并聚集在壳体底部。在进汽口设有挡汽板,以防蒸汽对传热管束的直接冲击。在底部有疏水出口以排出疏水。加热器必须维持一定的疏水水位,以防蒸汽通过疏水出口直接窜到下一级低压设备。为此,采用水封管或在疏水管道上安装疏水调节阀以控制疏水量。蒸汽在凝结成疏水的过程中,原来混和在蒸汽中的一些不凝结气体(如氧、氨、氢等)会聚集在凝结区,随着这种气体的积累,会对传热管产生腐蚀并包围在管子外壁周围而影响传热效果。因此有必要在壳体上或壳体内部设置一些排气口,以排除这些有害气体,改善传热效果。排气口的设置还具有引导蒸汽流向的作用。

2. 二段布置

根据不同的要求,可以在纯凝结段的基础上设置内置式过热蒸汽冷却段或疏水冷却段。疏水冷却段和过热蒸汽冷却段都用包壳将受热面封闭,并以导流隔板导向,使蒸汽或疏水按一定的速度和方向流经传热面。过热蒸汽冷却段的包壳应由包壳板、遮热板和进口衬套等部件组成(如图4-10-17)这样可以防止高温蒸汽对管板、壳体和进汽管座的直接冲

击,改善这些部件的工作条件。

内置式疏水冷却段根据不同的加热器布置形式,可分成全流量式和部分流量式。所谓全流量式即全部给水均通过疏水冷却段再进入凝结区段,而部分流量式即只有一部分给水通过疏水冷却段,而另一部分给水直接进入凝结段。也就是疏水冷却段将全部传热管包进去的称全流量式,只包部分传热管的称为部分流量式。

在倒置立式加热器中,疏水聚集在壳体下部,管板的上方,这可以保护管板免遭蒸汽冲击。倒置立式二段布置加热器如图4-10-8所示。图4-10-8a为过热蒸汽冷却段加凝结段,疏水被中间隔板挡在左侧给水进口区域,右侧则为过热蒸汽冷却段,这种结构的传热区段布置较合理,但疏水容积(单位高度的体积)只有其他立式加热器的一半,因而水位变化幅度较大,不便于控制。图4-10-8b为疏水冷却段加凝结段,疏水冷却段作全流量布置。疏水水位在疏水冷却段包壳上面,包壳内的疏水在隔板引导下,绕流向下,聚集在给水出口区域的凝结水可视为静止的,所以这一区域内的传热面应属无效面积。这种形式的疏水容积比前一种大一倍,因而水位较便于控制。

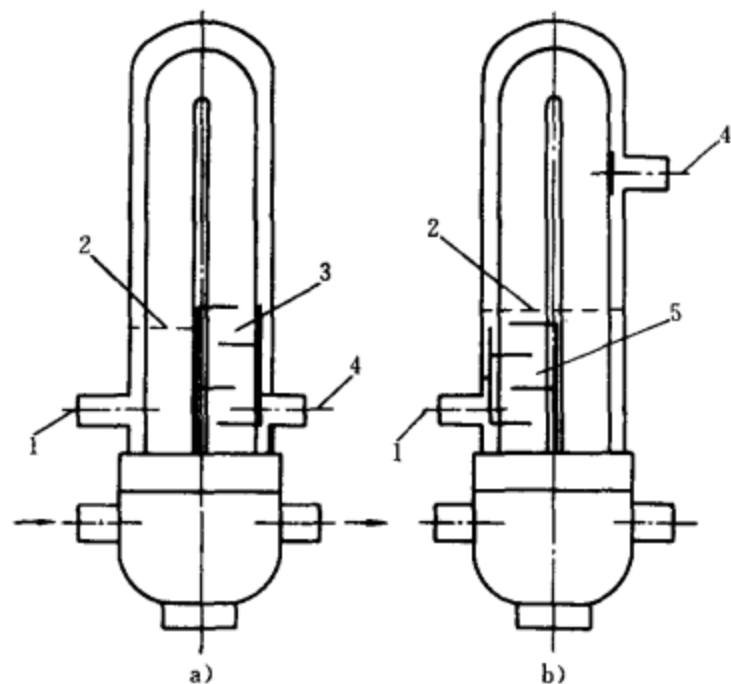


图4-10-8 倒置立式二段布置加热器

a) 过热蒸汽冷却段加凝结段 b) 疏水冷却段加凝结段

1—疏水出口 2—水位 3—过热蒸汽冷却段

4—蒸汽进口 5—疏水冷却段

卧式加热器的二段布置参见图4-10-17,图a中,蒸汽进入壳体后沿上部弓形通道进入凝结区段,冷却成凝结水滴下,聚集在壳体下部的弓形区域,疏水冷却段采用全流量,并有一个吸水口浸入疏水中,

在疏水冷却段包壳端部由一个厚隔板(称为端板)将汽水分隔开。由于蒸汽通过管子和管孔之间的间隙会因传热而凝结成水,并在此间隙中形成水膜,这种水膜的张力作用阻止了蒸汽的进一步渗入。只要间隙足够小,隔板足够厚,疏水冷却段的密封就能得到保证。一般管子与端板孔的间隙相同于管子与管板孔的间隙,端板的厚度不小于 50mm。这种形式的加热器水位允许波动范围一般较小,因为水位过高会浸没一部分传热面而影响效率;水位太低将会使疏水冷却段的吸水口露出水面,虹吸被破坏,蒸汽将大量涌入疏水冷却段。

图 4-10-17b 所示由于没有疏水冷却段,疏水从下部管道直接排出,水位控制较为方便,但疏水是饱和水,排出加热器以后容易汽化,产生二相流动。

在卧式加热器中还有一种如图 4-10-17c 的全浸没疏水冷却段布置形式。此形式是将疏水冷却段全部浸入凝结疏水之中,即水位在疏水冷却段的上方。这样可以省去疏水冷却段端板和吸水口,使疏水冷却段工作更加稳定可靠。但这种疏水冷却段一般也只能设计成部分流量的。

3. 三段布置

在一个加热器中同时具有过热蒸汽冷却段、凝结段和疏水冷却段 3 个传热区段的称三段布置加热器,它具有结构紧凑、布置合理、用料节省、系统简单的优点。

在三段式顺置立式加热器中疏水冷却段往往要布置得很长(如图 4-10-9)由于疏水在壳体的底部,给水进口区域在近管板处,这就需要用全封闭的包壳,下部插入疏水中,上部与管板封闭连接,并用一个出口衬套管将疏水引出壳体。疏水在包壳内的隔板引导下绕流向上,此谓“虹吸作用”。在不同的参数下,疏水冷却段与凝结段的面积比并不是一个定值,有时凝结段面积很大,而疏水冷却段只需很少面积即可。这样只能将疏水冷却段布置成部分流量式来保证足够的凝结段面积。因此疏水冷却段就将做得细长。此时,在计算疏水压力损失时除了疏水在包壳内流动产生的阻力损失外还要加上从疏水水位到疏水出口的静压差。如果疏水下接容器的压力过高,也就是两容器的压差过小,即会发生疏水排不出去后果。并且,在进行热力计算时,必须分别计算流经疏水冷却段和不流经疏水冷却段这两部分给水,这给正确估计传热区段内各部分传热情况及适当布置传热管孔区带来了困难。

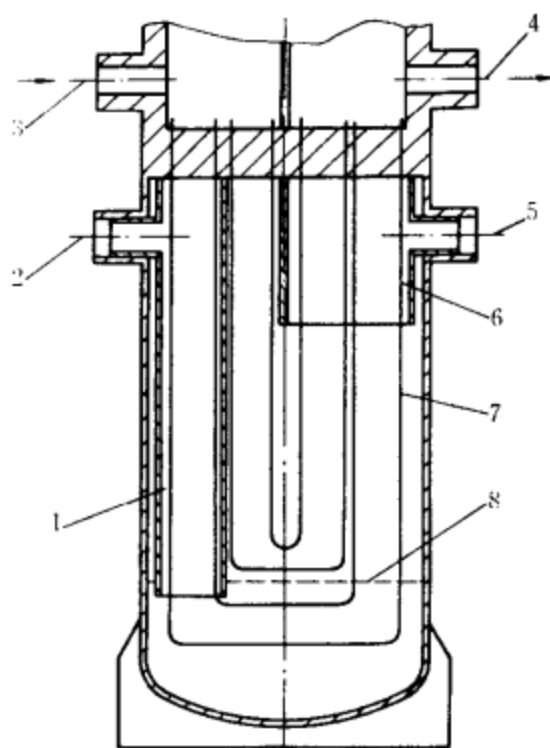


图 4-10-9 顺置立式三段布置加热器

- 1—部分流量疏水冷却段 2—疏水出口 3—给水进口
- 4—给水出口 5—蒸汽进口 6—过热蒸汽冷却段
- 7—传热管 8—水位

倒置立式三段布置加热器可参见图 4-10-14。在过热蒸汽冷却段下部留有一个区域,这是这种形式所特有的区域,因为在倒置立式三段布置加热器中,过热蒸汽冷却段的面积往往小于疏水冷却段,而过热蒸汽冷却段的蒸汽出口必须布置在疏水水位之上,以免疏水倒灌。这样,在过热蒸汽冷却段下部就会留下一段不参加换热工作的区域,通常称为“无效面积区。”为了使过热蒸汽冷却段出口处的蒸汽具有一定的过热度,这个“无效面积区”是必要的。

三段布置加热器的设计难度较高,特别是在高参数大容量机组(如 300MW 以上机组)中,由于所要求的传热管过长,给设计带来了困难,因而就有采取双列布置的,也有采用各段分开独立的形式,即采用外置式过热蒸汽冷却器及疏水冷却器。采用各段分开的形式虽然要耗用较多的材料,系统布置也较复杂,但具有较高的运行可靠性,适用于设计、运行水平较低的机组。

(三) 外置式蒸汽冷却器和疏水冷却器

在理想全流量的外置式蒸汽冷却器和疏水冷却器布置中给水顺序通过疏水冷却器、高压加热器和蒸汽冷却器。这就要求外置的蒸汽冷却器和疏水冷却器具有与加热器本体同样大小的水室部件和管板,而它们的传热面积一般都比较小,因而容器将设计得粗而短,所以全流量的外置式蒸汽冷却器或疏

水冷却器实际应用较少。更实用的布置型式是部分流量的外置式蒸汽冷却器和疏水冷却器,如图 4-10-10a。这是我国 200MW 机组采用的高压加热器系统布置形式之一,图中的高压加热器具有内置式蒸汽冷却段和凝结段二段布置,2 个节流孔板分流出部分给水流量,分别流经蒸汽冷却器和疏水冷却器。这样布置的好处是,充分利用再热以后的蒸汽的高过热度,进一步加热给水,以达到第 1 级抽汽难以加热到的给水温度。部分流量加热器的直径可以做得比较小,属于一种小型的加热器,因而其高压部件耗材较少,甚至可以做成法兰结构。图 4-10-10b 即是东方锅炉厂生产的蒸汽冷却器。

蒸汽冷却器的设计必须使汽侧出口处蒸汽保持

一定的过热度,并且应适当安排蒸汽冷却器出口与高压加热器进汽口之间的相对位置,以免湿蒸汽冲蚀管道。而疏水冷却器的疏水进口区必须仔细设计,防止饱和水在经过管道降压后汽化冲蚀传热管。高压加热器疏水出口与疏水冷却器疏水进口之间的管道宜采用不锈钢管,以防冲蚀。

采用法兰密封的外置式蒸汽冷却器和疏水冷却器水室法兰如何密封是一个重要问题,比较好的解决办法是采用全封闭式小开口人孔水室结构。不过直径小于 $\Phi 1200\text{mm}$ 时这种结构会给现场检修带来困难,若增加高度,又会增加金属耗量,这就要求提高冷却器的制造质量,尽可能降低检修次数,这在制造技术日趋成熟的今天是完全可能做到的。

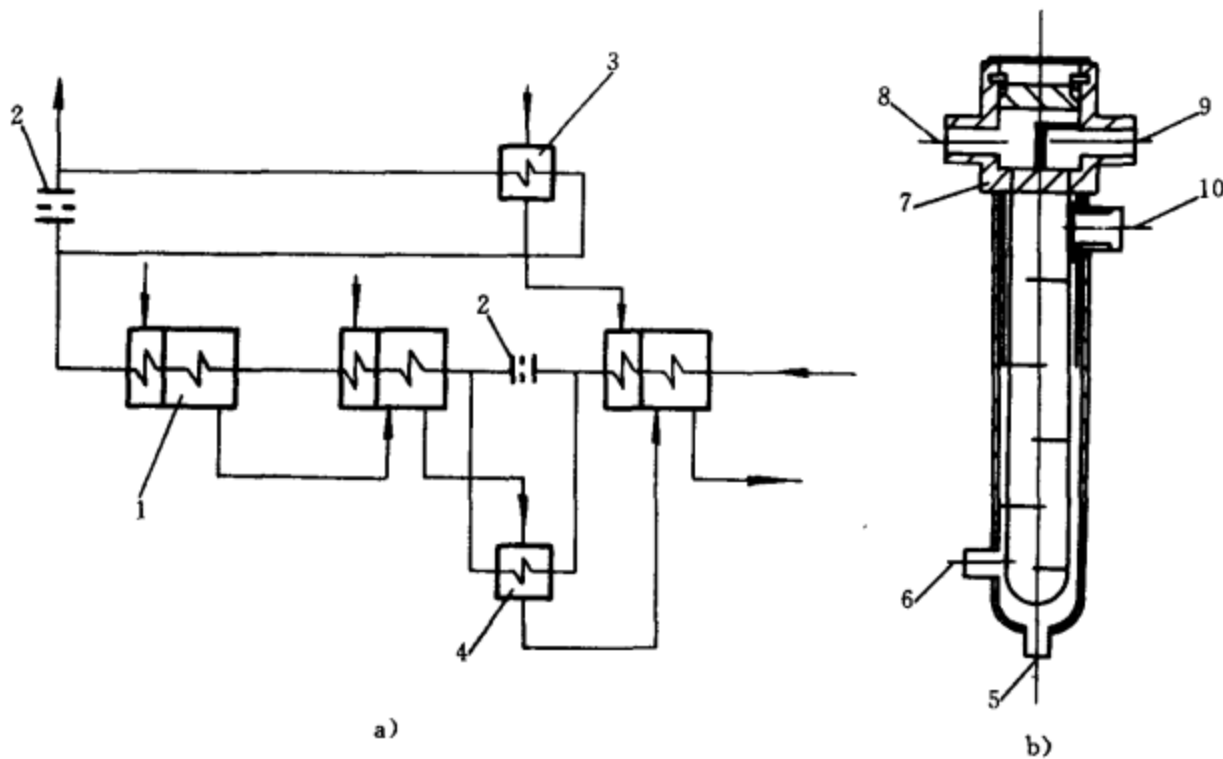


图 4-10-10 200MW 机组高压加热器系统布置及蒸汽冷却器示意图

a) 系统示意图 b) 蒸汽冷却器

1—高压加热器 2—节流孔板 3—蒸汽冷却器 4—疏水冷却器

5—备用疏水口 6—蒸汽出口 7—管板 8—给水进口 9—给水出口 10—蒸汽进口

外置式冷却器耗材多、成本高、系统复杂,检修工作量大,因此已很少采用,我国只在 200MW 机组上采用。今后的方向是发展内置式 3 段布置的加热器。

三、典型产品介绍

(一) 高压加热器

1. 50MW、125MW 机组的高压加热器结构特点

图 4-10-11 为上海电站辅机厂生产的配 50MW、125MW 机组的高压加热器。采用 U 形管顺置立式布置,大开口自密封圆柱型水室。在给水进入 U 形管处设置整流板,减轻进口区管壁冲蚀。传热区段采

用全流量过热蒸汽冷却段、凝结段和部分流量疏水冷却段三段布置(也有采用过热蒸汽冷却段加凝结段二段布置的)。该加热器具有结构紧凑、维修方便和热效率高的优点。

传热管采用 $\Phi 16\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 碳钢管,传热面积 $350 \sim 490\text{m}^2$,单只质量 $18 \sim 27\text{t}$ 。

2. 200MW 机组的高压加热器结构特点

图 4-10-12 为哈尔滨锅炉厂生产的配 200MW 机组的高压加热器。采用 U 形管顺置立式布置,小开口自密封圆柱形加椭圆形封头的水室,给水进口区段设置整流板。传热区段为过热蒸汽冷却段加凝

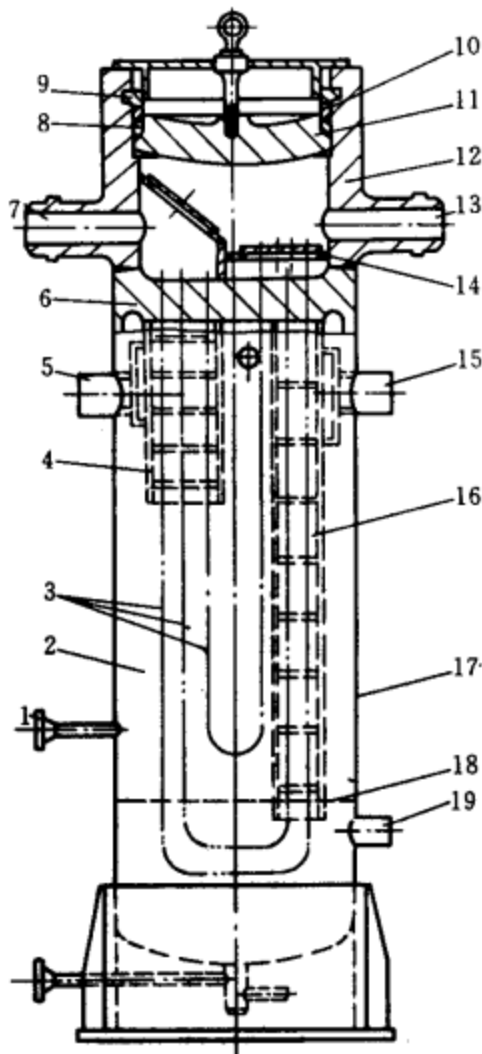


图 4-10-11 50MW、125MW 机组高压加热器
 1—水位检测接口 2—凝结段 3—U 形传热管
 4—过热蒸汽冷却段 5—蒸汽进口 6—管板
 7—给水出口 8—密封圈 9—四合环
 10—均压圈 11—密封座 12—水室
 13—给水进口 14—整流板 15—疏水
 出口 16—疏水冷却段 17—壳体
 18—水位 19—危急疏水口

结段二段布置,与外置式疏水冷却器配合使用,具有运行稳定可靠的优点。

传热管采用 $\phi 16\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 碳钢管,传热面积 $550 \sim 630\text{m}^2$,单只质量 $25 \sim 28\text{t}$ 。

3. 300MW 和 600MW 机组的高压加热器结构特点

图 4-10-13 为上海电站辅机厂生产的配 300MW 和 600MW 机组的高压加热器。采用 U 形管卧式布置,小开口自密封半球形水室,给水进口区的管口设置防冲蚀不锈钢衬套管,壳体内部设置内置式连续排气装置,有效排除不凝结气体和有害气体。具有全流量的过热蒸汽冷却段、凝结段和全流量疏水冷却段三段布置。过热蒸汽冷却段采用全封闭结构,减少了管板、壳体和进汽管座的热应力,具有

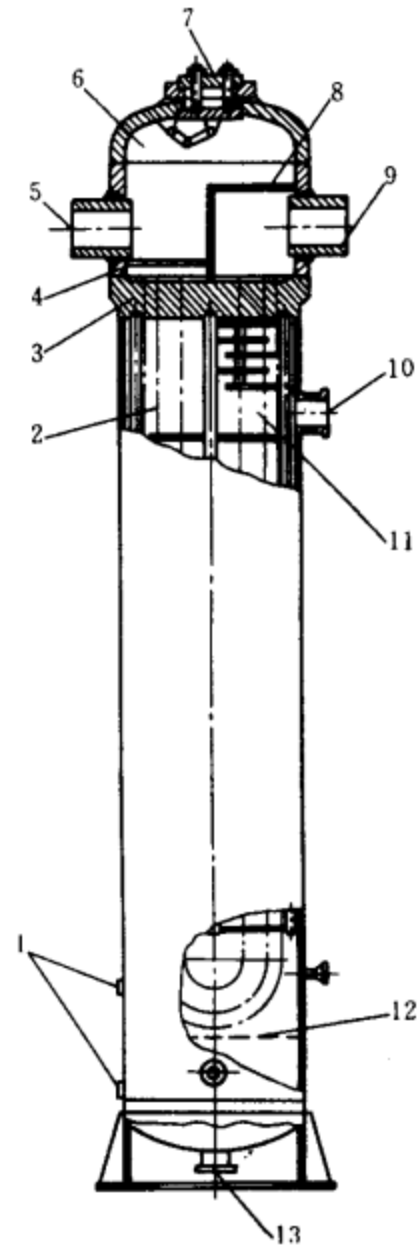


图 4-10-12 200MW 机组高压加热器
 1—水位检测接口 2—U 形管 3—管板 4—整流板
 5—给水进口 6—水室 7—人孔 8—水室分隔板
 9—给水出口 10—蒸汽进口 11—过热蒸汽冷却段
 12—水位 13—疏水出口

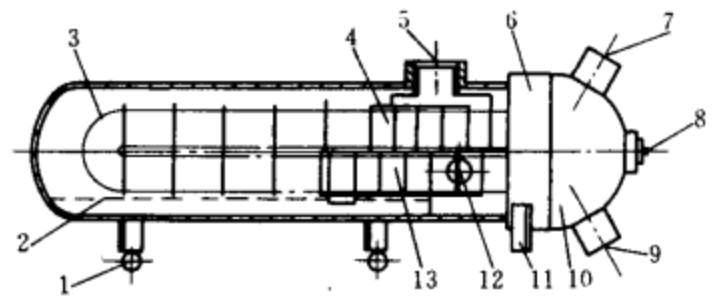


图 4-10-13 300MW、600MW 机组高压加热器
 1—活动支承 2—水位 3—U 形传热管 4—过热蒸
 汽冷却段 5—蒸汽进口 6—管板 7—给水出口
 8—人孔 9—给水进口 10—水室 11—固定支承
 12—疏水出口 13—疏水冷却段
 结构紧凑、热效率高、可靠性高、省材、系统简单的
 优点。

传热管采用 $\phi 16\text{mm} \times 2.11\text{mm}$ 或 $\phi 16\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 碳钢管, 传热面积 $730 \sim 2080\text{m}^2$, 单只质量 $26 \sim 72\text{t}$ 。

4. 国外典型高压加热器结构简介

50年代以来, 欧美日各国大力发展U形管倒置立式布置的给水加热器, 卧式布置的U形管加热器也得到广泛应用。苏联则长期发展螺旋管集箱式加热器, 但这种加热器难以适应大型机组的要求。

(1) 倒置立式U形管高压加热器。图4-10-14为美国福斯特·惠勒公司生产的配328MW机组的高压加热器。采用U形管倒置立式布置、半球形小开口自密封水室、具有3个传热区段和内置式运行排气装置, 在过热蒸汽冷却段下部是无效面积区。

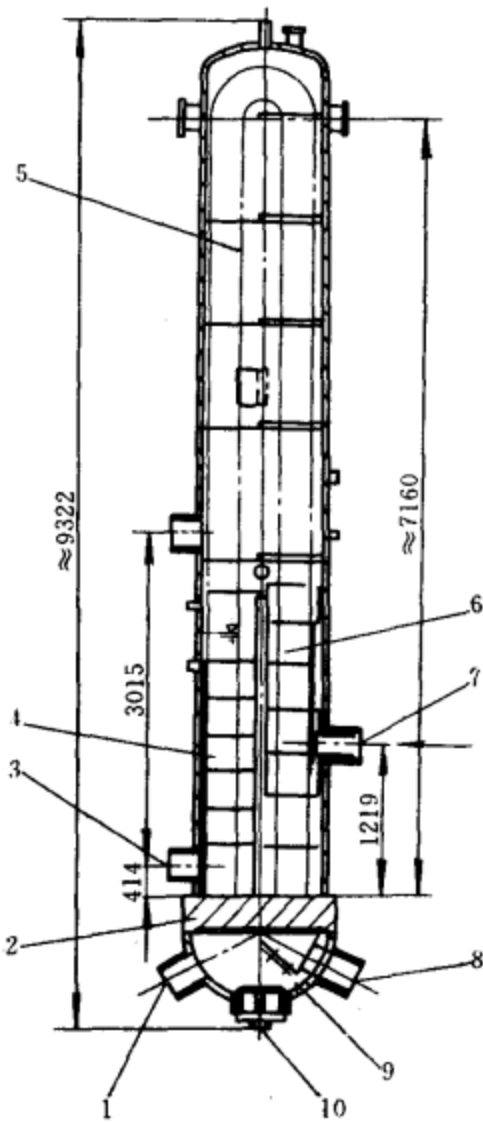


图4-10-14 倒置立式加热器

- 1—给水进口 2—管板 3—疏水出口
- 4—疏水冷却段 5—U形管 6—过热蒸汽冷却段
- 7—蒸汽进口 8—给水出口 9—水室 10—人孔

传热管采用 $\phi 16\text{mm} \times 2.11\text{mm}$ 碳钢管, 传热面积 721m^2 , 单只质量 20.6t 。

(2) 螺旋管集箱式高压加热器。图4-10-15为

苏联热工研究院乌拉尔分院和塔干罗格锅炉厂共同设计制造的配500MW机组的高压加热器。采用立式下部进出水管, $\phi 32\text{mm} \times 5\text{mm}$ 单排双螺旋管, 内设3个传热区段, 有6个主集箱和6个中间集箱。具有制造难度不高, 不用厚壁容器的优点。单位面积质量 $92\text{kg}/\text{m}^2$ 。

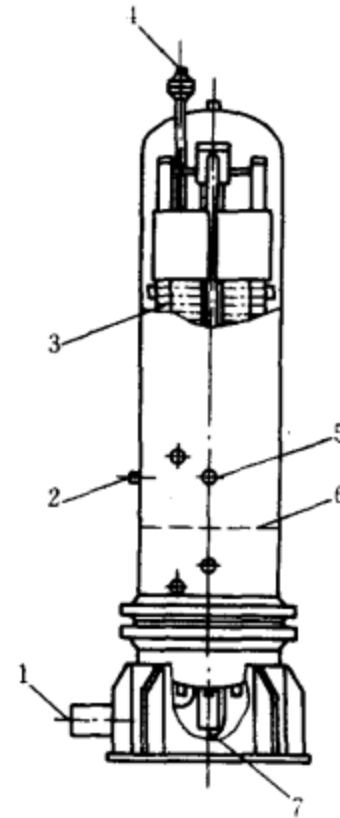


图4-10-15 螺旋管集箱式加热器

- 1—给水进口 2—空气出口 3—管束
- 4—蒸汽进口 5—水位取样口
- 6—水位 7—疏水出口

(3) 蛇形管集箱式高压加热器。图4-10-16为比利时HAMON-SOBELO公司生产的300MW机组的卧式高压加热器(也有正立式和倒立式布置)。采用蛇形管集箱式三段布置。两侧均开有检修人孔。给水进出口集箱安置在壳体里面, 每根集箱的给水一端与壳体焊接并用管座引出, 而另一端则采用一

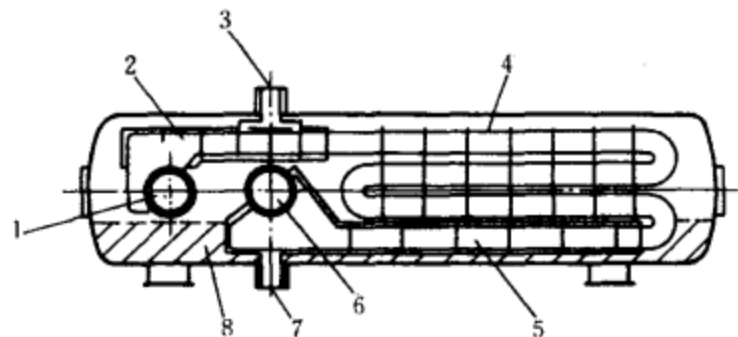


图4-10-16 蛇形管集箱式加热器

- 1—给水出口 2—过热蒸汽冷却段 3—蒸汽进口
- 4—蛇形传热管 5—疏水冷却段 6—给水进口
- 7—疏水出口 8—凝结疏水

个自密封装置来封堵,以便拆卸修理。内置式疏水冷却段采用全浸没式布置。具有运行安全可靠、制造方便的优点,适用于大容量的调峰机组。

蛇形管规格 $\phi 25\text{mm} \times 2.9\text{mm}$, 材料为 15Mo3。传热面积 910m^2 , 单只质量约 53t。

(二) 低压加热器

低压加热器与高压加热器相比,由于其设计参数较低,因而设计和制造的难度不高,可以采用薄壳、法兰密封。管子和管板的连接工艺也较简便,往往不用焊接而直接采用胀接。传热区段一般采用纯凝结段或凝结段加疏水冷却段。低压加热器安置在凝结水泵到除氧器之间,其给水水质要比高压加热器的更差些。根据水处理的不同方法其传热管可选用铜合金管或不锈钢材料以提高其抗腐蚀能力。

1. 卧式低压加热器

图 4-10-17a 为 U 形管卧式低压加热器简图,采用圆柱形水室、大法兰密封,具有凝结段和疏水冷却

段二段布置,疏水冷却段采用全流量结构。

低压加热器由于抽汽压力低,负荷变动时比体积变化大,加上低压加热器各级之间的压差一般都很小,特别是末级低压加热器与冷凝器之间的压差往往只有 20kPa 甚至更小,这就要求疏水冷却段压力损失非常小。图 4-10-17a 的卧式全流量疏水冷却段除了疏水流动阻力损失外,在壳体内正常水位到疏水出口之间有一个高度差,通常在 400~600mm 之间,甚至更大,从而使疏水出口处压力进一步下降,有可能造成疏水堵塞。图 4-10-17c 所示的低压加热器采用部分流量全浸没式疏水冷却段,消除了上述的高度差引起的额外压力损失,从而使疏水更稳定可靠。但是全浸没式疏水冷却段的段内阻力较大,所以究竟哪一种形式较好,应根据情况仔细考虑决定。图 4-10-17b 为过热蒸汽冷却段和凝结段二段布置的低压加热器。

2. 立式低压加热器

这种加热器普遍地应用于中小型机组中。法兰密封的顺置立式 U 形管低压加热器可以安置在运行层以下,并利用汽机房的桥式起重机将管束整体吊出,以便维修和更换管束。图 4-10-18 为这种低压加热器的结构简图。通常顺置立式低压加热器只设置纯凝结段,少数为凝结段加过热蒸汽冷却段二段

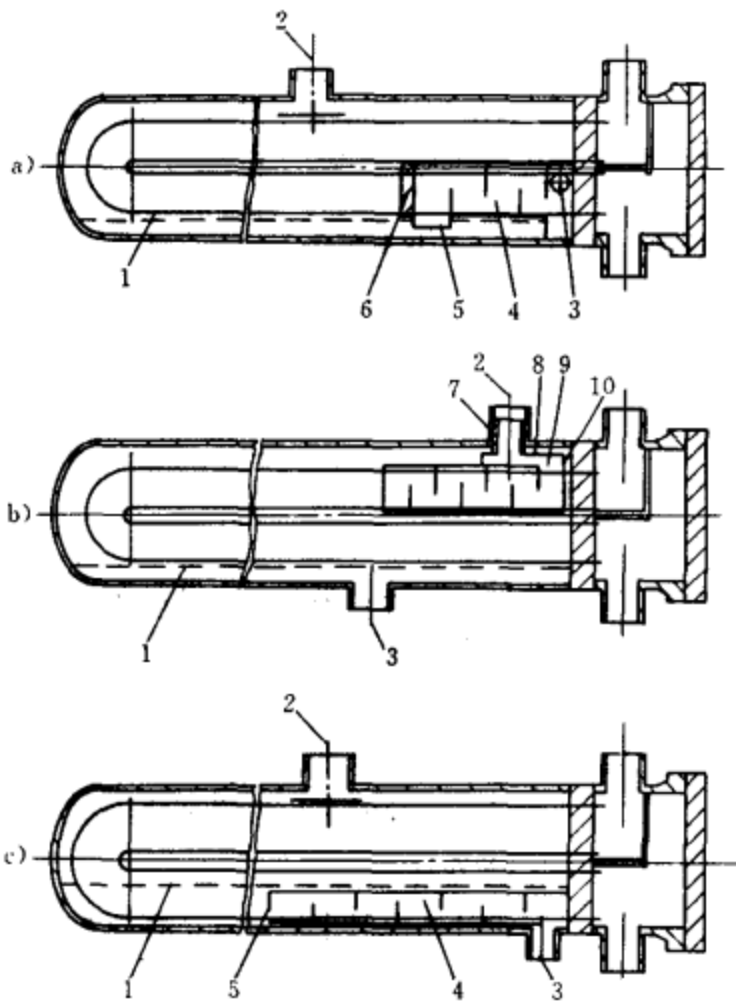


图 4-10-17 卧式低压加热器

- a) 凝结段和疏水冷却段二段布置 b) 过热蒸汽冷却段和凝结段二段布置 c) 部分流量全浸没式疏水冷却段布置
 1—水位 2—蒸汽进口 3—疏水出口 4—疏水冷却段
 5—吸水口 6—疏水冷却段端板 7—进口衬套 8—包壳板 9—过热蒸汽冷却段 10—遮热板

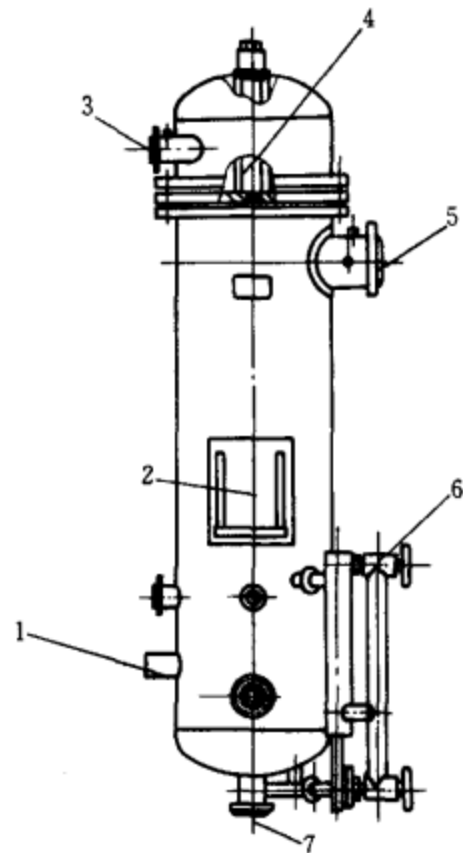


图 4-10-18 顺置立式低压加热器

- 1—上级疏水进口 2—支座 3—给水进出口
 4—水室隔板 5—过热蒸汽进口 6—水位计
 7—疏水出口

布置。但由于低压加热器的进汽压力较低,因此不宜设置过热蒸汽冷却段,这一点将在“传热区段的设置”一节中解释。

大、中型机组的低压加热器通常采用2流程的

布置方式,而小型机组的低压加热器由于给水流量很小,因而可以设计成4流程乃至6流程、8流程。这样使加热器的总长大为缩短,便于电厂系统布置,也使制造厂能选用常规短尺寸传热管。

第三节 给水加热器的设计与计算

一、热力设计与计算

加热器热力设计的主要目的是根据给定的汽轮机热力系统参数计算出所需要的传热面积。

由于回热系统的运行参数在各个工况下是连续变化的,因此加热器的设计不可能对每个工况都作出详尽判断。通常这种设计是按汽轮机额定工况(100%负荷)的回热系统热力参数作为热力设计工况的。

近年来,为使机组运行更可靠,也有采用汽轮机最大连续出力(T-MCR)或调节汽阀全开工况(VWO)加5%超压作为给水加热器的设计保证工况。

加热器热力参数如图4-10-19所示。

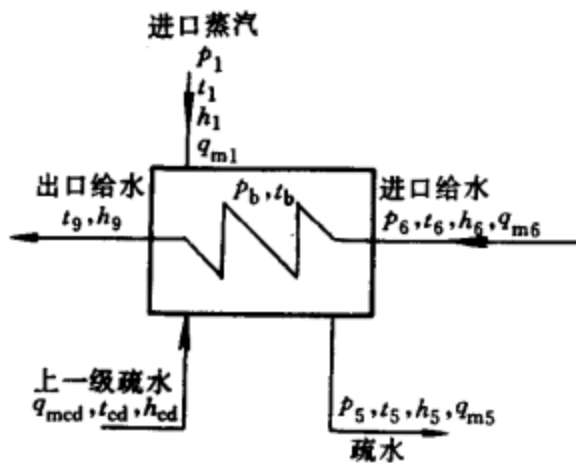


图4-10-19 加热器热力参数

p_1 —蒸汽进口压力(MPa)其值等于汽轮机抽汽压力减去抽汽管道总阻力; t_1 —蒸汽进口温度($^{\circ}\text{C}$); h_1 —蒸汽进口焓(J/kg); q_{m1} —蒸汽进口流量(kg/h); p_5 —疏水出口压力(MPa); t_5 —疏水出口温度($^{\circ}\text{C}$); h_5 —疏水出口焓(J/kg); q_{m5} —疏水出口流量(kg/h); p_6 —给水进口压力(MPa); t_6 —给水进口温度($^{\circ}\text{C}$); q_{m6} —给水进口流量(kg/h); h_6 —给水进口焓(J/kg); t_9 —给水出口温度($^{\circ}\text{C}$); h_9 —给水出口焓(J/kg); q_{mcd} —上级疏水进口流量(kg/h); t_{cd} —上级疏水进口温度($^{\circ}\text{C}$); h_{cd} —上级疏水进口焓(J/kg); t_b —壳侧压力下的饱和温度($^{\circ}\text{C}$); p_b —壳侧压力(MPa)。

(一) 热平衡计算

按图4-10-19可列出加热器热平衡方程式

$$\eta q_{m1}(h_1 - h_5) = q_{m6}(h_9 - h_6) - q_{mcd}(h_{cd} - h_5)$$

利用热平衡方程式可验证进汽量(kg/h)

$$q_{m1} = \frac{q_{m6}(h_9 - h_6) - q_{mcd}(h_{cd} - h_5)}{\eta(h_1 - h_5)} \quad (4-10-1)$$

式中 η —考虑散热损失的系数,一般取0.98~1.0。

当实际计算出的进汽量与给定的进汽量略有不同时,在以后的计算中皆以计算出的进汽量 q_{m1} 为准。

(二) 管侧流速的确定

对于给定的工况,在平均温度时(进口温度和出口温度的算术平均值)流经传热管的给水流速不应超过表4-10-3中的值。

表4-10-3 管侧最大水速 (m/s)

管子材料	给水速度 C_t
不锈钢、蒙乃尔合金、因康镍合金	3.0
铜镍合金(70-30, 80-20, 90-10)	2.7
铜和锡青铜 ^①	2.6
碳素钢	2.4

① 俗称海军铜。

有时为了作统一比较,需要求出给水在常温下相应的速度,其计算式为

$$C_{15\text{C}} = C_t \times v_{15\text{C}} / v_t \quad (4-10-2)$$

式中 $C_{15\text{C}}$ —15 $^{\circ}\text{C}$ 时给水流速(m/s);

C_t —设计工况时平均温度下的给水速度(m/s);

v_t —设计工况时平均温度下饱和水比体积(m^3/kg);

$v_{15\text{C}}$ —15 $^{\circ}\text{C}$ 时饱和水的比体积(m^3/kg)。

图4-10-20示出比体积率与运行的平均给水温度的关系。

(三) 传热区段的设置

二段式或三段式加热器除设置必要的凝结段外,还应确定加热器是否采用过热蒸汽冷却段和疏

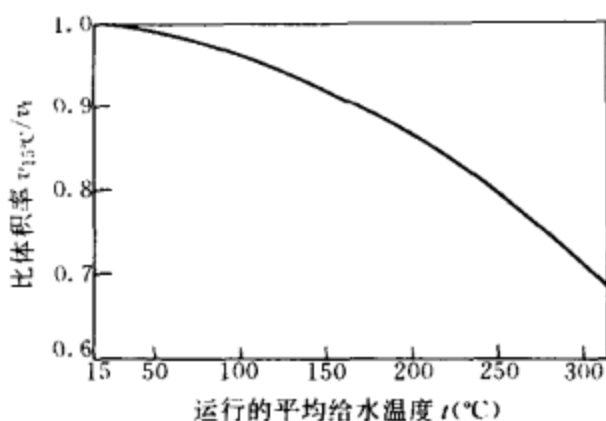


图 4-10-20 运行的平均给水温度与比体积率关系水冷却段。

过热蒸汽冷却段的设置应根据加热器进汽压力、给水端差和蒸汽过热度的大小来确定。通常进汽压力小于 1MPa 就不宜设置过热蒸汽冷却段，因蒸汽在不同的压力下，如有相同的阻力时，其饱和温度的下降值低压的比高压的要大，并且蒸汽压力越低比体积越大。因此，在蒸汽压力较低的加热器中设置过热蒸汽冷却段，就会由于该段的阻力而影响凝结段内的饱和温度，使凝结段的传热端差过小。所以，在制定汽轮机热力系统时，对低压加热器不应取太小的给水端差，以便该低压加热器可不设置过热蒸汽冷却段。

疏水冷却段的设置应根据疏水出口温度的要求来确定。如要求疏水出口温度小于壳侧运行压力下的饱和温度时，应设置疏水冷却段。通常疏水端差可取 15~5.5℃，当疏水端差小于 5.5℃时应设置外置式疏水冷却器。

(四) 纯凝结放热的加热器传热计算

纯凝结段的加热器中汽水温度变化如图 4-10-21 所示，图中 δt_w 为给水端差。

1. 对数平均温差 Δt (°C)

$$\Delta t = \frac{t_g - t_c}{\ln \frac{t_b - t_c}{t_b - t_g}} \quad (4-10-3)$$

2. 传热系数 K_b [W/(m²·°C)]

(1) 公式法

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{s}{\lambda} + \frac{d_r}{\alpha_i d_i} + R_r + R_i} \quad (4-10-4)$$

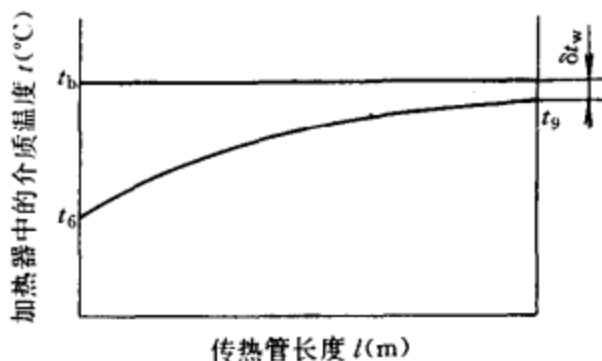


图 4-10-21 纯凝结放热的加热器温度变化曲线

$$\delta t_w = t_b - t_g$$

- 式中 α_s ——壳侧表面传热系数[W/(m²·°C)]；
 s——传热管壁厚(m)；
 λ ——传热管热导率[W/(m·°C)]；
 α_i ——管侧表面传热系数[W/(m²·°C)]；
 R_i ——管侧污垢热阻[(m²·°C)/W]；
 R_r ——壳侧污垢热阻[(m²·°C)/W]。

1) 壳侧表面传热系数 α_s [W/(m²·°C)]。各国普遍采用的公式：

对于立式加热器

$$\alpha_s = 0.943 \left[\frac{g u \rho^2 \lambda^3}{\mu L (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (4-10-5)$$

- 式中 ρ ——密度；
 g——重力加速度(m/s²)；
 u——汽化潜热(J/kg)；
 λ ——凝结液体热导率[W/(m·°C)]；
 L——管束高度(m)；
 T_s ——蒸汽饱和温度(°C)；
 T_w ——传热管壁温(°C)。

对于卧式加热器

$$\alpha_s = 0.725 \left[\frac{g u \rho^2 \lambda^3}{\mu n d_r (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (4-10-6)$$

- 式中 n——沿垂直方向的传热管排数。
 德国工程师协会推荐的卧式加热器凝结段壳侧表面传热系数公式为

$$\alpha_s = 0.726 \left[\frac{g u \rho^2 \lambda^3}{\mu n^{1/3} d_r (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (4-10-7)$$

- 式中 n——传热管总数，取管束截面上总管数。
 2) 传热管材料的热导率 λ 。按表 4-10-4 可查得传热管热导率 λ 。

表 4-10-4 传热管热导率 [W/(m·°C)]

材 料	温 度 (°C)						
	20	100	200	300	400	500	600
碳 钢 20	50.66	50.66	48.57	46.05	42.23	38.9	35.6