

# 余热锅炉系统

## § 1 概论

### 一、简述

在燃气轮机内做功后排出的燃气，仍具有比较高的温度，一般在  $540^{\circ}\text{C}$  左右，利用这部分气体的热能，可以提高整个装置的热效率。通常是利用此热量加热水，使水变成蒸汽。蒸汽可以用来推动蒸汽轮机一发电机，也可用于生产过程的加热或供生活取暖用。对于稠油的油田可以用蒸汽直接注入油井中，以提高采油量。根据不同的蒸汽用途，要求有相应的蒸汽压力和蒸汽温度，也就需要不同参数的产汽设备。利用燃气轮机排气的热量来产汽的设备，称为“热回收蒸汽发生器”，表明回收了排气的热量，用英文字母 HRSG 来表示。我国习惯上称为“余热锅炉”，本文也采用“余热锅炉”的名称，并把燃气轮机的排气简称为“烟气”。

“余热锅炉”通常是没有燃烧器的，如果需要高压高温的蒸汽，可以在“余热锅炉”内装一个附加燃烧器。通过燃料的燃烧使整个烟气温度升高，能够产生高参数的蒸汽。例如某余热锅炉不装燃烧器时，入口烟气温度为  $500^{\circ}\text{C}$ ，装设附加燃烧器后，可使入口烟气温度达到  $756^{\circ}\text{C}$ 。蒸汽的压力可以从  $4\text{MPa}$  升到  $10\text{MPa}$ ，蒸汽的温度可以从  $450^{\circ}\text{C}$  升到  $510^{\circ}\text{C}$ ，蒸汽可以供高温高压汽轮机用，从而增加了电功率输出。目前我国油田进口的余热锅炉的蒸汽参数有： $4\text{MPa}$  配  $450^{\circ}\text{C}$  及  $1.4\text{MPa}$  配  $195^{\circ}\text{C}$ （饱和蒸汽）。前者供给中压汽轮机来发电，后者可以供生产或供生活取暖用。

注：关于多种余热锅炉，余热锅炉利用燃气轮机排气的方式，补燃问题。

### 二、余热锅炉的组成

#### （一）蒸汽的生产过程

图 19—1 是一台余热锅炉的结构示意图，从图中可以看出产汽的过程。

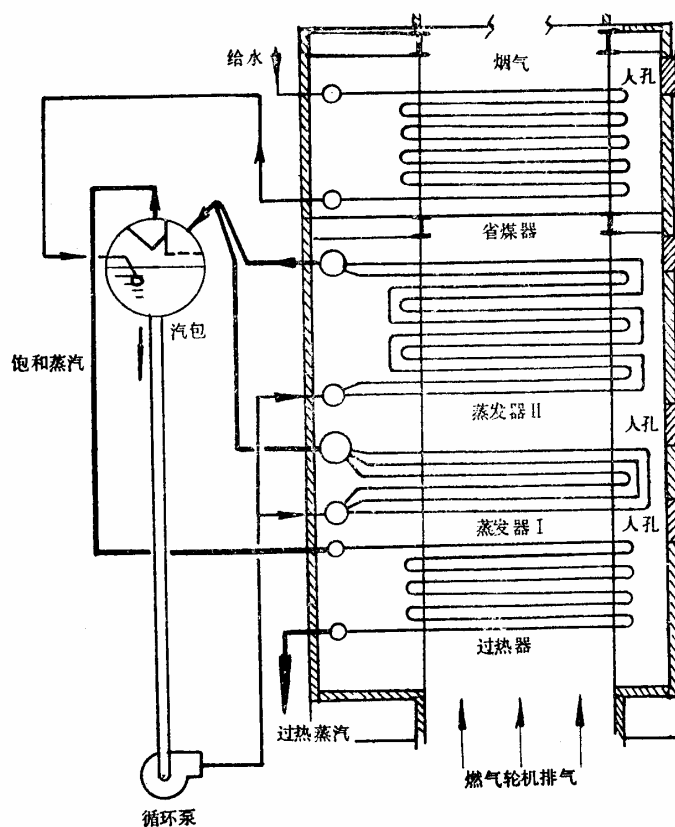


图 19—1 强制循环余热锅炉



(注意蒸发器为顺流布置，即管束流向自下而上，以免上下弯头处积汽。)

从燃气轮机出口的烟气，经烟道到余热锅炉入口，烟气自下而上流动，流经过热器、两组蒸发器和省煤器，最后排入烟囱。排烟温度约为  $150-180^{\circ}\text{C}$ ，烟气温度从  $540^{\circ}\text{C}$  降到排烟温度，所放出的热量用来使水变成蒸汽。进入余热锅炉的给水，其温度约为  $105^{\circ}\text{C}$  左右，先进入上部的省煤器，水在省煤器内吸收热量使水温上升，水温升到略低于汽包压力下的饱和温度，就离开省煤器进入汽包。进入汽包的水与汽包内的饱和水混合后，沿汽包下方的下降管到循环泵，水在循环泵中压力升高，分别进入两组蒸发器，在蒸发器内的水吸热开始产汽，通常是只有一部份水变成汽，所以在蒸发器管内流动的是汽水混合物。汽水混合物离开蒸发器进入汽包上部。在汽包内装有汽水分离设备，可以把汽和水分开，水落到汽包内水空间，而蒸汽从汽包顶部出来到过热器。在过热器内吸收热量，使饱和蒸汽变成过热蒸汽。根据产汽过程有三个阶段，对应的应该要有三个受热面，即省煤器、蒸发器和过热器。如果不需要过热蒸汽，只需要饱和蒸汽，可以不装过热器。

## (二) 余热锅炉的型式

### 1、强制循环余热锅炉

图 19-1 所示的余热锅炉就是强制循环余热锅炉。从汽包下部出来的水经一台循环泵后，进入蒸发器，是靠循环泵产生的动力使水循环的，称为“强制循环余热锅炉”。其特点是：各受热面组件的管子是水平的，受热面之间是沿高度方向布置，可节省地面的面积，并使出口处的烟囱高度缩短。但在运行中需要循环泵，使运行复杂，增加维修费用。目前油田进口的余热锅炉，多数采用此种型式。

### 2. 自然循环余热锅炉

图 19-2 是一自然循环余热锅炉，全部受热面组件的管子是垂直的。给水进入省煤器吸热后，进入汽包。汽包有下降管与蒸发部的下联箱相连，下降管位于烟道外面，不吸收烟气的热量。汽包还与蒸发器的上联箱相连。直立管簇吸收烟气的热量。当水吸收烟气热量就有部份水变成蒸汽，由于蒸汽的密度比水的密度要小得多，所以直立管内汽和水混合物的平均密度要小于下降管中水的密度，两者密度差形成了水的循环。也就是说：不吸热的下降管内的水比较重，向下流动。直立管内的汽水混合物向上流动，形成连续产汽过程。此时进入蒸发器的水不是靠循环泵的动力，而是靠流体的密度差而流动，这种余热锅炉称为“自然循环余热锅炉”。其特点是：省去循环泵，使运行和维修简单。但各受热面是沿水平方向布置，占地面积大，在排烟处所需烟囱的高度要高。

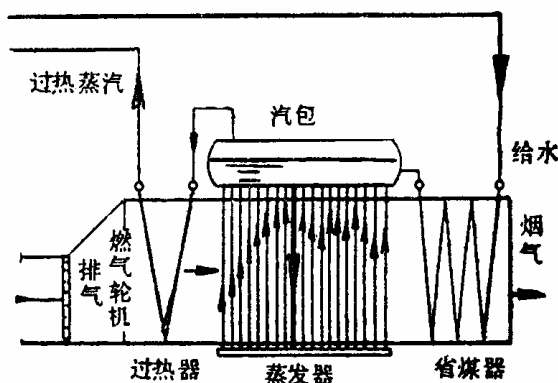


图 2 自然循环余热锅炉

本文主要介绍“强制循环余热锅炉”。

(注：一般来说，余热锅炉的循环方式有 5 种：单压，双压无再热，双压再热，三压无再热，



三压再热。)

### (三) 余热锅炉的布置

图 19-3 是强制循环余热锅炉的布置图，包括余热锅炉本体受热面及烟道系统，其特点如下：

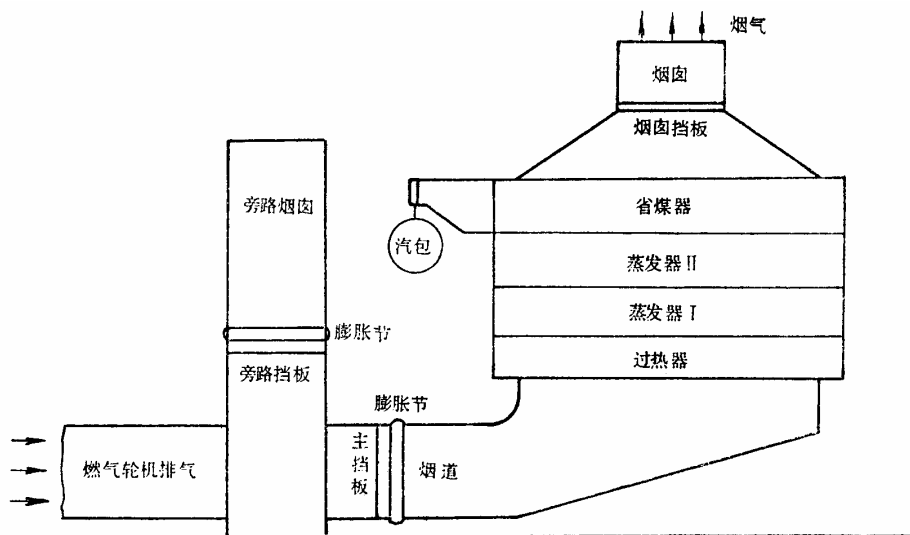


图 19-3 余热锅炉布置图

#### 1. 烟气系统

从燃气轮机出来的高温烟气有两路出口，一路进入余热锅炉，从主烟囱排入大气，另一路进入旁路烟囱排入大气。每路烟道上都装有挡板，共有三个挡板，主烟道上的挡板称“主挡板”，旁路烟道上的挡板称“旁路挡板”，主烟囱处的挡板称“烟囱挡板”，各挡板是配合使用的。燃气轮机工作而余热锅炉不工作，要开启旁路挡板，关闭主挡板。燃气轮机与余热锅炉同时工作，要关闭旁路挡板，开启主挡板。另一方面为调节余热锅炉的产汽量，主挡板和旁路挡板可以部份开启或部份关闭，挡板调节的内容见后。余热锅炉工作时，应该开启烟囱挡板。当余热锅炉短时间停炉，可以关闭烟囱挡板，以防止余热锅炉内的热量损失。因为余热锅炉内温度比较高，周围冷空气可以进入余热锅炉，形成自然对流将热量带走，关闭烟囱挡板就能防止外界气流进入余热锅炉，以保存热量，准备随时起动余热锅炉。如果余热锅炉要停炉检修，希望冷却速度快些，可以开启烟囱挡板。水平烟道经过一个 90°转弯接头与余热锅炉相连，这个转弯接头是经制造厂试验研究后确定的，其形状尺寸必须要保证转弯后的气流分布均匀，均匀的气流能够使得烟气放热也均匀，管内水或汽的吸热也均匀，否则会使一些管子吸热多而另一些管子吸热少，这对余热锅炉的安全运行是不利的。

主烟道和旁路烟道都装有膨胀节，这是由于烟道受热后要伸长，会对烟道的支架产生热应力。采用膨胀节能吸收烟道的伸长量，可以减小热应力。

#### 2. 汽包

汽包是用悬吊的方式来固定，悬吊在伸出的悬臂框架上，悬臂框架与省煤器的框架相接。采用悬吊方式可以使汽包有足够的挠性，因汽包下部有下降管，上部有省煤器进水管、蒸发器的汽水混合物引入管以及饱和蒸汽引出管等，当这些连接管受热膨胀时，都会对设备产生附加应力，现在汽包用挠性支架，能减少对设备产生附加应力。

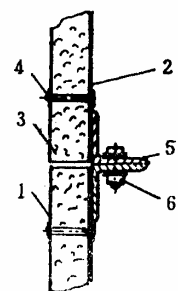
#### 3. 组件的装配

整个余热锅炉分成几个大组件，每个大组件在制造厂组装好后装运。在现场直接安装，这样大大缩短安装工期。这些增加有：烟囱，膨胀节，90°转弯段，支承框架，汽包，烟道，



挡板，烟囱缩口，过热器，蒸发器 I 和 II，省煤器，旁路烟道及其挡板和膨胀节等。

有热烟气流过的组件均装有管箱板，管箱板上有法兰。图 19-4 示出了上下拉杆组件管箱板的连接方式。考虑到减少散热损失，保证运行人员安全，管箱板由金属板与保温层组成。与高温烟气接触的内壁采用耐热合金钢板，外壁采用碳钢板。两金属那边之间是矿物纤维保温层，外壁和内壁用螺栓连接，螺栓预先焊在外壁钢板的内侧，在内壁相应位置处预先冲孔眼，孔的直径要比螺栓直径大，多余的孔隙量可以允许内壁和外壁有相对移动。这是因为内壁和外壁的温度不同，材料不同，受热后的膨胀伸长量也不同，所以两壁之间会有相对移动。外壁上焊有加强框架，可保证管箱板的强度和刚度，外壁的两端焊有法兰，可以用来连接组件。



1 内壁 2 外壁  
3 保温层 4 连接螺栓  
5 法兰 6 法兰螺栓

图 19-4

烟气在余热锅炉中自下而上流动，烟温逐渐降低，所以管箱板的保温层厚度也可减薄，省煤器出口的烟气温度不超过 200℃，可以直接用碳钢的钢板制造烟道，来代替管箱板。

#### (四) 受热面组件的特点

受热面组件指的是省煤器、蒸发器和过热器，分别组成四个组件，其结构型式基本上是一样的。只有管子直径及有关尺寸略有不同，各组件由管组、联箱、管箱板和支吊架组成，现分别叙述之。

##### 1. 管组

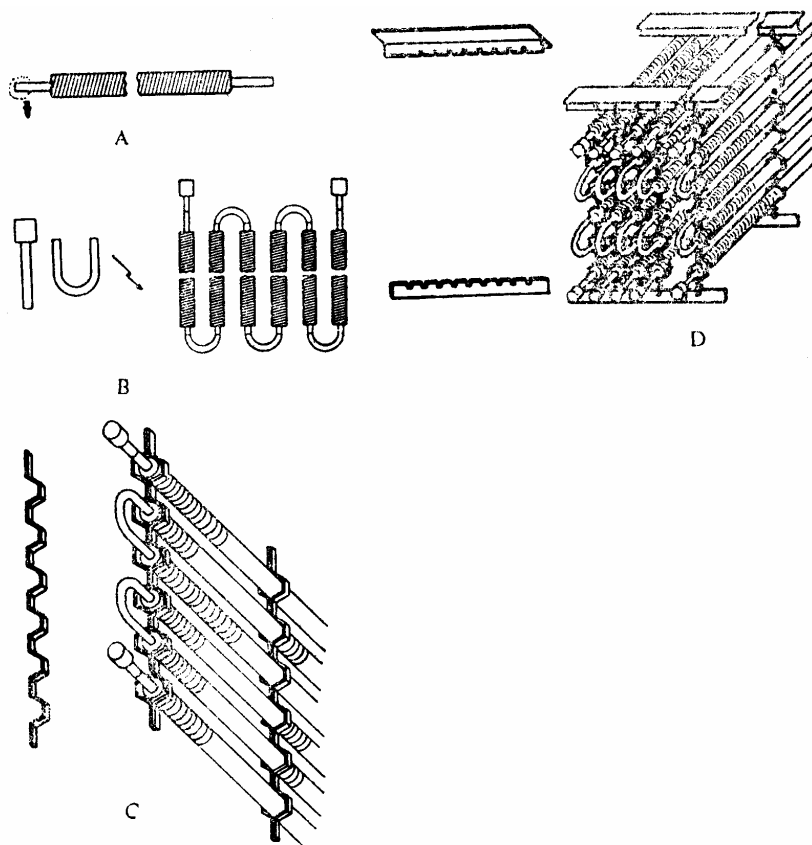


图 5 受热面组件装配

A 准备管子，锉坡口 B 焊接弯头及连接直管 C 装支吊架 D 支吊架装顶板和底板

每个受热面组件的管组包括几十根管子，管子带肋片的，组成水平蛇行管，见图 19-



5. 肋片管是用一定厚度（1mm）和一定宽度（12—20mm）的薄钢带绕在光管外壁上，绕的型式采用螺旋线。薄钢带是用电阻焊与光管外壁相接的，使钢带与管外壁紧密结合，保证传热效果好。

图 19—5 表示了整个受热面组件的装配过程，二根直的肋片管用 180°弯头连接，连接方式采用焊接，最后组成一根水平蛇行管，几十根并联的蛇行管可以组成一个管组。

### 2. 支吊架

采用“蜂窝状”吊架，用两块凸凹板可以组成一个“蜂窝状”吊架，凸凹的形状是一个等六边形，像蜂窝的形状，所以称“蜂窝状”吊架。图 19—5C 中表示出一根水平蛇行管的吊架，如果管子沿水平方向很长，需要多装吊架，大约每隔一米需一个吊架。如果并联的管子数目是 30 根，在同一距离上就有 30 个吊架，采用吊架顶板和底板可以将此 30 个吊架组合起来，最后如图 19—5D 中表示的一个大的坚固的管组。

顶板用 13~19mm 厚的碳钢钢板制造，能够承受管组的重量。

管子的肋片部份和支架板接触，肋片外形是圆的，而支架板形状是六角形，除了接触点以外，两者之间有足够空隙，吊架本身又有挠性，可以微微移动。所以当管子受热而膨胀时，不易被吊架卡住，同时管壁不会被磨损。这种型式的吊架对于联箱也是有好处的，因为管组的进口联箱和出口联箱都是固定不动的，采用这种吊架，管子膨胀伸长是自由的，能减少膨胀热应力作用到联箱上。

### 3. 联箱

在整个管组和吊架装配后，最后安装联箱，省煤器和过热器的进出口联箱型式是相同的。而蒸发器的联箱的型式常常是不同的。进口联箱的直径要小于出口联箱的直径，这是因为蒸发器入口是水而出口是汽水混合物。

### 4. 特点

组成的水平蛇行管的两端可以自由伸长。从图 19—1 中可以看到全部弯头都在高温烟道以外，表明焊缝不和高温烟气接触。这种受热面结构对快速起动有利。所以余热锅炉能够随着燃气轮机快速起动。受热面的管子采用肋片管，可以增加传热量，反过来说，在传热量相同的情况下，可以减小受热面，使余热锅炉体积小，布置紧凑。所以目前不论是水平蛇行管或立式管都趋向于采用肋片管。例如：省煤器中每公斤水需吸收热量 314KJ。如果采用光管，需 0.497 米长的管子，如果采用同管径的肋片管。只需 0.05 米的管子；显然后者可以缩小尺寸。

从传热的观点来分析，要提高传热量，就要减小传热的总热阻。余热锅炉管子外面流的是烟气，管内流的是水或汽或汽水混合物，前者的热阻远远大于后者，相差几十倍~几百倍，所以就要从管外侧想办法来改善传热，最有效的措施就是增加管外侧表面积，也就是采用管外加肋片的肋片管。

## §2 受热面的设计计算

余热锅炉的产汽过程是通过省煤器、蒸发器及过热器来实现的。也就是通过管子把管外烟气的热量传给管内的流体（水或汽）。

在运行中，如果省煤器和蒸发器传过的热量少，那么蒸汽产量少，蒸汽压力低。如果过热器传过热量少，“就使蒸汽出口温度低。另外，受热面处在高温烟气下工作，管内流体的流动情况会影响管子金属温度，也就是影响管子强度，由此可见，这三个受热面直接影响余热锅炉运行的安全性和经济性。从事锅炉运行的人员要了解产汽过程特点及传热的基本知识，才能分析运行中出现的事故以及蒸汽参数调节的问题。

本节重点介绍传热及汽水两相流问题。

### 一、热量计算公式



每个受热面有三个热量计算公式，一个是烟气放出的热量、一个是管内流体吸收的热量，一个是传过去的热量。这三个热量是相等的，人们用热平衡方程式来表示前二个热量，用传热方程式来表示后一个热量，现分别叙述之。

### (一) 热平衡方程式

烟气经过某受热面所放出的热量，扣除散到周围的散热量，就是烟气的有效放热量，公式如下：

$$Q_p = \phi V(I' - I'') \quad \text{J/s 或 W} \quad (1)$$

式中： $Q_p$ —烟气有效放热量；

$\phi$ —保温系数，考虑散热量的影响，通常取 0.98~0.99；

$V$ —烟气流量  $\text{kg/s}$ ；

$I'$ —烟气进口焓， $\text{J/kg}$ ；

$I''$ —烟气出口焓， $\text{J/kg}$ 。

管内流体在某受热面所吸收的热量，用下式表示：

$$Q_w = G(i'' - i') \quad \text{J/s 或 W} \quad (2)$$

式中： $Q_w$ —管内流体吸热量；

$G$ —管内流体流量  $\text{kg/s}$ ；

$i''$ —流体出口焓， $\text{J/kg}$ ；

$i'$ —流体进口焓， $\text{J/kg}$ 。

热平衡方程式就是： $Q_p = Q_w$

$$\text{通常写成 } \phi V(I' - I'') = G(i'' - i') \quad (3)$$

分析 (3) 式，可以看到烟气侧改变任何一个物理量的大小，都影响管内流体的吸热量，也就是影响管内流体的物理量的大小。例如：燃气轮机降负荷，烟气量  $V$  减少，如果烟气的进口和出口焓不变，整个烟气放热量减少。此时管内流体吸热量要减少，如果流体的流量  $G$  不变，进口流体焓  $i'$  不变，那么流体的出口焓  $i''$  就要减小。同样的理由，改变烟气焓也会影响流体的出口焓。对于省煤器和过热器来看，管内水或汽的流量  $G$  不随烟气放热量而变，只改变水或汽的出口焓，也就是改变流体的出口温度，而对蒸发器则不同，烟气放热量的变化会使蒸汽产量发生变化以及蒸汽压力发生变化，这些都是运行中需要重视的参数。

公式 (3) 中，烟气流量是随燃气轮机负荷而改变，烟气进口焓也与燃气轮机负荷有关，烟气的出口焓则与传热量大小有关，所以只有热平衡方程式还不能确定烟气放热量，还需要通过传热方程式来计算传热量，最后确定烟气放热量。上面已提到，放热量和吸热量和传热量三者是相等的，如果传的热量少，烟气的放热量和流体吸热量都会随之减少，这说明传热量是很重要的，计算传热量采用传热方程式。

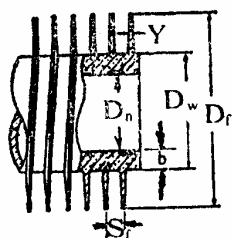


图 6 肋片管的尺寸符号

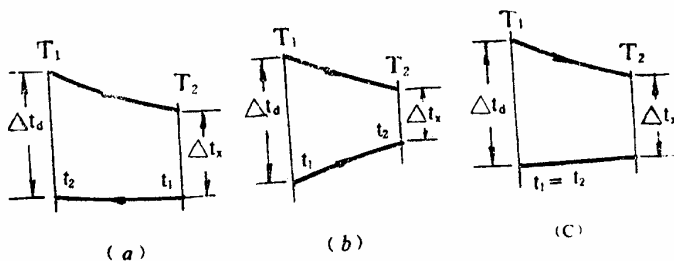


图 7 受热面的温度分布 (a) 逆流 (b) 顺流

### (二) 传热方程式。

从“传热学”中知道传热方程式的基本形式是：

$$Q = K \cdot \Delta t \cdot A \quad \text{J/s 或 W} \quad (4)$$



式中： $Q$ —传热量；

$K$ —传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

$\Delta t$ —平均温差， $^\circ C$ ；

$A$ —管子的传热面积， $m^2$ 。

传热系数  $K$  的计算复杂，见（四）节内容介绍。

### 1. 肋片管子的传热面积计算

肋片管子的尺寸符号见图 6。管外壁的总传热面积包括肋片的表面积和无肋片区的管外壁面积。令  $A_f$  为肋片表面积， $A_{wb}$  为无肋片区的管外壁面积，每米管长的总面积  $A_0 = A_f + A_{wb}$ ， $m^2/m$ 。

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - D_w^2) \times 2n \quad (5)$$

$$A_{wb} = \pi D_w (S_f - Y) \times n \quad (6)$$

式中： $n$ —每米长度上肋片的数目。（注：假定肋片端部绝热。）

### 2. 平均温差 $\Delta t$ 的计算

受热面都是由多排的水平管圈组成，沿着管子长度各点的流体温度是逐渐变化的，同时对应的各点的烟气温度也是逐渐变化的，因此只能求出整个受热面的平均温差。图 7 表示三种受热面烟气和管内流体的温度分布情况。进入受热面的烟气温度为  $T_1$ ，经过放热后的烟气温度降到  $T_2$ 。进入受热面的水（或汽）的温度为  $t_1$ ，吸热后温度升高，离开受热面时温度为  $t_2$ 。图 7 中表示出（a）、（b）、（c）三种情形。

（a）表示热流体（烟气）与冷流体（水或汽）的流动方向是相反的，称为“逆流”。两种流体的高温段位于受热面同一侧，低温段也位于受热面的另一侧。从（a）上可以看到，被加热的冷流体的出口温度  $t_2$  可以高于热流体的出口温度  $T_2$ ，此时，沿受热面的各处温度差（ $T - t$ ）比较一致，其数值比较大。这就是“逆流”布置的一个优点。现在余热锅炉的省煤器和过热器是采用“逆流”布置，热烟气自下而上流动，水（或汽）自上而下流动。

（b）表示热流体与冷流体的流动方向是相同的，称为“顺流”，可以看到，冷流体的出口温度  $t_2$  不能与热流体的出口温度  $T_2$  相同，至少要保持一个差值即  $(T_2 - t_2) > 0$ 。同时沿受热面的温差（ $T - t$ ）的变化大，开始温差大，后逐渐减小，整个受热面的温差的平均值比较小。

（c）表示冷流体温度没有变化，这种受热面就是蒸发器。因为当水变成蒸汽的过程中，饱和温度是不变的。不论采用“逆流”布置或“顺流”布置，其温差的数值是相同的。所以余热锅炉的蒸发器可采用“顺流”布置。

管子的平均温差用下列公式计算

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_x}} \quad (7)$$

式中： $\Delta t_d$ —热、冷流体温差的最大值；

$\Delta t_x$ —热、冷流体温差的最小值。

上述符号的意义表示在图 7 上。

公式（7）称为“对数平均温差”，是根据理想条件下推导出的。理想条件包括：单管、流体比热不变、对流换热系数不变。而实际受热面是多管的，流体比热随温度而变化，对流换热系数也是在变化的，所以实际使用时，用修正系数进行修正，得到实际受热面的对数平均温差是  $\psi \Delta t$ 。

余热锅炉各受热面的蛇行管的弯曲数都超过四流程，所以修正系数  $\psi$  接近 1。



例题 1: 已知省煤器进口水温是 110℃, 出口水温是 180℃, 烟气进口温度是 230℃, 出口温度降到 185℃, 试计算逆流及顺流布置时的对数平均温差。

解: 顺流布置时,  $\Delta t_d = 230 - 110 = 120$ ,  $\Delta t_x = 185 - 180 = 5$   
于是,

$$\Delta t = \frac{120 - 5}{\ln \frac{120}{5}} = 36.2$$

逆流布置时,  $\Delta t_x = 230 - 180 = 50$ ,  $\Delta t_d = 185 - 110 = 75$   
于是,

$$\Delta t = \frac{75 - 50}{\ln \frac{75}{50}} = 61.6$$

例题一的答案表明, 顺流布置时, 对数平均温差要小。如果传过同样的热量, 从公式 (4) 可以看出, 需要的受热面的面积大, 需增大 72% 左右, 所以余热锅炉中采用逆流布置。

### (三) 肋片管的传热过程

#### 1. 清洁管壁面的传热过程

图 8 表示了肋片管的传热, 假定金属壁面是清洁的, 没有污垢层, 可以认为传热有三个阶段, 现分别叙述如下:

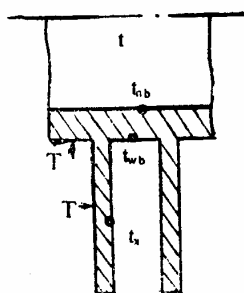
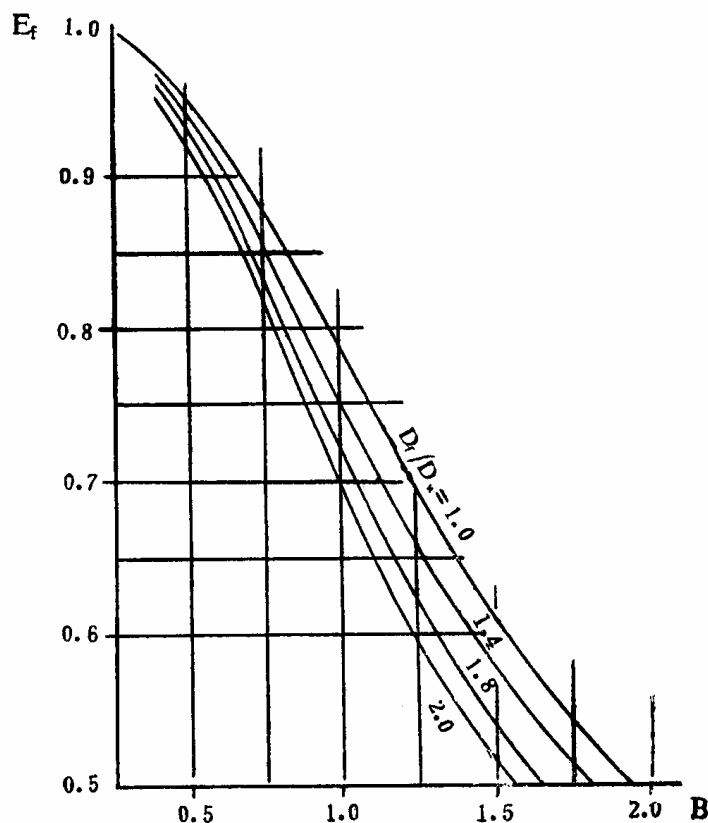


图 8 肋片管的传热

图 9 肋片效率  $E_f$



(1) 第一个阶段: 烟气对金属壁的传热。烟气的温度是  $T$ , 分别与肋片壁与管外壁接触, 管外壁的温度是  $t_{wb}$ , 肋片壁的温度是  $t_x$ 。可以根据公式 (4) 的形式, 分别写出传热量公式,  $Q_1$  是传给肋片壁的热量,  $Q_2$  是传给管外壁的热量。

$$Q_1 = \alpha_1 A_f (T - t_x) \quad W \quad (8)$$

$$Q_2 = \alpha_1 A_{wb} (T - t_{wb}) \quad W \quad (9)$$



烟气总传热量

$$Q_I = \alpha_1 [A_f (T - t_x) + A_{wb} (T - t_{wb})] \quad W \quad (10)$$

上式中的肋片壁温 $t_x$ 是一个平均温度值，距离管外壁近的肋片根部的温度接近管外壁温 $t_{wb}$ ，而在肋片顶端处的温度要比管外壁温 $t_{wb}$ 高，所以采用平均值。 $t_x$ 的数值与以下物理量有关：管外壁温度、管子尺寸、肋片尺寸、金属壁的导热系数、烟气的换热系数等。经数字推导并加整理，得到肋片效率 $E_f$ 和系数 $B$ 。

$$E_f = \frac{T - t_x}{T - t_{wb}} \quad (11)$$

$$B = \frac{1}{2} (D_f - D_w) \left( \frac{2\alpha_1}{\lambda_b Y} \right)^{0.5} \quad (12)$$

两者的关系 $E_f = f(B)$ 示于图9中。

式中： $\lambda_b$ —金属壁的导热系数， $W/(m \cdot ^\circ C)$

$\alpha_1$ —烟气对壁的换热系数 $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

其余符号见图6及图8所示。

肋片效率 $E_f$ 的物理意义表明金属本身的热阻的影响。从公式(11)中可以看到，当金属有热阻时， $t_x$ 大于 $t_{wb}$ ， $E_f$ 是一个小于1的数值。在理想情况下，金属没有热阻， $t_x$ 等于 $t_{wb}$ ，肋片效率 $E_f = 1$ 。将(11)公式中的 $(T - t_x)$ 代入公式(10)中，得到第一阶段传热量为：

$$Q_I = \alpha_1 (A_f E_f + A_{wb}) (T - t_{wb}) \quad W \quad (13)$$

(2) 第二个阶段：从管外壁到管内壁的传热量为：

$$Q_{II} = \frac{\lambda_b}{b} (t_{wb} - t_{nb}) A_b \quad W \quad (14)$$

式中： $b$ —管壁厚度， $m$ ；

$t_{nb}$ —管内壁温度， $^\circ C$ ；

$A_b$ ——用平均直径计算的管子平均面积， $m^2$ 。

(3) 第三个阶段：从管内壁到管内流体的传热量为：

$$Q_{III} = \alpha_2 (t_{nb} - t) A_{nb} \quad W \quad (15)$$

式中： $\alpha_2$ —管内流体的换热系数， $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

$A_{nb}$ —管内壁面积， $m^2$

$t$ ——管内流体的平均温度， $^\circ C$ 。

在稳定传热过程中，上述的三个阶段的传热量是相等的，得到 $Q = Q_I = Q_{II} = Q_{III}$ ，将各 $Q$ 值代入后，加以整理，得到

$$Q = \alpha_1 (A_f E_f + A_{wb}) (T - t_{wb}) = \frac{\lambda_b}{b} (t_{wb} - t_{nb}) A_b = \alpha_2 (t_{nb} - t) A_{nb}$$

$$\text{根据} \quad (T - t_{wb}) + (t_{wb} - t_{nb}) + (t_{nb} - t) = T - t$$

得到



$$\frac{Q}{\alpha_1(A_f E_f + A_{wb})} + \frac{Q}{\frac{\lambda_b}{b} A_b} + \frac{Q}{\alpha_2 A_{nb}} = T - t \quad (16)$$

可以写成公式（4）的通用形式，

$$Q = KA_0 \Delta t \quad W \quad (17)$$

式中：\$A\_0\$—肋片、管外壁总面积，\$A\_0 = A\_f + A\_{wb}\$；

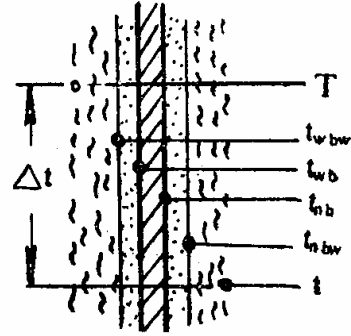
\$\Delta t\$—对数平均温差，℃

\$K\$—总传热系数，\$W/(m^2 \cdot ^\circ C)\$。

其计算见（四）节内容

## 2. 壁面有污垢的传热过程

图（10）表示有污垢时的传热，由于污垢层的热阻大，使管外壁温\$t\_{wb}\$降低，依此类推，最终使冷流体的温度降低，达不到预定的加热温度。当余热锅炉受热面存有污垢时，就有此现象产生，污垢厚度越厚，此现象越严重。



污垢层的传热量可按照公式（14）的形式

$$Q = \frac{\lambda_{rw}}{b_{rw}} (t_{wbw} - t_{nb}) A_{ww} \quad W$$

$$Q = \frac{\lambda_{rn}}{b_{rn}} (t_{nb} - t_{nbw}) A_{nw} \quad W$$

工程上直接用污垢系数来表示污垢层的热阻。\$R\_w\$表示外壁的污垢系数，\$R\_w = b\_{rw}/\lambda\_{rw}\$；\$R\_n\$表示内壁的污垢系数，\$R\_n = b\_{rn}/\lambda\_{rn}\$。

考虑到污垢层比较薄，近似认为\$A\_{ww} = A\_0\$，\$A\_{nw} = A\_{nb}\$，九得到：

$$Q = \frac{1}{R_w} (t_{wbw} - t_{nb}) A_0 \quad W \quad (18)$$

$$Q = \frac{1}{R_n} (t_{nb} - t_{nbw}) A_{nb} \quad W \quad (19)$$

将以上两式与其他三项传热量合并后，得到：

$$\frac{Q}{\alpha_1(A_f E_f + A_{wb})} + \frac{Q}{\frac{1}{R_w} A_0} + \frac{Q}{\frac{\lambda_b}{b} A_b} + \frac{Q}{\alpha_2 A_{nb}} + \frac{Q}{\frac{1}{R_n} A_{nb}} = T - t \quad (20)$$

比较公式（16）与公式（20），可以看出，由于等号左边增加了两项，使数值变大，等号右边的（\$T-t\$）的差值也变大，表示冷流体被加热的温度要降低，即余热锅炉产汽量或蒸汽出口温度均要降低，这说明受热面结垢对运行是不利的。

## （四）肋片管的传热系数计算

将公式（20）写成通用形式：

$$Q = KA_0 \Delta t$$

得到传热系数：



$$K = \left( \frac{A_0}{\alpha_1 (A_f E_f + A_{wb})} + R_w + \frac{b}{\lambda_b} \frac{A_0}{A_b} + \left( R_n + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{A_0}{A_{wb}} \right)^{-1} \quad \text{W / (m}^2 \cdot ^\circ \text{C)} \quad (21)$$

上式第一项是烟气换热的热阻，第二项是烟气侧壁面的污垢热阻，第三项是金属管壁热阻，第四项是管内壁污垢热阻和管内流体换热的热阻。计算传热系数K，首先要计算 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、以及 $R_w$ 、 $R_n$ 、 $\lambda_b$ 。现分别叙述如下。

### 1. 金属管壁导热系数 $\lambda_b$ 。

对于碳钢的管材，当温度为 20℃时， $\lambda_b = 46 \text{ W / (m} \cdot ^\circ \text{C)}$ ，随着温度升高而略有降低，当温度在 100℃~200℃之间， $\lambda_b = 40 \text{ W / (m} \cdot ^\circ \text{C)}$ 。

对于含铬钢管，当温度在 400℃时，导热系数 $\lambda_b = 38 \text{ W / (m} \cdot ^\circ \text{C)}$ ，过热器常采用铬钢来制造。

### 2. 管外壁和管内壁的污垢系数

管外壁的污垢包括氧化膜及积灰，其污垢系数 $R_w$ 随燃料气的性质而定，燃用天然气时， $R_w$ 可取  $0.00035 \text{ m}^2 \cdot ^\circ \text{C} / \text{W}$ ，燃用油时， $R_w$ 可取  $0.0008 \text{ m}^2 \cdot ^\circ \text{C} / \text{W}$

管内壁的污垢包括氧化膜及水垢，采用水处理的软化水作为锅炉给水时，污垢系数 $R_n$ 可取  $0.0001 \sim 0.0002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ \text{C} / \text{W}$ 。当软化水质量不合格，水垢层厚度会变厚，使污垢系数随运行时间增加而增加。所以要保证锅炉给水的质量。

### 3. 烟气换热系数 $\alpha_1$

肋片管采用正三角形错列布置时，换热系数 $\alpha_1$ 可用布里格斯的实验公式。

$$\alpha_1 = 0.1378 \text{ Re}^{0.718} \text{ Pr}^{0.333} \left[ \frac{S_f - Y}{0.5(D_f - D_w)} \right]^{0.296} \frac{\lambda}{D_w} \quad \text{W / (m}^2 \cdot ^\circ \text{C)} \quad (22)$$

式中： $S_f$ ， $Y$ ， $D_f$ ， $D_w$ 结构尺寸见图 6；

$\text{Re}$ —雷诺数，

$$\text{Re} = \frac{w D_w \rho}{\mu}$$

$\text{Pr}$ —普朗特数，

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

$w$ —烟气在最小通流截面处的流速，m/s

$\rho$ —烟气密度， $\text{kg/m}^3$

$\mu$ —烟气粘度（粘性系数）， $\text{Pa} \cdot \text{s}$

$c_p$ —烟气定压比热， $\text{J/kg} \cdot ^\circ \text{C}$

$\lambda$ —烟气导热系数， $\text{W/m} \cdot ^\circ \text{C}$

当肋片管的结构尺寸确定后，其余物理量都与烟气温度有关，其中烟气流速还与烟气流量有关。

通常烟气的换热系数 $\alpha_1$ 的数值范围是几十，所以其热阻大，是决定传热系数的主要因素，余热锅炉运行时的负荷变化也取决于烟气换热系数，例如，当烟气流量增加，烟气流速就增大，雷诺数 $\text{Re}$ 增大，换热系数 $\alpha_1$ 就加大，传热系数 $K$ 也变大，传热量增加，使余热锅炉的产汽量增加。反之，烟气流量减少，换热系数也减小，传热量就少，产汽量也少。

**注：关于一般的传热计算，传热系数 K，热阻，热阻中的关键项—烟气侧对流换热系数。**

例题 2：已知某处烟气流速 17m/s，温度 375℃，当烟气（质量）流量不变，温度升高到



450℃时，分析换热系数 $\alpha_1$ 的变化。

解：按布里格斯的实验公式，计算结果如下：

温度℃	$\lambda$	Pr	$\mu/\rho$	w	Re
375	0.0489	0.702	$57.4 \times 10^{-6}$	17	$296167D_w$
450	0.0538	0.706	$69.14 \times 10^{-6}$	19	$274391D_w$

得： $\alpha_{450}/\alpha_{375} = 1.043$

注：质量流量不变，通流面积不变，烟气的体积与绝对温度成正比，流速也就与绝对温度成正比，从而得到 450℃时的速度。

$\lambda$ ,  $\mu$ , 或  $\nu = \mu/\rho$  等一般可从工程手册上查到。雷诺数和普朗特数可根据定义式计算，其中定压比热一般也可查到。在℃变化不大的情况下，定压比热可以认为是常数。另外，密度 $\rho$ 可以根据状态方程求得。在本例情况下，压力不变，密度与绝对温度成反比。

由本例得，换热系数增加了 4.3%。通常情况下，温度变化 1℃，换热系数变化 0.057%。

#### 4. 管内流体换热系数

(1) 单相流体换热系数 $\alpha_2$ 的计算，如在省煤器内和过热器内的情况，可用公式：

$$\alpha_2 = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \frac{\lambda}{D_n} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (23)$$

式中， $\lambda$ —管内流体的导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

$D_n$ —管内径，m。

(2) 两相流体的换热系数计算，如在蒸发器内的情况，比较复杂，为汽水两相流动，又是沸腾过程。推荐使用下述公式计算蒸发器内有沸腾的两相流换热系数：

$$\alpha_2 = S\alpha_F + \alpha_{dl} \quad (24)$$

式中， $\alpha_F$ —沸腾换热系数；

$\alpha_{dl}$ —强迫对流换热系数；

S—修正系数，与汽水两相参数 F 有关，与雷诺数  $\text{Re}'$  有关，可从图 11 查得。F 的计算公式为公式 27。

可见换热系数由两部分加权迭加而得，一部分考虑沸腾换热，一部分考虑强迫对流换热。

a. 沸腾换热系数 $\alpha_F$ ：

$$\alpha_F = C \times q^{0.7} \quad (24)$$

式中，C—与压力有关的系数，查图 12；

q—管内壁热负荷， $\text{W}/\text{m}^2$ ， $q = Q/A_n$ ；

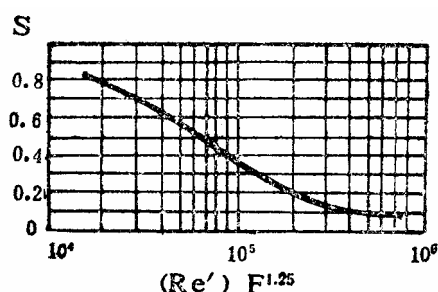


图 11 修正系数 S

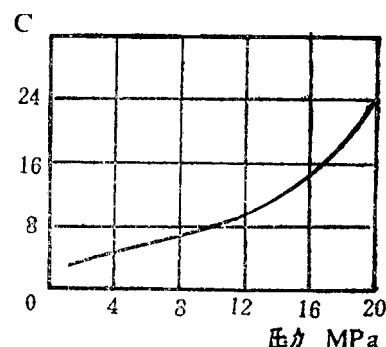


图 12 系数 C 与压力的关系



b. 两相强迫对流时的换热系数 $\alpha_{dl}$ :

$$\alpha_{dl} = F \times \alpha_2^* \quad (25)$$

式中:  $\alpha_2^*$ —假定管内全是饱和水时的对流换热系数, 用(23)式计算;

$F$ —存在蒸汽的修正系数,

$$F = 3.5(X_{tt})^{-0.5} \quad (26)$$

$X_{tt}$ 是考虑水中有汽水共存时的两相参数:

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0.1} \quad (27)$$

式中,  $\rho''/\rho'$ —饱和汽与饱和水的密度比;

$\mu'/\mu''$ —饱和水与饱和汽的粘性系数比;

$x$ —平均质量含汽率,

$$x = 0.5 \frac{D}{G} \quad (28)$$

$D$ —出口处蒸汽流量;

$G$ —入口处水的流量。

### 三、在运行条件下受热面传热量的变化

一台余热锅炉的产汽量与吸收的热量有关, 也就是与传热量有关。在运行条件下, 各种因素都会影响到余热锅炉的产汽量, 现分析如下。

#### (一) 烟气流量变化

已知 A 余热锅炉的进口烟气流量为 135.5kg/s, 现烟气流降为 97.2kg/s; 假走进口烟气温度不变, 此时蒸发器产汽量将如何变化?

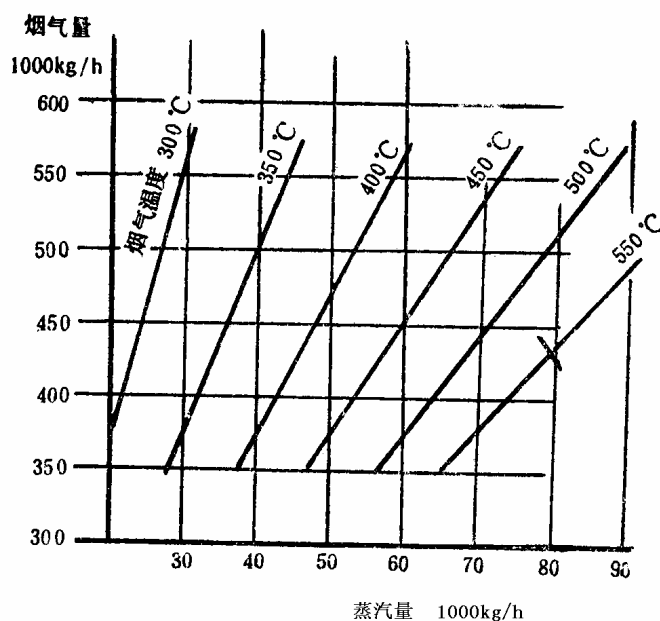


图 13 产汽量与烟气参数的关系

烟气流下降为原值的 71.7%, 烟气的换热系数下降为原值的 78.8%, 假定其它各项热阻不变, 总热阻增加 1.23 倍, 传热系数下降为原值的 81.6%。由于传热系数下降的幅度小于烟



气量的下降幅度，表明蒸发器出口处的烟气温度也要下降，最终平衡在一个新的位置上，经试算后，传热量为原值的 73% 时是合适的。此时烟气流下降为 71.7%，产汽量下降为 73%，离开蒸发器的烟气温度比原设计值下降 5℃，考虑到进入省煤器的烟气温度降低，省煤器的平均温差下降得多，可以认为生产饱和蒸汽的 A 余热锅炉的产汽量与烟流量成比例，图 13 示出了产汽量与烟流量的线性关系。

## （二）烟气温度变化

烟气温度的变化影响平均温差，同时也影响传热系数。例题二的数据说明温度对传热系数的影响不大，主要是影响平均温差。现在仍然用 A 炉中的蒸发器为例说明影响传热量的大小（即产汽量的大小）。

在烟流量不变的条件下，假定进口烟气温度下降到 400℃，先假定离开蒸发器的烟气温度不变时，得到烟气有效放热量降为原值的 56%，平均温差降为原值的 69%，传热系数降为原值的 96.7%，传热量降为原值的 66.7%，显然，此热量与烟气放热量不同，表明传热能力大，使离开蒸发器的烟气温度必然会下降。经试算后，得到离开蒸发器的烟气温度为 207℃，此时烟气有效放热量为 28840kW，传热量为 28822kW，两者相符。热量为原值的 58%，即产汽量为 51400kg/h。选用多种烟流量数值和烟气温度数值，可以算出各个平衡点，平衡点组成的曲线示于图 13 中。当烟流量不变时，温度与产汽量也是直线关系。

图 13 是根据 A 余热锅炉制定的，可供运行人员参考，（该图由厂方提供）。

应该说明，对于具有过热器的余热锅炉，因蒸汽出口温度与产汽量有关，计算比较复杂，但基本原理是相同的，此处就不叙述。

## 四、烟气流阻

烟气从燃气轮机出口，经烟道、各受热面直到烟囱出口，是靠自身具有的排气压力，也就是说燃气轮机出口的排气压力要能够克服全部流动阻力。根据流体力学的基本公式，流动阻力可以写成

$$\Delta p = A \frac{\rho w^2}{2} \quad \text{Pa} \quad (30)$$

式中：w—烟气平均流速，m/s；

$\rho$ —烟气密度 kg/m<sup>3</sup>；

$$\rho = \rho_0 \frac{273}{273 + T} \frac{p}{p_0}$$

T—烟气平均温度，℃；

p—烟气平均压力，可取 p=P<sub>0</sub>；

P<sub>0</sub>—标准气压；

$\rho_0$ —标准情况下烟气的密度，kg/Nm<sup>3</sup>；

A—系数，根据具体条件而定。

当流经三角形错列布置的肋片管时，用公式（31）来计算 A 值：

$$A = 37.86 \text{Re}^{-0.316} \cdot \left( \frac{S_1}{D_w} \right)^{-0.927} \cdot \left( \frac{S_1'}{S_2'} \right)^{0.515} \cdot N \quad (31)$$

式中：N—沿烟气流动方向的纵向管排数；

S<sub>1</sub>—管子横向间距，m；

S<sub>2</sub>'—管子斜向间距，m。



在正三角形布置时， $S_1=S_2'$ 。

在运行条件下，烟气流量和烟气温度的变化都会影响流阻的大小，从公式 30 和 31 可以推导其间的关系：

$$\Delta p \propto (273+t)^{0.684}$$

$$\Delta p \propto V^{1.684}$$

GE 公司提供的余热锅炉采用立式布置，烟气向上流动时，会产生自生引力，自生引力可用下式计算：

$$\Delta p_{zs} = gh(\rho_l - \rho_r)$$

式中， $h$ —余热锅炉出口高度；

$\rho_l$ —外界冷风密度；

$\rho_r$ —平均温度下的烟气密度。

自生引力与烟气温度有关，烟气温度越高，则自生引力也越大。

烟气的流动阻力由烟气压力降及自生引力来平衡。

制造厂提供了烟气压力降与烟气流量、烟气温度的曲线图，示于图 15 中，该图适用于 A 余热锅炉。

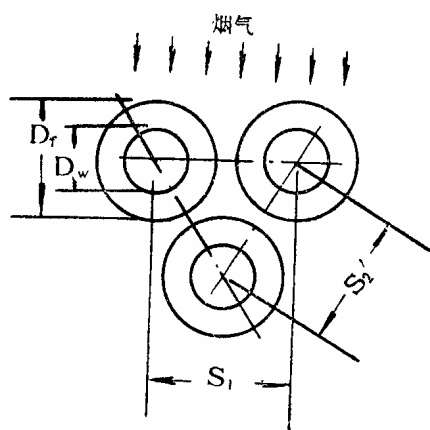


图 14 肋片管错列布置

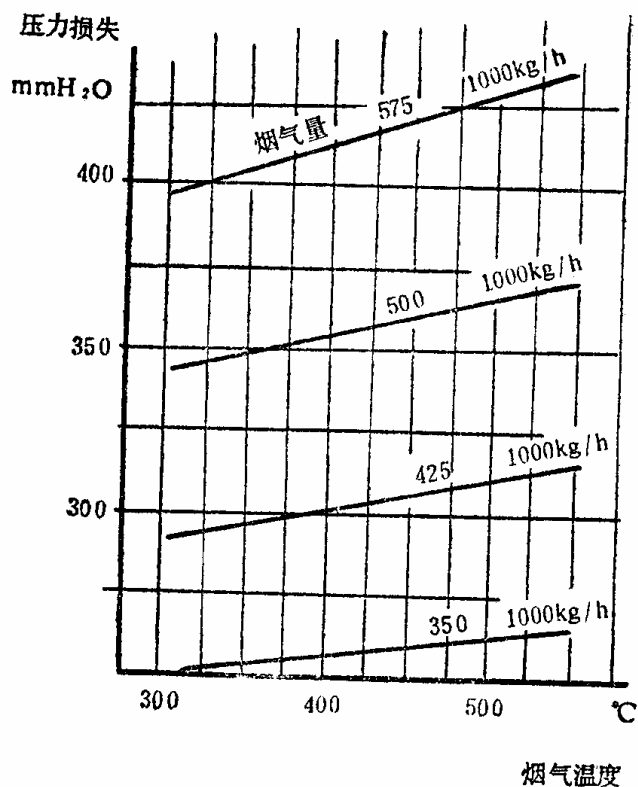


图 15 烟气压力损失

### § 3 蒸发器的工作特性及其系统

蒸发器系统包括：两组蒸发器、循环泵及汽包三种主要设备。在此系统内是水吸收热量变成蒸汽，即沸腾过程。由于水平管组内的沸腾过程会影响设备的安全性，所以本节主要叙述沸腾过程的特点，以及各主要设备的安全性。1 表示三种主要设备的连接。从省煤器出来的水进入汽包的水空间，与汽包内的水均匀混合后，从汽包底部的一根下降管到循环泵入口，水在循环泵内升压后，进入蒸发器。蒸发器有两组，是并联的，部分水在蒸发器内汽化成汽，汽水混合物离开蒸发器进入汽包，在汽包内使汽水分离，蒸汽从汽包顶部管子引出，去用户或去过热器。水留在空间，再进入下降管依次循环。

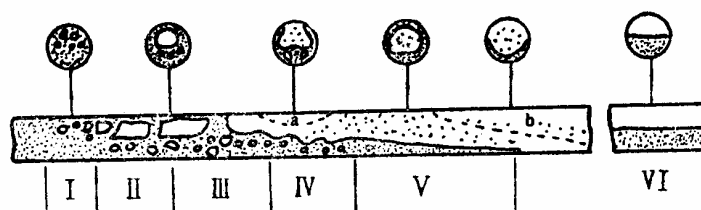


## 一、蒸发器的热力特性

水的沸腾过程是一个复杂的换热过程，烟气加热肋片及管壁，管壁温度升高，使紧邻内壁的水温升高，当温度高于饱和温度一定值时，壁面上会有汽泡产生，长大，然后脱离壁面与水流一同流动，汽与水的流动型式是多种多样的，不同的流型具有不同的热力特性。

### （一）受热时水平管内汽水两相流的流型

图 16 是一根水平管受热时的典型图，此图适用于余热锅炉，因其热负荷不大。现分析图中各区域的特点。



I 泡状流 II 塞状流 III 弹状流 IV 波浪状流 V 环状流 VI 分层流 a 间歇干燥区 b 长期干燥区

图 16 水平蒸发管中的流动形式

**I 区：**壁面上形成的汽泡进入水中，汽泡较小。当水流速低时，由于汽与水的密度不同，在重力影响下，使汽泡趋于管道的上半部，因汽泡小而数量多，称为“泡状流”。沿管内壁均有水，使管壁得到冷却，安全性好。当水流速增大后，水的动能可带动汽泡趋于管中间，使汽泡均匀分布。

**II 区：**随着汽泡数量增多，汽泡聚合而成大汽泡，在水流中流动，好像是个汽塞，称为“塞状流”。此大汽泡也是趋于沿管上半部流动。

**III 区：**在塞状流的基础上，汽泡又变大，变长，形状像子弹，称为“弹状流”。在弹状汽泡四周仍有水层，可以冷却管壁。

**IV 区：**蒸汽连成一片。蒸汽的速度增大，使汽水分界面掀起扰动的波浪称为“波浪状流”，此波浪被甩到管壁上部，使上部管壁经常有水冷却。形成间歇干燥区。

**V 区：**当蒸汽速度很高，汽流就位于管道中心流动，形成汽核，在汽核周围有一层水膜，通常是下部水膜厚，上部水膜薄。水膜沿管内壁呈环状，故称为“环状流”。如果上部失去水膜，形成长期干燥区，将使管壁得不到冷却而超温损坏。

**VI 区：**管内水流速和蒸汽流速都很低时，由于重力的影响，使蒸汽沿管道上部流动，水沿管道下部流动，在蒸汽上部边界没有水膜，汽与水的分界面很光滑，称为“分层流”。

以上六种流动型式的热力（传热）和水力（流阻）特性是不同的。从安全性的角度来看，只有“分层流”是不好的，所以蒸发器在运行中，不允许出现“分层流”。下面将逐步解释此问题。

### （二）水沸腾的传热过程

沸腾的定义是：在水的内部（而不是水的表面）产生汽泡的汽化过程。例如管内是饱和水，吸热后，在管壁上就会形成汽泡，这就叫沸腾。

沸腾过程可分两种，一种是大空间沸腾，水是依靠自然对流作上下运动的，例如家庭用水壶烧开水、壶底的水吸热后上升，周围的水下降吸热，最后使壶内之水温都升高。另一种是对流沸腾，即水在管内流动而沸腾，余热锅炉的蒸发器内的水就属于对流沸腾。

由于蒸发器内水温的不同，又可将沸腾分为过冷沸腾和饱和沸腾，现分别叙述之。

#### 1. 过冷沸腾

过冷的意义与本章第二节中提到的欠温是相同的，即水温低于饱和温度。



过冷沸腾指的是：整个水温低于饱和温度，但在局部区域沸腾产汽。

例如：进入蒸发器的水温通常是汽包压力对应的饱和水温，而进入蒸发器的水的压力要大于汽包压力，这是因为经循环泵后水压升高，此时的水温对应于水压而言，是过冷的。如果汽包压力是 4MPa，对应的饱和水温是 250.3℃，当水压升到 4.2MPa 时，对应的饱和水温应该是 253.2℃，表明过冷度约为 3℃。

具有过冷度的水进入蒸发管，管外有高温烟气加热，使管壁温度升高，当壁温高于饱和温度时，使紧贴着管壁的水层温度也能略高于饱和温度，在此水层内的水会汽化（即沸腾）。汽泡的产生、长大和脱离将会强烈地扰动水层，使换热加强，即换热系数增大，这就叫做“过冷沸腾”。例题三 A 余热锅炉的蒸发器 I 中，进入蒸发器的水沿最下排管内流动，此时最下排管子与 540℃ 的高温烟气接触，有可能发生过冷沸腾。一般来说，由于管内的水温低于饱和温度，当这些汽泡脱离壁面进入主水流中，就会发生凝结现象，此时的过冷沸腾能够稳定进行。如果水流速低，管壁上产生之汽泡不能脱离壁面，将会在管壁上形成汽膜，使管壁不能冷却，因壁温升高使强度下降而损坏，所以对于过冷沸腾也要注意其破坏性。

## 2. 饱和沸腾

水不断被加热，直至全部水温达到饱和温度以后，就发生饱和沸腾。此时蒸汽不会再凝结，蒸发器的大部份管内都进行着饱和沸腾。为了计算传热量，需要了解饱和沸腾时的换热系数的计算。饱和沸腾的传热随流动型式而不同，通常可以分为二类，一类是图 16 中的泡状流、塞状流、弹状流，其特点是汽泡周围都有水层存在，汽泡在水流中流动，称为“饱和泡态沸腾”。另一类是图 16 中的环状流，水在四周流动，汽在中心区流动，各自有流通截面和流速，称为“两相强迫对流”，这两种沸腾的产汽方式也是不同的。

(1) 饱和泡态沸腾：汽泡常在管壁上产生、长大、再脱离。从管壁上带走热量有两种方式。一种是汽泡生成需要热量，汽泡脱离就带走热量。另一种是靠壁面内的水层的换热来带走热量，两者都起作用，综合后使传热增强，所以换热系数很大。

(2) 两相强迫对流：管内壁处有水层，水层的水温比饱和温度大的数值不足以在管壁上形成汽泡。也就是说水温的过热度不够。此时只能靠水层内水的流动所形成的对流换热，把管壁的热量转移到水层，使水层与蒸汽的分界面上有水蒸发成蒸汽，连续的蒸发过程就把热量带走。这种“环状流”的水和汽流速高，水层的对流换热强，所以水层的温度难以升高到有足够的过热度，对于这种在汽水表面产汽的过程，通常不叫“沸腾”，而命名为“两相强迫对流”。

在实际工程中可以根据热负荷、质量含汽率等参数来确定沸腾的形式，作为计算传热系数，两者差别不大，同时考虑到沿管段的热负荷和质量含汽率都是在变化的，也难以精确分开，所以不再分别叙述其传热计算。

国外学者认为：饱和泡态沸腾和两相强迫对流的汽化过程中，都存在泡态沸腾和对流两种传热机理。例如从管壁上产汽，出现小汽泡，这是泡态沸腾。不产汽泡的区域有水层流动，这是对流换热，同样，在两相强迫对流过程中，水层表面形成的蒸发过程，也扰乱了水层，其作用与泡态沸腾相同。

## 3. 传热过程：

水沸腾时的换热系数是很大的。从例题三的计算中，可以看到两相对流的换热系数为单相对流的 3.9 倍，即  $3.9 \times 5024 = 19593.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，泡态沸腾时的换热系数为  $(19130.2, \text{误}) 6923.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。最后的沸腾换热系数为  $(38724, \text{误}) 20286 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

下面将对上节计算公式加以说明。

沸腾时换热系数达到五位数字，这是因为汽泡的产生，长大和脱离严重地扰乱了水的边界层，使水分子活跃，增加了紊流度，使换热增强。

关于附面层问题，层流底层。



下面的内容需要简单讲解流体的粘性、粘性系数，气体和液体粘性系数随℃的变化等。

蒸发器管内的水的沸腾过程包括“泡态沸腾和两相对流”的传热过程，所以采用公式(24)的计算型式。

(1)  $\alpha_{dl}$  是两相流强制对流换热系数，在管内流动时，可以写成通用型式：

$$\alpha_{dl} = 0.023 \frac{\lambda}{D} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

式中的导热系数 $\lambda$ 、雷诺数 $\text{Re}$ 和普朗特数 $\text{Pr}$ ，都是汽和水两相流的物理量，实际中难以确定。所以按照单相饱和水在管内流动时的各物理量来计算换热系数，然后用试验方法，找出修正系数 $F$ ，经多次试验结果，得到有汽存在时的修正系数 $F=3.5(X_{tt})^{-0.5}$ 。

当含汽量增加，意味着汽泡多，其扰动加剧使换热加强，从公式(28)也可以看出含汽率 $X$ 增加，两相参数 $X_{tt}$ 值减少，系数 $F$ 增加。

随着压力增加，蒸汽的密度增加，水的密度降低(解释：饱和状态的温度和压力是一一对应的，压力增加意味着温度增加，因此水的密度下降)。水的粘度减小，而汽的粘度略增，汽与水的物性差别减小，说明汽泡之作用减弱，使换热减弱，从公式(28)也可以看出压力增加使汽水密度比增加，使 $X_{tt}$ 值增加，尽管水汽粘度比减小，但其占的比重小。综合后仍使 $X_{tt}$ 值增加，系数 $F$ 减小。

(2)  $S\alpha_F$ 是管内沸腾时的换热系数

$\alpha_F$ 是考虑沸腾时汽泡的作用而具有的换热系数，通常是按照大容积沸腾换热来计算的，经过许多学者试验总结，大容积沸腾换热系数与热负荷 0.7 次方成比例，还与汽和水的物性有关，例如：导热系数、密度、粘度、表面张力、比热等等。在饱和状态下，这些物性都与压力有关，所以用物性系数 $C$ 来表示，整理为 $\alpha_F = C \cdot q^{0.7}$ ，即公式(25)， $C$ 可从图 12 中查得。

由于管内流动条件下的沸腾与大容积沸腾有差别，所以用修正系数  $S$  来修正，此修正系数是按照试验结果而整理的。当水流的雷诺数大，表明偏离大容积沸腾的程度大， $S$  值就小，当水流中含汽量大，蒸汽存在的形式会以弹状、环状为主，此时考虑蒸汽存在的系数  $F$  增加，也表明远离大容积沸腾，此时  $S$  值也减小。反之，含汽量少，汽以泡态形式存在，接近大容积沸腾， $S$  值就大，从例题三的计算中，蒸发器内的水沸腾换热系数是大容积沸腾换热系数的 10%，即  $S$  值为 0.1，尽管  $S$  值小，仍保证沸腾换热系数达到一万以上。

以上讨论的传热过程都是正常流型下的换热，总的换热系数大，是安全的。现用例题三的计算数据来说明其安全性。

利用公式(15)及考虑污垢的公式(19)，得到

$$Q = \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_n \right)^{-1} (t_{nb} - t) A_{nb}$$

$$(t_{nb} - t) = Q \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_n \right) / A_{nb}$$

已知 $Q=49714 \times 10^3 \text{W}$ ， $\alpha_2 = (38724 \text{ 误}) 20286 \text{ W/(m}^2\text{℃)}$

$$\frac{1}{\alpha_2} + R_n = 0.0002453 (0.000196 \text{ 误})$$

$$A_{nb} = 0.145 \times 28 \times 18 \times 10.668 = 779.6$$

得到 $t_{nb} - t = 15.64^\circ\text{C}$  (12.5℃，误)

已知水温为  $195.4^\circ\text{C}$ ，则管壁温度 $t_{nb}$ 为  $211.04^\circ\text{C}$  (208℃误)，碳钢管材可以在  $400^\circ\text{C}$ 下长



期工作，所以是安全的。

### （三）汽水分层

汽水分层即是图 16 中的分层流，下部是水沸腾流动，上部是汽流动。

#### 1. 分层流的传热

分层流是在水流速很低时出现的流动型式，此时蒸汽流速也很低。管内有水的区域，仍能有较好的传热效果。水速低，接近大容积沸腾，其换热系数仍很大，使管壁温度为正常值。在蒸汽区域，没有水，因蒸汽的导热系数只是水导热系数的 5.5%，所以其换热系数小。再加上蒸汽流速低，更不利于换热。当蒸汽流速为 2m/s 时，压力参数与例题三相同，此时蒸汽的换热系数  $\alpha_2$  为 140W/(m<sup>2</sup>·℃)，将此数值用来计算管壁温度。

$$t_{nb} - t = \frac{49714 \times 10^3}{779.6} \left( \frac{1}{140} + 0.00017 \right) = 466 \quad ^\circ\text{C}$$

此时管壁温度为 661.4℃，很显然，这个温度超出了碳钢承受的温度，使管材的强度大大下降而导致管子破坏。换句话说，在上述情况下，因蒸汽的换热系数小，不能把蒸汽侧的管壁的热量带走，故使壁温上升。

注：这只是一个孤立的计算。实际上，由于燃机排气温度只有 500~600℃，管壁温度不可能升高到如此高的温度。

#### 2. 分界面的疲劳应力

汽水分层的界面常常会上下变化，使得这部分管壁交替地与汽、水接触，与汽接触时则壁温上升，与水接触时壁温下降。由于壁温的交替变化，使材料产生疲劳热应力，减弱其工作的安全性。

综合以上两点，对水平式蒸发器而言，必须防止汽水分层的产生，这是设计者和运行者都需要注意的事项。

#### 3. 引起汽水分层的因素

前面已提到分层是在水速和汽速都很低的条件下产生的。除此以外，还与压力、质量含汽率  $x$ 、管子内径、热负荷  $q$  有关。

##### （1）流速的影响

在蒸发管内水连续汽化，各个管截面处的两相混合物的流速也随之而变化，很难用混合物的实际流速来表示流速的大小。人们常用“质量流速”来表示通常的“流速”大小。其定义是：单位截面上单位时间内流过的质量，单位为 kg/s·m<sup>2</sup>。对管子而言，管径不变则其流通截面不变。根据质量不灭定律，管内流体的质量也不变，所以管子各个截面处的质量流速都是相同的数值，使用起来十分方便。可以用入口处的质量流速来表示整根管子的流速。用  $G$  (kg/s) 表示质量流量， $f$  表示面积，整理后得到：（所谓质量流速即“密流”。）

$$\text{质量流速} = \frac{G}{f} = \frac{1}{f} \rho V = \rho w_0$$

式中， $\rho$ —入口处水的密度；

$w_0$ —入口处水的流速，此流速又称为“循环流速”，是常用的参数。

当管径、压力、质量含汽率都不变的条件下，两相流的流型随质量流速  $\rho w_0$  的变化而改变。质量流速低时，流型是分层流。若质量流速增大，流型会转为塞状流、泡状流。这是因为流速高，动能大，扰动强，水流可以带汽泡一同流动。汽泡垂直上升的运动被高速水流阻碍，不能集中到管子上部，分层流就被破坏了。国外学者根据试验结果得出了一些数据，说明质量流速与分层流的关系，示于图 17 及图 18 中。

（2）压力的影响（饱和压力与饱和温度一一对应，压力增加，温度必然增加。）

压力对分层流的影响是比较复杂的，以压力增高为例进行分析，压力增高有两方面不同



的效果，一方面是水的表面张力减小，汽泡直径小，从水中上升的阻力变小，有利于分层。另一方面是汽与水的密度差变小，即重力影响减小（浮升力减小），不利于分层。根据试验结果，压力的影响表示在图 17 及图 18 中，图 17 中下面二条曲线显示了压力的双重作用，随着压力增加，容易出现分层流，对应的质量流速也增大，当压力达到 12MPa 后。随着压力增加，分层流的范围减小，对应的质量流速又减小。

### (3) 质量含汽率的影响

质量含汽率  $x$  的定义已在管内沸腾换热系数中介绍过，对一根连续受热的管子可以用平均质量含汽率来表示，质量含汽率的倒数是循环倍率  $K$ ，

$$K = \frac{1}{x} = \frac{G}{D}$$

两个指标都是经常被采用的。

一台锅炉的产汽量  $D$  是确定的数值，而进入蒸发器的水量则与其它条件有关。

对于图 2 所示的自然循环余热锅炉，进入蒸发器内的水量取决于汽包高度、下降管直径、上升管管径、管子根数以及传热量大小。其循环倍率比较大，约为 15~30，对应的质量含汽率比较小，约为 0.03~0.07。

对于本余热锅炉的进水量  $G$  则可以任意选定，因为水量由循环泵供给的，根据所需要的流量  $G$  选择对应的循环泵，就能满足要求。但进水量  $G$  的大小与安全性和经济性有关。要综合考虑来确定进水量  $G$ 。如果选择进水量多，循环泵输送的流量要多，泵的尺寸就大。水量多使得蒸发器的水流速高，流阻增加，泵的扬程也要高，这样的循环泵制造要复杂些，运行中耗电也多，显然是不经济性的。如果选择进水量少，质量流速要减小，质量含汽率增加，容易出现分层流，对安全性不利。

根据研究资料，循环倍率最好不小于 5，小于 5 时容易出现不安全现象，所以 A 锅炉选用的循环倍率  $K$  为 5~6，选用循环泵的流量为 160dm<sup>3</sup>/s，在工作压力条件下的质量流量  $G$  为 139kg/s，产汽量  $D$  为 24.6kg/s，循环倍率  $K=5.7$ ；对应的  $x=0.175$ ，平均质量含汽率为 0.088。图 17 中四条曲线是根据不同含汽率作出的。质量含汽率大，对应的质量流速也增加。

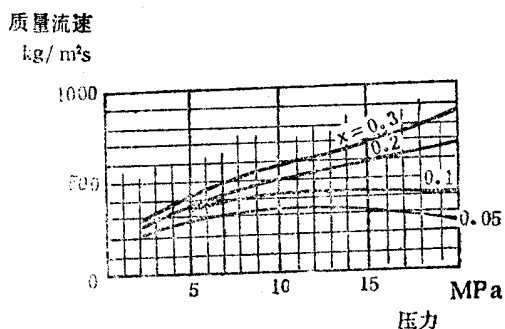


图 17 出现分层流的质量流速

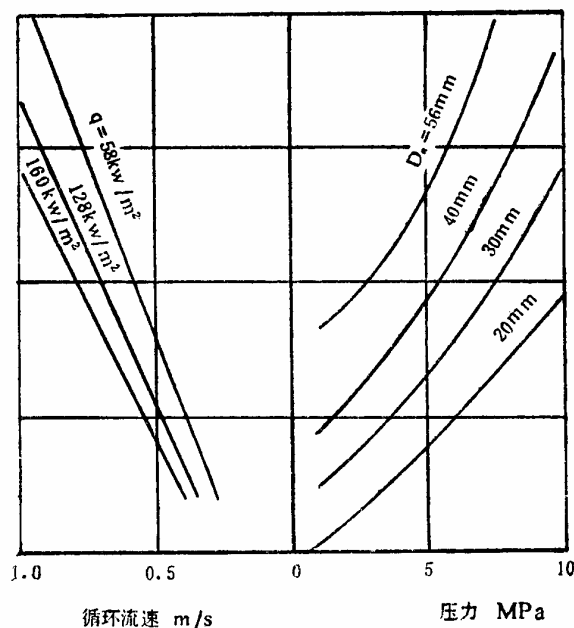


图 18 消除分层流的最小循环流速

### (4) 管子内径与热负荷的影响



热负荷 $q$ 值大，单位面积上传热量多，产汽量也多，易引起分层流，从图 18 中可以看到消除分层所需的循环流速 $W_0$ 也大，即质量流速要高。

管内径大，即空间大，也易引起分层流，所需的循环流速也要大。

#### 4. 蒸发器的最小质量流速的确定

(1) A 炉中的蒸发器的最小质量流速：

已知压力约为 1.4MPa，管内径为 46mm，平均热负荷 $q$ 为 63767W/m<sup>2</sup>，从图 18 中查得循环流速 $w_0$ 为 0.4m/s。此时水的密度为 870kg/m<sup>3</sup>，质量流速 $\rho w_0$ 为 350kg/m<sup>2</sup>·s。设计的质量流速应大于 350kg/m<sup>2</sup>·s，才能防止分层流的出现。

根据A炉的设计资料，蒸发器各管子的入口平均水流速 $w_0=0.6$ m/s，质量流速为  $0.6 \times 870 = 522$ kg/m<sup>2</sup>·s，是大于分层流的极限值 350kg/m<sup>2</sup>·s的，所以是安全的。在运行中，一定要保证蒸发器的入口水量达到设计值。

(2) B 炉中的蒸发器的最小质量流速

蒸发器I：压力为 5.2MPa，管内径为 45mm，平均热负荷 $q$ 为 76450w/m<sup>2</sup>，从图 18 中查得循环流速 $w_0$ 为 0.65m/s，此时水的密度为 774kg/m<sup>3</sup>，质量流速 $\rho w_0$ 为 503 kg/m<sup>2</sup>·s。

蒸发器II：管内径 33mm，平均热负荷 $q$ 为 20272 w/m<sup>2</sup>，从图 18 中近似查得循环流速 $W_0$ 为 0.4m/s，质量流速 $\rho w_0$ 为 309.6 kg/m<sup>2</sup>·s。

设计计算中取循环倍率 $K=5$ ，计算出两组蒸发器的平均质量流速为 705 kg/m<sup>2</sup>·s，大于上述蒸发器的极限质量流速，是安全的。

通过上述内容的讨论，可以认识到蒸发器采用“**顺流**”布置的必要性。水平式蒸发器都有 180°的弯头，如果汽水混合物从上向下流动，在水平向下弯曲的弯头处容易集汽，会形成不流动的汽塞，影响水的流动。反之，向上流动时，汽不易在弯头处集存，蒸汽的速度也不会降低，所以蒸发器采用流体自下而上的顺流布置方案。

## 二、蒸发器的水力特性

**补充一些流动阻力计算：沿程损失，局部损失。简单串连、并联管路的计算。**

### (一) 两相流体的流动阻力

#### 1. 单相流体的流动阻力

流动阻力的计算公式为：

$$\Delta p = \left( \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\rho w_0^2}{2}$$

#### 2. 两相流体的流动阻力

管内汽水共存，汽水之间有摩擦阻力损失，所以流动阻力要增加，通常在单相计算的基础上增加含汽量修正值，公式为：

$$\Delta p = \left( \zeta' + \lambda' \frac{l}{d} \right) \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]$$

式中： $\zeta'$ —两相流体的局部阻力系数，通常是大于单相流体的；

$\lambda'$ —两相流体的摩阻系数；

$\rho'/\rho''$ —饱和水与汽的密度比；

$x$ —质量含汽率，计算整个管段时，可以用平均值  $x=(D/G)/2$ ；

$w_0$ —管子入口处水的流速，即循环流速m/s。

分析公式（35）可以看出，流阻除了与循环流速、阻力系数有关以外，还与质量含汽率有关。当流速 $w_0$ 不变时，流阻与产汽量有关，也就是与吸热量有关。

例题五：现以 A 炉及 B 炉中的蒸发器为例，分别计算其流阻损失，计算列于附表 5 中。



## （二）蒸发器的水力不均匀性

从上述附表 5 的计算结果可以看到，蒸发器 II 的管圈数多，行程长，弯角多，所以流阻的数值大于蒸发器 I，两者相差 1~2 倍。一台余热锅炉的两组蒸发器入口与循环泵出口相连，蒸发器出口与汽包相连，进出口的压力差是相同的，应该具有同样的流动阻力。若要得到相同的流动阻力，需要修改计算中的参数，参数有：流速、局部阻力系数等。

### （1）流速

原假定两组蒸发器内质量流速相同，所以取相同流速进行计算，如果其他参数不变，只有蒸发器 II 的流速减少，蒸发器 I 的流速增加，最终使两组蒸发器的流阻相同。

经试算后，A 炉的蒸发器 I 的流速从 0.6m/s 增加到 0.76m/s，蒸发器 II 的流速从 0.6m/s 降为 0.44m/s，此时流阻相同，约为 106700Pa。

同理，B 炉的蒸发器 I 的流速从 0.911m/s 增加到 1.058m/s，蒸发器 II 的流速降为 0.715m/s，此时流阻相同，约为 80600Pa。

由此说明，并联管路中的水流量分配是由流阻决定的，也就是由蒸发器进出口的压力差决定的。

### （2）局部阻力系数

上面提到如果不采取措施，并联蒸发器的水量会自行调整，使水速不相等。如果希望水量按一定要求分配，可以采取改变局部阻力系数的办法来达到目的，即在蒸发器入口管路上装节流圈。例如蒸发器 I 的水量增加太多，在入口处装节流圈，使局部阻力系数 $\zeta'$ 加大，此时水量可以稳定在一个新的数值。

所谓“水力不均匀性”就是指并联管内水量不相等，对于一组蒸发器而言，由几十根并联管圈组成，尽管各管圈的尺寸相同，阻力系数相同，但仍然会有水量不相同的现象产生。

从公式（35）可看出质量含汽率与流阻有关，含汽率受传热量的影响，如果各并联管圈的传热量不均匀，而使产汽量不相同，导致质量含汽率不相同，这就会影响水力均匀性。例如：某管内的水量假想与其它管相同，但吸热量多，产汽量多，使质量含汽率 $x$ 增加，流阻增加，在同样压差条件下，流阻不能增加，此时进水量要减少，以维持相同流阻。水量的减少引起水力不均匀。

综上所述，水力不均匀是由于结构尺寸不相同以及传热不均匀造成的。水力不均匀将给运行带来危害，会使某根管内水量减少，质量流速降低，有可能发生流型转变，转为“分层流”。因此设计锅炉时，要求烟气流速均匀，温度分布均匀，以保证传热均匀。本锅炉的烟气入口处的弯头设计能保证烟气流分配均匀以达到传热均匀的目的。

## （三）蒸发器的水动力特性

水动力特性就是：流动阻力与流量的关系，用式子表示为： $\Delta P=f(G)=f(w_0)$

对于蒸发器管子入口区段，是过冷水的升温过程，属于单相水流动，流动的阻力的计算采用公式（34）。

当水开始汽化，属于两相的流动，流阻计算用公式（35），整个管圈的流阻是由这两部分相加而得，假定 $l_1$ 是水温升高段的管长， $(l-l_1)$ 是水汽化段的管长，总流阻用下式表示

$$\begin{aligned}\Delta p &= \left( \zeta + \lambda \frac{l_1}{d} \right) \frac{\rho' w_0^2}{2} + \left( \zeta' + \lambda' \frac{l-l_1}{d} \right) \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \\ &= \left[ \zeta + \lambda \frac{l_1}{d} + \zeta' + \lambda' \frac{l-l_1}{d} + \left( \zeta' + \lambda' \frac{l-l_1}{d} \right) x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \frac{\rho' w_0^2}{2}\end{aligned}\quad (36)$$

在传热量不变的条件下， $l_1$ 的长度与水量有关，入口水量大，需要加热水的热量多，受热管段 $l_1$ 就长，其关系式如下：



$$\pi d l_1 q = G \Delta i_{gl} \quad (37)$$

上式的左项是通过传热面传入的热量，右项是过冷水变成饱和水所需要的热量，过冷度用 $\Delta i_{gl}$ 表示。

根据同样理由，可列出汽化段的关系式：

$$\pi d (l - l_1) q = \pi d l q - G \Delta i_{gl} = G \Delta i$$

$\Delta i$  是汽水混合物出口焓与饱和水焓的焓差，右项表示工质吸热量。

(36) 式中的质量含汽率 $x$ 可以用平均含汽率表示： $x = (D/G)/2$ 。来表示，循环流速 $w_0$ 可用 $G/fp$ 表示。将各个量与 $G$ 的关系式代入公式 (36)，整理后，得到

$$\Delta p = AG^3 - BG^2 + CG \quad (39)$$

(39) 式是三次方的关系式，其曲线形状见图 19 中的曲线 2。曲线 2 有二个拐点，在一定的压差下有三个不同的流量，这种流体的动力特性就是不稳定的，设备的正常运行不允许出现不稳定的动力特性，因流量会自动变化，当流量处于最小值时，会引起事故。

(注：按 3 次曲线，应当有一个拐点，两个驻点。)

图 19 中的曲线 1 是稳定的，在一个压差下只对应一个流量，要消除不稳定现象，可以在管圈入口单相流的管段中，装一个节流圈，选择合适的节流孔径以达到所要求的流阻值，节流圈的水动力特性与曲线 1 相同，这样管圈的总流阻由节流圈流阻与管圈流阻相加而得。图中曲线 3 就是由曲线 1 与曲线 2 相加而成的，显然曲线 3 已没有明显的拐点，一个压差下只对应一个流量，此时流体的动力特性是稳定的。

总的来说，增加单相流体段的局部阻力值对稳定性有好处，而双相流体段的局部阻力的增加对稳定性没有好处，所以蒸发器应该尽量减少管圈的弯头数目，对比省煤器和过热器的管圈布置，蒸发器每一组管由 2~3 排并列管组成，在相同传热面时，其弯头数可减少。

#### (四) 蒸发管内的脉动工况

上节叙述的是不稳定性，即压差不变时，流量会自动变化，这种变化是非周期性的。本节介绍的是周期性的变化，多发生在并联管中。

脉动工况指的是：蒸发管内发生流量和压力的周期性波动。

由于流量周期性变化，引起管壁温度变化，导致管子被破坏。

关于脉动工况的产生原因初步解释如下。

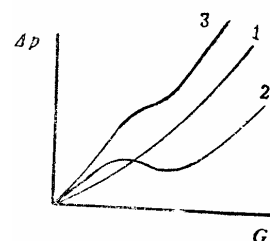


图 19 蒸发器内流体动力特性

##### 1. 流动型式的变化

当某管入口水流量突然减少，加热水段的管长就短，汽化点提前，产汽多，流动型式从泡状、塞状转变成环状流，而环状流的流阻小，使整个管内流阻减小，为维持各管的相同压差值，此管的入口水流量会增多，此时发生的过程与原来的相反，使汽化点推后，产汽少，流型又恢复泡状或塞状流，如此反复进行，该管内的流量就周期性的变化。

##### 2. 局部压力和管壁蓄热的影响

由于蒸汽是可压缩的，管圈长度较长，常会使入口处的流量和出口处的流量不一致，这就导致流量的变化比较复杂。蒸汽空间像一个弹簧，是有弹性的，正如固体质点的振动一样，弹簧上的固体质点受外力作用，会产生上下振动。在流型不变的前提下，热量增加使汽化点提前，产汽量增加，使质量含汽率增大，流阻增大，当管子出口处压力不变时，汽化点处的压力上升，使此两点的压差增大以维持流阻增大值，对加热水管段而言，后面的压力上升，前面的压力不变，压差减小，迫使其入口水量减少，当水量减少后，整个管圈的流阻下降，汽化点处的压力下降，进入水量又增加会使汽化点后移，产汽量少，质量含汽率也减小，但因水量对流阻的影响大，使流阻增加，入口水量又减少。如此反复进行，这说明热力不均匀对脉动的影响，是通过局部压力变化引起压差变化而使流量变化。

当汽化点提前，提前段的管壁温度增高，管壁蓄热量增加。当水量增加，汽化点后移，



此部份管壁蓄热量重新传给水，也会增加汽量，使流阻增大。与加热段局部压力互相配合，使脉动持续进行。

由以上所述，发生脉动现象需要外部扰动的条件，热量和水量的变化都是扰动的初始原因。余热锅炉的蒸发器传热方式主要是对流，热量的变化是总体的变化。而水量的变化可以是单根管的变化，因而单根管的脉动容易产生。

要消除脉动现象，常采用二个方法，一个是在入口处装节流圈，增加加热水段阻力，使得汽化段的微小流阻变化不会影响到水流量的变化。另一个方法是保证质量流速，当质量流速大于一定值以后，不会产生脉动，这是因为质量流速表示水流量，水流量比较大时，管圈的流阻大，局部的微小流阻变化不易影响流量，另一方面是由于质量流速大，流型不易变化，能消除因流型变化而引起的脉动。

根据苏联资料的计算结果如下：

产生饱和蒸汽的A余热锅炉中，蒸发器II的防止脉动所需要的最小质量流速为  $287\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$ 。

蒸发器I处在烟气高温区，热负荷比蒸发器II的大二倍，但由于单个管圈的管子短，仅为蒸发器II的 1/3，所以防止脉动所需要的最小质量流速为  $251\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$ 。

产生过热蒸汽的 B 余热锅炉中，由于有过热器，蒸发器处在烟气温度不高的区域，热负荷仅是 A 炉蒸发器 II 的 5~10%，防止脉动所需要的最小质量流速仅为几十左右。

总结：从水动力不稳定性及防止脉动来看，管圈入口处装节流圈是有效的，但会增加流体流动阻力，需要提高泵的扬程，使循环泵耗电多；采用保证质量流速的方法，则需要严格监督进入蒸发器的水量。由于防止脉动所需要的质量流速均低于防止分层流所需的质量流速，所以运行中的最小流量应以防止分层流为主。

### 三、蒸发器的最小流量保护

从安全性来分析

对蒸发器本身而言，进入水量少是不利的，将会导致蒸发器管受到超温破坏。

对循环泵而言，如果循环泵出水量少而使进入蒸发器的水量少，除了对蒸发器产生不利后果以外，对泵本身也是不利的。因为进入循环泵水量少，泵的轮叶摩擦的热量容易使水汽化，使循环泵发生汽蚀现象。

从热经济性来分析，进入蒸发器的水量少，会影响蒸发器管内的换热系数。尽管蒸发器内侧汽水混合物的换热系数很大，一旦水少而汽多，会使换热系数下降，最后使烟气放热量减少。烟气在蒸发器的放热量减少，会影响蒸汽产量，还会使锅炉排烟温度增加，增加排烟损失使锅炉效率降低。

综合上述二点理由，对于进入蒸发器的水流量要监视，还要采取一系列的保护措施来保护蒸发器和循环泵。

每台余热锅炉有两组蒸发器，是并联连接的，其连接图示于图 20 中。由于两组蒸发器处在不同烟气温度区，其热负荷是不同的，又因两组蒸发器的结构不同，处于低温区的蒸发器 II 的管圈多，阻力系数大，所以蒸发器 II 内的水量会减少，使蒸发器 I 内的水量增加，以使水量的分配符合热负荷的要求。（参看图 1。图 20 中两个蒸发器似乎反了。）

循环水泵出口管道上装有流量计，测量进入蒸发器的水流量，随时监视其流量大小，以保证最小质量流速的要求。

调节部分由其他老师讲。

关于水流量的测量：

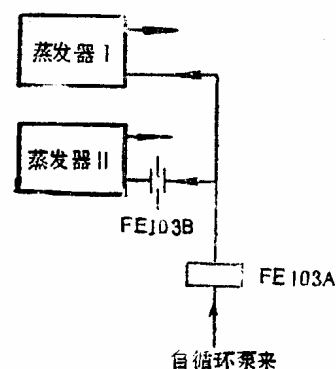


图 20 蒸发器的连接



教材所介绍的是一种类似皮托管的笛形测速管，适用于大管径。迎水面正对来流有 4 个孔，测全压（总压），4 个孔感受到的压力是不同的，连在一起得到平均的全压。背水面开一个孔，测静压（也称背压）。

根据柏努利方程，有：

$$p^* = p + \frac{\rho w^2}{2}$$

由此可求得速度：

$$w = \sqrt{\frac{2(p^* - p)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

因此，知道面积，即可求流量（体积流量或质量流量）：

$$V = wf \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$G = \rho wf \quad \text{kg/s}$$

由于有许多实际因素的影响，如测速管的校正系数，密度的变化（主要由温度的变化引起）等，归结为一个修正系数 C，可得教材上的公式：

$$V = C\sqrt{\Delta p}$$

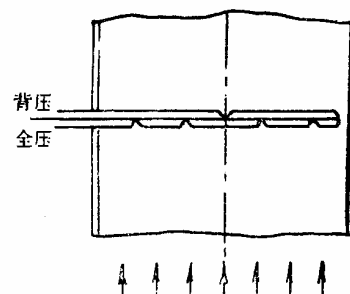


图 21 笛形测速管

#### 四、汽包

汽包是与蒸发器紧密相连的，除了汇集省煤器来水、汇集蒸发器来的汽水混合物以外，还能提供合格的饱和蒸汽进入过热器或供给用户。汽包的内部结构见图 27，汽包的外部管路及管制件、仪表见图 28。

##### （一）汽包内件

从蒸发器来的是汽水混合物。当蒸汽带水时，水中溶解有各种盐类，如钠盐、硅酸等，这些盐随水滴留在蒸汽中。蒸汽进入过热器内，水滴在过热器内汽化，将盐类积存在过热器管壁上形成垢，垢的热阻很大，增加了传热的热阻，妨碍传热，使蒸汽出口温度达不到原设计值，同时管壁不能被汽流冷却，管壁温度升高，减弱金属的强度，会使管子烧坏。有些硅酸盐随着蒸汽进入汽轮机，又随着蒸汽压力降低附在汽轮机的喷嘴和叶片上，影响汽轮机的功率。所以锅炉要提供合格的蒸汽供给用户。汽包内装置一些元件就能达到改善蒸汽品质的要求，这些元件的主要任务是使蒸汽内无水滴。

##### 1. 蒸汽与水分离

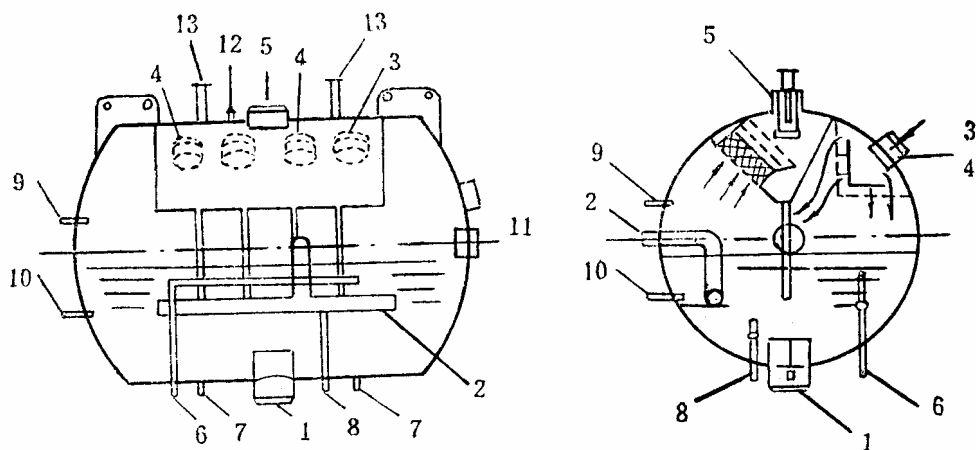
###### （1）蒸汽带水过程

从图 27 的右图中可以看到，蒸发器来的汽水混合物通过四根管子进入汽包右上方的分配器，分配器是沿汽包长度布置的，分配器是由二块互成直角的钢板制成，钢板上开小孔，可以让部分汽及水通过，在四根管子出口处装的直角挡板，挡板上没有孔，挡板与分配器的形式相同，用钢条将挡板固定在分配器上，从蒸发器来的汽水混合物的动能（流速）很大，当汽水流冲击挡板时会消耗动能，部份汽水从挡板上部周沿流出，大部分水从挡板下沿流出，挡板四周流出的汽水进入分配器。采用直角型挡板可以防止汽水流直冲时溅起小水滴，增加汽水分离的困难，但无论如何总是有水滴被溅起的，这些飞溅起来的水滴会与蒸汽一起流动。蒸汽带水滴的多少与汽流速度、水滴直径有关。现分析一个水滴随汽流上升所受的力：

水滴自身重力

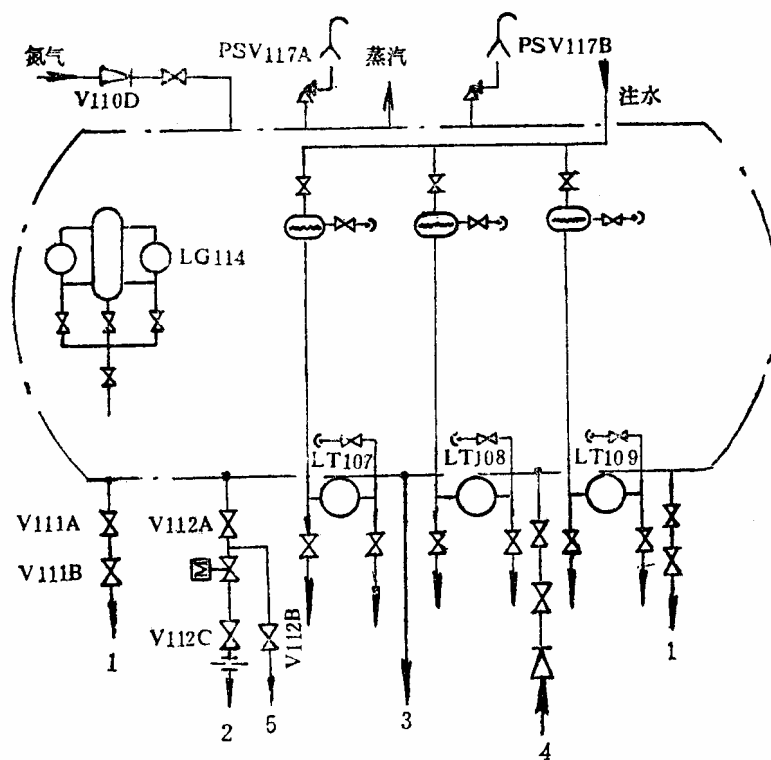
$$G = \frac{\pi d^3}{6} \rho' g \quad \text{N}$$





1—下降管 2—自省煤器来水 3—自蒸发器Ⅰ来 4—自蒸发器Ⅱ来 5—蒸汽出口 6—连续排污  
7—定期排污 8—加磷酸盐 9—水位计接汽管 10—水位计接水管 11—人孔门 12—接氮气管  
13—接安全阀

图 19—27 汽包内件



1—定期排污 3—下降管 5—取锅水样品  
2—连续排污 4—加磷酸盐

图 19—28 汽包连接管路

蒸汽对水滴的浮力

$$F_f = \frac{\pi d^3}{6} \rho'' g \quad \text{N}$$



蒸汽对水滴的拉曳力（摩擦力）

$$F_m = C_y \frac{\pi d^2}{4} \frac{w''^2 \rho''}{2} \quad \text{N}$$

上三式中： $d$ —水滴直径，m；

$\rho'$ ， $\rho''$ —水和汽的密度 $\text{kg/m}^3$ ；

$w''$ —蒸汽和水滴的相对速度 m/s；

$C_y$ —蒸汽和水滴间的摩擦系数。

当水滴停留在汽流中时，此三个力的平衡关系式为： $G = F_f + F_m$ ，此时水滴不会落下，对应的水滴直径为：

$$d = \frac{3}{4} \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \frac{C_y w''^2}{g} \quad \text{m}$$

从上式可以看到，当蒸汽流速大，能带走的水滴直径也大，此时带的水滴量就多，蒸汽品质就差。

## （2）汽水分离

在汽包内的汽水分离过程有三个阶段：

第一阶段：汽水混合物进入分配器。分配器有三个作用，可以减少汽水混合物动能（利用挡板），可防止水流冲到汽包水面，可以使汽流和水流均匀分配。上述第二个作用是靠分配器本身阻碍了水流向下冲到汽包水面，第三个作用是靠分配器上的小孔，因为汽水混合物是从四个管口进入汽包的，管口处的汽水混合物多，其余地方少，沿汽包长度分布是不均匀的。通过分配器上的小孔，就能使汽水混合物沿分配器均匀流出，这是因为流经小孔有流阻，孔前和孔后有压力差，如果孔前的混合物分布不均匀就会造成孔前的压力分布不均，依靠压差的作用，使孔前的混合物分布均匀，达到各个小孔均有混合物流动的情况。水流靠重力从分配器下部水平板上小孔流出，蒸汽多从垂直板上小孔流出。

第二阶段：蒸汽从垂直板上小孔流出后，因前方有隔板，必须向下流然后再向上折向左上方出口，见图 27 中箭头所示。当汽流改变方向时，在惯性力作用下，质量大的水滴从汽流中甩出来降落到水面。同时蒸汽流从小孔进到汽空间后，流通截面增加，流速降低，使得原来被汽流携带的较小水滴能分离出来。

第三阶段：通过分离元件进行细分离

汽包上方装有金属丝网分离器和百叶窗分离器，金属丝网分离的原理是这样的：垂直于汽流方向的金属丝遇到汽流中的水滴，水滴会被粘附于丝网上，使水滴离开汽流。金属丝网是很多层压在一起的，丝网的面积大，因而可以捕集到大部分水滴，水滴沿金属丝流下来进入集水管。百叶窗分离器是多层挡板，汽流在挡板中多次改变流动方向，使汽流中水滴受离心力作用甩到挡板上，在挡板上形成水膜，沿挡板流下来进入集水管。采用集水管将水直接送到汽包水面以下，可防止收集的水滴再被汽流带走。

经过三个阶段的分离过程，蒸汽带的水份很少，可以满足要求。通常要求蒸汽含盐量为 0.1ppm，含杂质为 1ppm。

## （二）排污

锅炉运行中，给水带入的杂质只有极少部分被蒸汽带走，大部分留在汽包内水中，随着运行时间的延续，水中含杂质的数量不断增加，超过一定浓度会使蒸汽品质变坏，因此要排出一部分含杂质（盐类）浓度大的水，这就是“连续排污”，汽包内的水称为“锅水”。锅水含杂质浓度最大的区域在水面以下 100mm 处，通常排污管装在水面以下 200mm 处，以防水位波动时排不出水，排污管是沿汽包长度布置的，管上开小孔或小槽，锅水沿小孔或小槽进



入排污管、排出汽包。排污有两种，一种是连续排污，一种是定期排污。图 27 和 28 上均有标明。定期排污主要排去汽包下部的软渣和锈皮等，所以装在汽包下部。

### 1. 连续排污量的计算

进入汽包的水、汽质量平衡式

$$G_{gs} = D + D_{pw} \quad \text{kg/s} \quad (46)$$

进入汽包的盐量平衡式

$$G_{gs} \cdot S_{gs} = D \cdot S_q + D_{pw} \cdot S_l \quad \text{kg/s} \quad (47)$$

上二式中： $G_{gs}$ —给水量，kg/s；

$D$ —蒸汽量，kg/s；

$D_{pw}$ —排污量，kg/s；

$S_{gs}$ —给水含盐量，mg/kg；

$S_q$ —蒸汽含盐量，mg/kg；

$S_l$ —锅水含盐量，mg/kg。

考虑到蒸汽含盐量 $S_q$ 很少，可以略去蒸汽带走盐量，联解（46）及（47）得到：

$$D_{pw} = \frac{DS_{gs}}{S_l - S_{gs}} \quad \text{kg/s} \quad (48)$$

从上式可以看到，当给水含盐量增加，排污量增加。锅水含盐量是由国家法规确定的，当允许锅水含盐量下降时，排污量也增加。

美国 ABMA 推荐的锅水最大含盐量如附表 19—6。

## 2. 排污管路系统

### （1）连续排污图

图 28 中的连续排污系统上，装有三个阀门，各阀的作用如下：

第一个阀门 V112A 是手动球阀，可以用来就地关断排污管路。

第二个阀门 FV112（A 炉是 V112D）：是带电动机的关断阀，可以在控制盘上操作。A 炉的第二个阀没有电动机。用来粗调汽包排污量，以满足锅水含盐量的要求。

第三个阀是 V112C（A 炉是 V112B）：装有专门的千分刻度和指示仪，用来细调排污水量。阀门后有节流圈用来降低锅水压力，使出口排污水输到疏水箱中。

### （2）定期排污

有二条定期排污管，分在汽包两端，每条管路上都装有二个关断阀。这是因为阀的上游是高压水，阀的下游是低压疏水，两侧的压力差值大，所以都要装二个阀门，使每个阀前后的压力差值减小。从另一方面来看，如果一个阀门关不严，可以用另一个来关严，以保安全。通常在汽包水位太高时，可用作紧急放水用。锅炉在低负荷时，可用作连续排污的补充。定期排污的阀门不能开得太大，以防水流速高，易把汽包底部积存的软垢及锈皮冲起来，被带入下降管对循环泵及蒸发器不利。

## （三）水位测量系统

监视汽包水位是运行工作的主要任务之一，汽包装有一个玻璃水位计，直接指示汽包内水位。三个电子差压式水位计，可以将水位信号输到控制盘上进行控制或指示用。

### 1. 玻璃水位计

图 28 中的 LG114 是玻璃水位计，采用的玻璃水位计是两色的，有红（蒸汽）—绿（水）及黑（水）—白（蒸汽）两种。现场主要采用红—绿的，为便于下面人员能够看到汽包水位的指示，水位计可以带反光镜。

玻璃水位计内的水温是低于汽包内水温的，使水位计内水的密度大于汽包内水的密度，从水位计上读的水位数值就要低于实际汽包内水位，偏差值是 Y：



$$Y = (\rho - \rho') \cdot Z / (\rho' - \rho'') \quad (49)$$

式中:  $\rho$ —水位计内水温下的水密度;

$Z$ —水位计指示水位的高度;

$Y$  和  $Z$  的意义参看图 29 中 (a) 图。

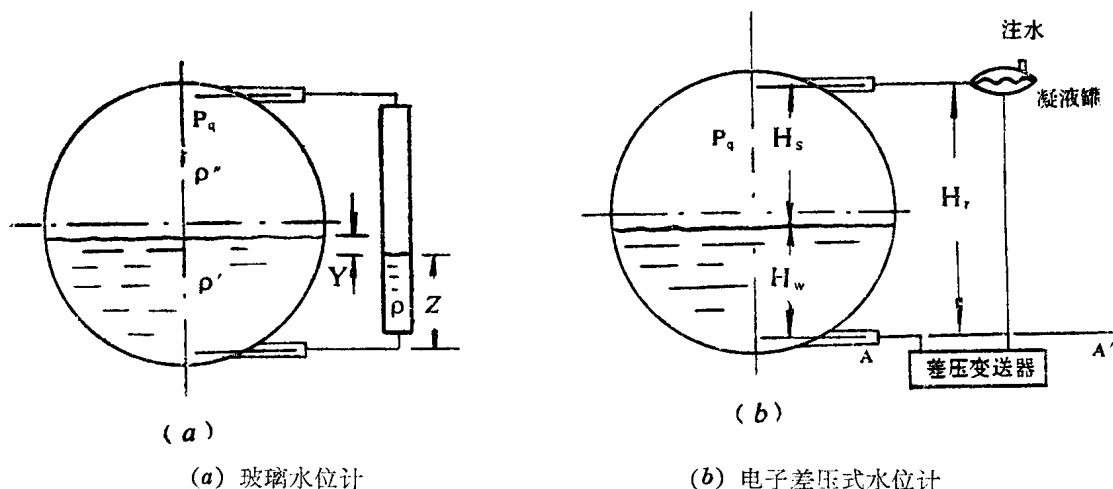


图 29 水位计工作原理

水位计内水的密度  $\rho$  由水温  $t$  而定, 通常采用以下公式计算水温  $t$  :

$$t = t_0 + (t_s - t_0) \cdot \varphi$$

式中:  $\varphi$ —表计系数, 取  $\varphi = 0.8$ ;

$t_0$ —周围环境温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_s$ —汽包压力下的饱和温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

## 2. 电子差压式水位计

水位计的测量原理参看图 29 中的 (b) 图。取 A—A' 两点作为基准点进行分析。A 点的静压为:

$$P_A = P_q + H_s \rho'' g + H_w \rho' g \quad (51)$$

A' 点的静压为:

$$P_{A'} = P_q + H_r \rho_r g \quad (52)$$

式中:  $P_q$ —汽包内上部压力, Pa;

$\rho_r$ —标准水柱内水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$H_s$ ,  $H_w$ ,  $H_r$ —高度, m, 参看图 29 (b) 图 A 和 A' 的静压差就是差压计测量的压力差。

$$\Delta P = P_{A'} - P_A = [H_r \rho_r - (H_w \rho' + H_s \rho'')] g \quad (53)$$

$$\text{高度关系式} \quad H_r = H_w + H_s \quad (54)$$

将 54 式代入 53 式, 解之得到汽包水位:

$$H_w = \left[ H_r (\rho_r - \rho'') - \frac{\Delta P}{g} \right] / (\rho' - \rho'') \quad \text{m} \quad (55)$$

式中:  $H_r$  和  $\rho_r$  是表计的设计值, 通常标准水温取  $38^{\circ}\text{C}$ ,  $\rho_r$  是标准水温下水的密度;

$\Delta P$  是水位计测量出来的压差值;

$\rho'$  和  $\rho''$  是与汽包压力有关的密度, 可以引入压力信号来修正。

经过上述换算, 电子差压水位计可以直接输出实际水位的信号。

在使用电子差压水位计之前, 一定要经过校准, 可以与玻璃水位计进行对比来调整零位



三个电子差压计中的 LT—107 除了提供控制信号外还作为现场水位指示用。

#### (四) 其它系统

##### 1. 加磷酸盐

为了保持水的碱度 (PH 值), 需要加磷酸钠盐。加磷酸盐的管路上装三个阀, 二个关断阀, 一个逆止阀, 防止汽包内水倒流入磷酸盐管路。

##### 2. 充氮气管路

锅炉停炉后常需要充氮气来防止空气渗入。充氮管路上有逆止阀及关断阀, 逆止阀可以防止氮气返回。特别是在充氮保护期间, 防止氮气的泄漏是很重要的。

##### 3. 取样管路

汽包内锅水的取样是从连续排污管路的支路上取得的, 见图 28 中 V112B (A 炉是 V112C), 因连续排污管路是开启的, 适用于锅水的连续取样以供化学分析用。

##### 4. 安全阀 PSV117A (B)

汽包上部装有二个安全阀, 是折角型式的, 见图 30 所示。

阀芯杆上有弹簧, 靠弹簧力将阀芯压在阀座上, 阀的下部经喷管与汽包管相连。当汽包压力升高, 阀芯下部的力超过上部的弹簧力, 阀芯向上移动, 开启阀门, 蒸汽通过喷管, 压力降低, 排入大气。当蒸汽流出去后, 汽包内压力下降, 弹簧力又大于下部的力, 阀芯又下降到阀座上, 关闭阀门。安全阀的阀芯采用圆盘式的, 其面积大, 因压力升高引起的作用力就大, 效果好。安全阀上有手动杠杆, 必要时可以用手来操作安全阀。

安全阀在使用前, 要试验动作压力, 证明其能按预定动作压力而动作。否则要进行调整以满足要求。

#### 五、循环泵

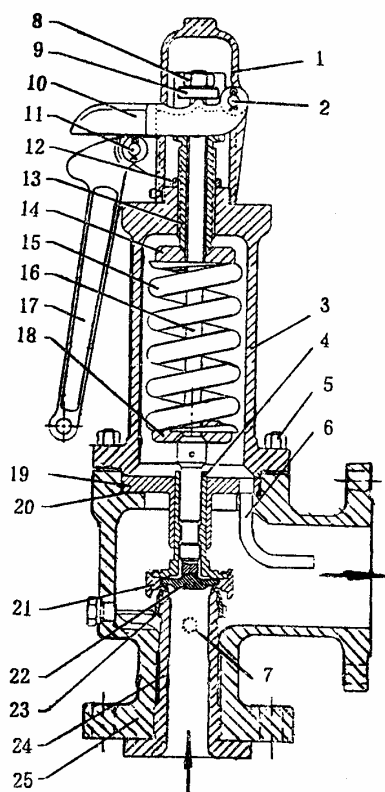
循环泵的任务有二项, 正常运行时, 将汽包下降管来水经循环泵升压后送到蒸发器。在起动或暂时停炉时, 通过再循环管路, 把水送到省煤器。形成汽包一下降管一循环泵一再循环管一省煤器一汽包的循环回路。

由于循环泵输送的是高温水, 工作条件差, 容易出故障, 工作人员需要掌握循环泵的工作特性。循环泵的运行故障中, 以汽蚀最危险, 现重点介绍如下:

##### (一) 循环泵的汽蚀

##### 1. 汽蚀危害性

泵的入口是低压区, 经过泵的轮叶做功, 使水的压力升高。当低压区有气或汽存在, 汽随水进入轮叶流道, 在流道中压力开始升高, 汽被压缩, 汽会迅速凝结, 原汽 (或气) 占有的空间压力突然降低, 四周的水向此低压区高速移动, 在极短的时间内水流发生撞击, 使局部压力瞬间升高, 此时压力可以达到几百 MPa, 使泵的轮叶材料受到侵蚀。由于产生压力波,



1—罩子; 2—上杠杆销子; 3—阀盖;  
4—阀芯套筒; 5—螺栓、母; 6—排放管;  
7—疏水管; 8—卸压锁母; 9—卸压螺母;  
10—上杠杆; 11—下杠杆销子; 12—调整螺丝母;  
13—调整螺丝; 14—弹簧上垫圈; 15—弹簧;  
16—轴; 17—下杠杆; 18—弹簧下垫圈;  
19—导向套; 20—填料; 21—定位圈; 22—阀芯;  
23—调整圈; 24—喷管; ; 25—底座

图 19—30 折角安全阀



还伴有噪声、撞击和振动等现象，振动也会使设备及法兰连接处破裂，因此决不允许水泵发生汽蚀现象。

## 2. 入口有汽（或气）的原因及防止措施

循环泵入口很难有空气存在，故主要介绍蒸汽存在的原因。循环泵入口的水是从汽包来的饱和水，只要泵入口区域的压力低于汽包压力，此饱和水就会发生汽化，产生蒸汽。因此关键的问题就是保证泵入口区域的压力大于汽化压力，这样就不会产生蒸汽。泵入口区域的压力可用下列公式表示：

$$P = P_q + H\rho g - \Delta p - NPSH\rho g \quad \text{Pa} \quad (56)$$

式中：P—泵入口处压力，Pa；

$P_q$ —汽包压力，Pa；

H—汽包水面到泵入口中心的高度，m；

$\rho$ —下降管内水的密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$\Delta p$ —从汽包到泵入口的管路流阻损失，Pa；

NPSH—泵制造厂提供的汽蚀余量，m。

公式（56）中的 $P > P_q$ 或 $P - P_q > 0$ ，就可防止汽蚀发生。

$P - P_q > 0$  的条件是 $H\rho g - \Delta p - NPSH\rho g > 0$

改写成  $H\rho g - \Delta p > NPSH\rho g \quad (57a)$

令  $\Delta H = \Delta p / \rho g$ ，则有：

$$H - \Delta H > NPSH \quad (57b)$$

式中的流阻损失用 $\Delta H$ 表示，其单位为m。从循环泵的特性曲线上（图31），查额定工况下的汽蚀余量NPSH为2.2m，根据（57b）式，汽包水位高度至少应比管路流阻大2.2米。

从设计角度来分析：汽包要有一定高度及采用大直径下降管以减少流阻损失。

从运行角度来分析：要保证汽包水位不低于设计值，另外要防止蒸汽进入下降管，如下降管中有汽，下降管内流体的密度 $\rho$ 要减小，使 $\Delta H$ 增大。这说明运行中控制汽包水位的必要性。

## （二）循环泵的特性曲线

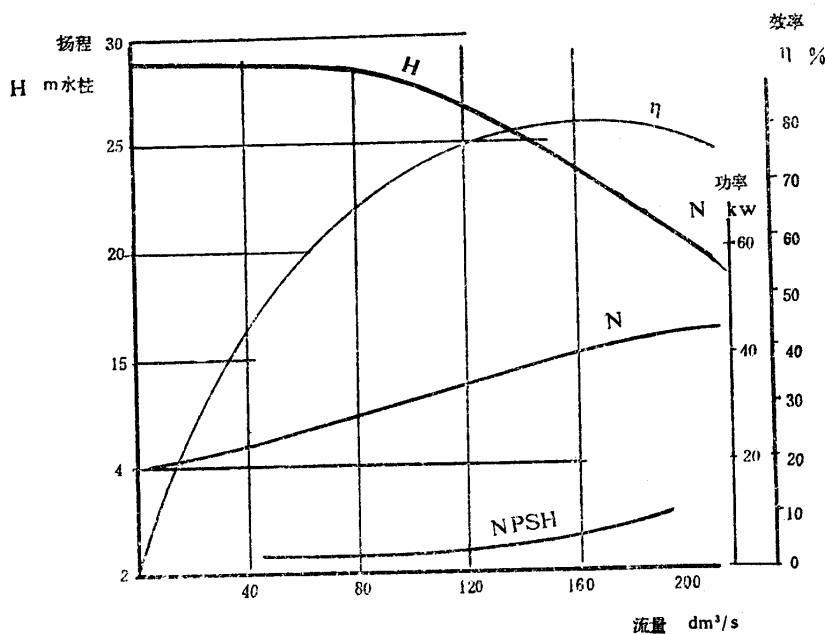


图31 循环泵的特性曲线



制造厂提供循环泵的特性曲线示于图 31 中，该泵的流量可以从 0 到  $220\text{dm}^3/\text{s}$  范围内变化，对应的泵的扬程 $H$ 、泵效率 $\eta$ 、泵功率 $N$ 、汽蚀余量 $NPSH$ 等均可随之而改变。泵的扬程表示泵出口压力和入口压力的差值，通常用米水柱表示。泵的额定参数点位于效率最高区，此泵的最佳运行点的流量 $V$ 为  $160\text{dm}^3/\text{s}$ ，即  $526\text{m}^3/\text{h}$  ( $500\text{t/h}$ )，扬程为 24 米水柱 ( $235\text{kPa}$ )。此扬程用来克服泵出口连接管、蒸发器内汽水混合物流动管束及蒸发器出口与汽包连接管的流动阻力。当流动阻力大于 24 米水柱时，水泵工作点自动向左移动，达到扬程等于总流阻时为止，此时水泵流量也减小。同样的理由，当总流阻小于 24 米水柱时，水泵的工作点向右移动，达到新的位置，此时流量增加。由此说明泵的工作点是由管路及受热面的阻力特性来决定的。例如：当锅炉启动时，蒸发器内没有蒸汽产生，根据流动阻力计算公式 (35)，质量含汽率 $x$ 为 0，其余的两相阻力系数均由单相阻力系数代替，阻力系数都要减小，最终的流动阻力减小，需要的循环泵的扬程也小，此时泵的工作点移向流量增大点，观察流量计的差压值达到 2500mm 水柱 ( $24.5\text{kPa}$ )，水流量达到  $215\text{dm}^3/\text{s}$ 。

由此说明循环泵的特性曲线决定了进入蒸发器的水量是会变化的。由于蒸发器的循环倍率  $K$  约为 5~6，所以进入水量不需要调节。循环泵的出口阀门总是全开的。

### (三) 循环泵的结构特点

循环泵产生的扬程不高，最大是 29m 水柱 ( $284\text{KPa}$ )，所以采用单级叶轮的离心泵。

循环泵输送的水温高，根据汽包压力的大小，水温在  $195^\circ\text{C}\sim 250^\circ\text{C}$  范围内，这使得泵的工作条件差，因此要求泵的强度好、严密性好。此泵的内件是采用合金钢制造，以防内部锈蚀，泵体（外壳）采用碳钢制造。泵的接合面是垂直于地面，便于取出叶轮转子检修。泵体与转轴间采用机械密封，密封面用石墨及碳化钨制造的静动环互相啮合。机械密封装置示于图 32，叶轮轴上有轴套 7 与转动密封环 2 相连接，密封压盖 8 把静止密封环 5 与转动密封环 2 压在一起，使其接触。当轴转动时，静环 5 与动环 2 之间有相对运动会摩擦生热，引入冷却水带走此热量，保证泵能长期安全工作。

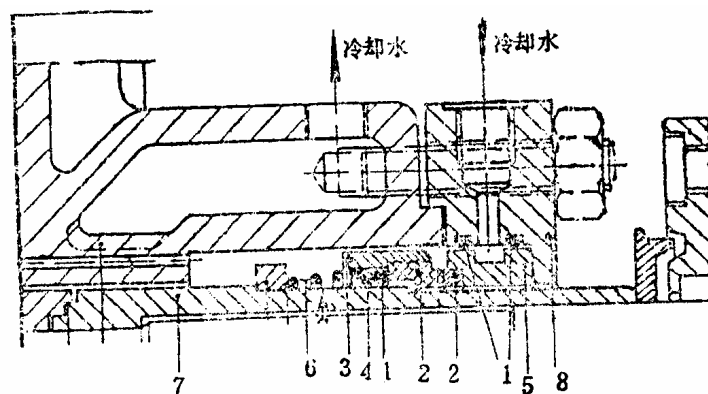


图 32 循环泵的机械密封装置

冷却水的最大压力是  $600\text{kPa}$ ，入口水温约为  $10^\circ\text{C}$ ，允许冷却水最高出口温度为  $50^\circ\text{C}$ ，每分钟需冷却水量约为 11 升 ( $\text{dm}^3$ )。

### (四) 循环泵的保护

每台余热锅炉装二台循环泵，一台运行一台备用，两泵的电动机之间有联锁控制，一台泵出故障而使水流量少或停泵，另一台泵自动启动投入运行。循环泵电动机的控制系统示于图 33，控制箱有四路控制线路，即正常运行、停止、启动和过载。

## § 4 自动控制

余热锅炉的自动控制包括自动调节及自动保护两部分。自动调节系统有：汽包水位调节；



蒸汽温度调节；蒸汽压力调节；省煤器入口水温调节；给水泵再循环水量调节；除氧器水箱水位及压力调节等。自动保护系统有：蒸发器水量的最小值保护；还有调节系统中失调的保护；如汽包水位过高或过低保护；除氧器水箱水位太低；水泵的联锁保护等，现分别叙述如下。

## 一、汽包水位调节及保护

### （一）稳定水位的必要性

#### 1. 水位高

水位高于正常规定值，会减小蒸汽空间，使蒸汽在汽包汽空间的流速增加，所携带水滴也增加。由于流速增加，蒸汽停留时间短，使有些水滴来不及从蒸汽中分离出来。上述二方面都会造成汽水分离条件恶化，影响蒸汽品质。如果水位很高，水可能冲到过热器中，本锅炉汽包的位置高于过热器，这种现象更可能发生。所以水位升高是不允许的。

#### 2. 水位低

从循环泵的汽蚀问题中，知道汽包水位低会使泵入口水柱降低，即入口水压力低，容易使泵入口水汽化。从另一方面来看，当泵的工作扬程不变时，入口压力低必然造成出口压力低。出口压力与汽包内压力的差值是用来克服蒸发器及连接管路的流动阻力。现在这个压力差值减小，势必引起蒸发器的流量减小，这对蒸发器也是不利的，所以水位降低也是不允许的。由于水位高低的影响太大，一定要采用自动调节系统来调节水位，使其稳定在规定值。

#### 3. 水位的选定

通常的水位正常值在汽包中心附近，A、B 余热锅炉水位的设计值在汽包中心以下 152.4mm 处，此设计值作为正常运行的水位标准值（给定值）。

当锅炉启动时，选定的水位给定值要低于正常运行的水位值。这是因为汽包下部通过下降管与蒸发器相连接，蒸发器的位置又低于汽包，启动时蒸发器内充满水。启动后烟气流经蒸发器使水吸热，水温升高使水容积略有增加。有汽产生后，水内有汽使水容积又增大，这部分增加的水容积将通过下降管转移到汽包，使汽包水位上升。如果当初选用正常运行时的水位，现在水位将会过高。所以启动时的水位给定值要低，现选定值比允许最低水位高 50mm。确定的允许最低水位值是从循环泵不发生汽蚀的原则来考虑的，在运行条件下水位低会使循环泵入口压力低，而泵入口压力低会发生水汽化，入口有汽就使泵发生汽蚀。现在规定允许最低水位值不会发生入口水汽化，再加 50mm 更安全。

当锅炉在低负荷时，即蒸汽流量小于额定值的 20%，也采用较低的水位给定值。

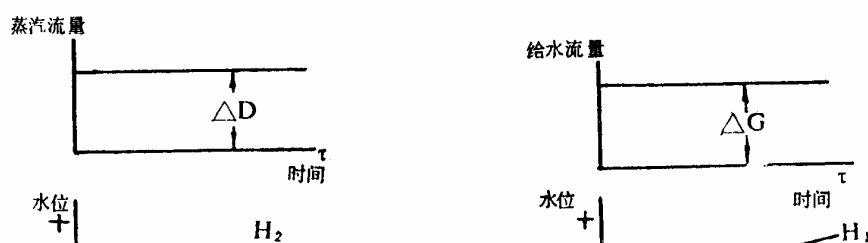
### （二）影响汽包水位的因素

进入汽包的物质质量有给水，离开汽包的物质质量有蒸汽和排污，如果三者数量不平衡，会造成水位变化。蒸汽压力的变化，短时间内蒸发器的循环倍率发生变化都会使汽包水位变化。现分别叙述之

#### 1. 蒸汽流量

用户突然改变用汽量，而给水量没有变化，此时汽包水位要变化。当用汽量突然增加时，水位要降低。

当蒸汽流量增加 $\Delta D$ 时，水位的反应曲线如图 34。线 $H_1$ 表示蒸汽量增加 $\Delta D$ 时水位按比例下降，这是物质不平衡引起的。由于蒸汽量的变化同时引起汽包内压力的变化，当用汽量增加时汽包压力降低，在汽包水容积内部的部分水会自蒸发成蒸汽，蒸汽的比容大，占的体积大，使整个水容积变大，表示出水位升高，形成所谓的“虚假水位”。“虚假水位”用图中线 $H_2$ 来表示，稳定后的“虚假水位”不变。实际水位是上述二种情况的综合，也就是线 $H_1$ 加线 $H_2$ ，因 $H_1$ 线位于负值区，实际值是 $H_2 + (-H_1)$ 得到 $H$ 线。从 0 到 $\tau_1$ 这段时间内， $H$ 线位于正值区，水位上升，是“虚假水位”阶段，自时间 $\tau_1$ 以后水位开始下降，表明需要增加给水量。





## 2. 给水流量

外界用蒸汽量不改变时，给水量的多少与水位高低是直接有关的。图 35 表示给水量变化时水位的反应曲线，当蒸汽量和蒸汽压力不变时，给水量增加 $\Delta G$ ，由于物质不平衡，水位应该增加，线 $H_1$ 表示物质不平衡的影响，按直线比例增加。从另一方面来看，由于给水量水温低于饱和水温，给水量增加使汽包内水温降低，水容积内的蒸汽泡会凝结，使水容积减小，水位降低。等到汽泡凝结稳定后，汽泡容积不变，水位也不变，线 $H_2$ 表示水温低对汽包水位的影响。综合两方面的水位变化，线 $H_1 + (-H_2)$ 得到曲线 $H$ 。从曲线 $H$ 可以看到给水量变化对水位的影响，时间从 0 到 $\tau_1$ 的范围内，水位略有降低，或者无变化，时间 $\tau_1$ 以后，才有升高趋势。表示出水位变化有滞后阶段。

综合上述蒸汽量和给水量的水位反应曲线，可以得到以下结论：

1. 汽包水位在给水量作用下，具有滞后性，水位不会自平衡。
2. 汽包水位在蒸汽流量作用下，不仅没有自平衡能力，而且存在“虚假水位”现象。

这两条结论决定了汽包水位调节的方式。

### （三）水位调节系统

## 二、蒸汽温度调节

### （一）调节的必要性

过热器的任务是：把饱和蒸汽加热到过热蒸汽，蒸汽温度达到 450℃才能满足蒸汽轮机的用汽要求。蒸汽温度高于设计值，管道及汽轮机的材料强度下降。蒸汽温度低于设计值，使蒸汽焓下降，做功能力下降，影响汽轮发电机输出功率。从另一方面来看，蒸汽初温度低，会使汽轮机末级叶片含湿量增加，对汽机不利。因此锅炉在运行中要保证蒸汽温度。

### （二）影响蒸汽温度的因素

过热器是面式热交换器，蒸汽在管内流动，烟气在管外流动，热量是依靠对流传热方式来转移的，转移热量的多少要符合热平衡方程式和传热方程式。

$$\text{热平衡方程式} \quad \phi (I' - I'') V = D (i'' - i') = Q \quad \text{见 3 式}$$

$$\text{传热方程式} \quad Q = K \cdot \Delta t \cdot A \quad \text{见 4 式}$$

在运行条件下，随着燃气轮机负荷的变化，进入余热锅炉的烟气流量  $V$  和烟气温度（烟气焓  $I'$ ）都会变化，这样导致蒸汽出口焓  $i''$ （蒸汽出口温度）要变。

当烟气温度增高，公式（3）中的  $I'$  增加，烟气放热量增多，公式（4）中的平均温差  $\Delta t$  和传热系数  $K$  均要增大，使传热量增多，最后使蒸汽温度升高。同样烟气流量增大，也有类似效果。这些变化因素总是存在的，因此要采取调节方法来保证蒸汽温度。

### （三）调节原则及方法



常采用喷水或喷饱和蒸汽的方法来降低蒸汽温度符合设计值。从调节的观点来看只能从高温向低温调节，反过来则不行。所以设计过热器时，常多装些传热面，以达到双向调节的目的。例如多装传热面，在设计工况下，因传热面大而使传热量多，使蒸汽出口温度高于设计值，此时可以喷水或喷低温饱和蒸汽，使汽温下降。当烟气温度下降时，蒸汽温度也会低于设计值，此时可以减少喷入水的数量，使汽温上升恢复设计值。

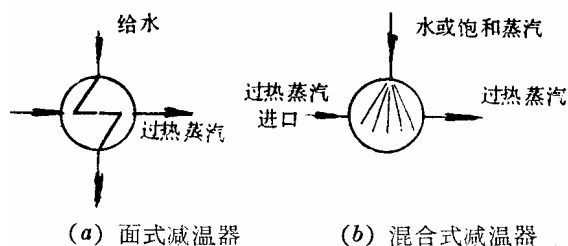


图 19—42 减温方式

减温方式都采用减温器，常用减温器有面式和混合式两种，见图 42。(a) 是面式减温器，管外是蒸汽，管内是冷却水（用给水），是通过传热面来传递热量。调节汽温时反应迟缓，调节不及时。(b) 是混合式减温器，过热蒸汽与水（或饱和蒸汽）直接混合。汽温变化快，调节及时，是目前广泛采用的减温器。用水来减温时，要求水中含盐量少，最好采用除盐水来减温，以防止水中盐类进入蒸汽带到汽轮机中。

有的余热锅炉有两级过热器，可以将减温器放在两级之间，用喷水减温方式。

本余热锅炉只有一组过热器，通常将减温器放在过热器出口，采用饱和蒸汽来减温。

减温器的热平衡式（用饱和蒸汽来减温）

$$D_i = D_g i_g + D_b i_b \quad (58)$$

减温器的物质平衡式

$$D = D_g + D_b$$

式中：D—锅炉出口过热蒸汽量，kg/s；

$D_g$ —过热器出口过热蒸汽量，kg/s；

$D_b$ —用来减温的饱和蒸汽量，kg/s；

$i$ 、 $i_g$ 、 $i_b$ —分别为上述蒸汽的焓，J/kg。

将 D 的关系式代入 (58) 式，得到

$$D(i - i_b) = D_g(i_g - i_b) \quad (59)$$

上式的右项是蒸汽  $D_g$  在过热器内吸收的热量，也是过热器的传热量。上式的左项括号内的数是一个常数，因为饱和蒸汽焓  $i_b$  是固定的，锅炉出口蒸汽焓  $i$  也是汽轮机所要求的蒸汽温度对应的焓，其允许变化幅度很小，所以其差值是常数。

当过热器出口蒸汽焓  $i_g = i$  时， $D_g = D$ ， $D_b = 0$ ，不需要减温。

当燃气轮机排气温度增加，引起  $i_g > i$ ，同时蒸发器的产汽量也会增加，使减温用的蒸汽量  $D_b$  增加，此时能够维持减温后汽焓  $i$  不变。

总而言之，一定有一个  $D_b$  值能满足热平衡式，也能满足传热方程式。通常允许过热蒸汽温度有  $\pm 5^\circ\text{C}$  的变化范围。

#### (四) 蒸汽温度调节

##### 1. 蒸汽温度变化的动态特性

###### (1) 加热量不变时蒸汽流量的变化

过热器内蒸汽流量减少，必然引起出口蒸汽温度上升，由于传热有个过程，温度上升有滞后现象，滞后时间为  $\tau_1$ ，见图 43 所示。当出口蒸汽温度升高后，传热方程式中的平均温差减小，传热量减少，使蒸汽温度不能继续上升，最后稳定在某一范围，说明此时有自平衡能力。

###### (2) 蒸汽流量不变而加热量变化

加热量增加（烟气温度增加），蒸汽温度先上升后稳定，但稳定的温度要高一些。



上述两种情况下温度的响应曲线是类似的，见图 43。

注意，尽管有这种自平衡能力，但如果不调节的话，将超过蒸汽温度的允许变化范围。

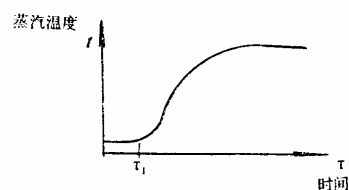


图 19—43 蒸汽温度的反应曲线

### 三、蒸汽压力调节

锅炉生产的蒸汽的压力必须符合设计值，压力过高会造成管路设备的强度不够而损坏，压力降低会使汽轮机作功能力下降，整个动力装置的效率降低。通常采用调节的方法来维持压力在规定范围内。

#### (一) 引起压力变化的因素

压力能够表示锅炉产汽量和汽轮机用汽量之间的关系(或其它蒸汽用户)。当用汽量增加，产汽量不变，压力要降低，反之压力就升高。产汽量又是与加热量有关的，烟气的温度升高或烟气量增加都表示加热量增加，此时产汽量也增加。所以影响蒸汽压力的因素主要有：用汽量及烟气温度和烟气流量。能调节压力的对象只有用汽量和烟气流量。

例如：加热量减少，产汽量少，压力要下降，此时可以相应地减少用汽量来维持压力不变。要求汽轮机的调节负荷器减少负荷。如果压力升高，可以利用余热锅炉前方的旁路烟窗来调节，改变旁路挡板的开度，排走部分烟气量来减少进入锅炉的热量。本节主要介绍利用挡板来调节蒸汽压力。

#### (二) 蒸汽压力的动态特性

1. 加热量突然变化时，对应有二种情况。一种是假定蒸汽量不变，此时压力变化如图 45 中 (a) (1) 所示，因传热需要时间，所以压力变化一开始有滞后，以后直线上升，这是一个无自平衡能力的调节对象。线  $P_1$  表示汽包出口压力，线  $P_2$  表示过热器出口压力，两者之间的差值用来克服管道及过热器管束的流阻，由于假定蒸汽流量不变，所以此流阻也不变。另一种情况是压力变化必然引起蒸汽流量变化，图中 (a) (2) 表示汽轮机调节开度不变时的压力变化，开始有滞后段，以后汽包内压力先略有上升，过热器出口蒸汽压力也随之而上升，汽机调节阀不动作，锅炉出口和汽机入口之间的压差略有增加，蒸汽流量随之有些增加。这样自发地限制了锅炉出口汽压增加，使压力进入稳定范围，此时汽压是有自平衡能力的调节对象。由于蒸汽流量增加，使过热器及管道的流阻增加，即过热器出口的蒸汽压力增加得少。随着时间的增加，汽包出口和过热器出口的压力差增大。使得锅炉出口的压力（即过热器出口压力）增加量要小些。

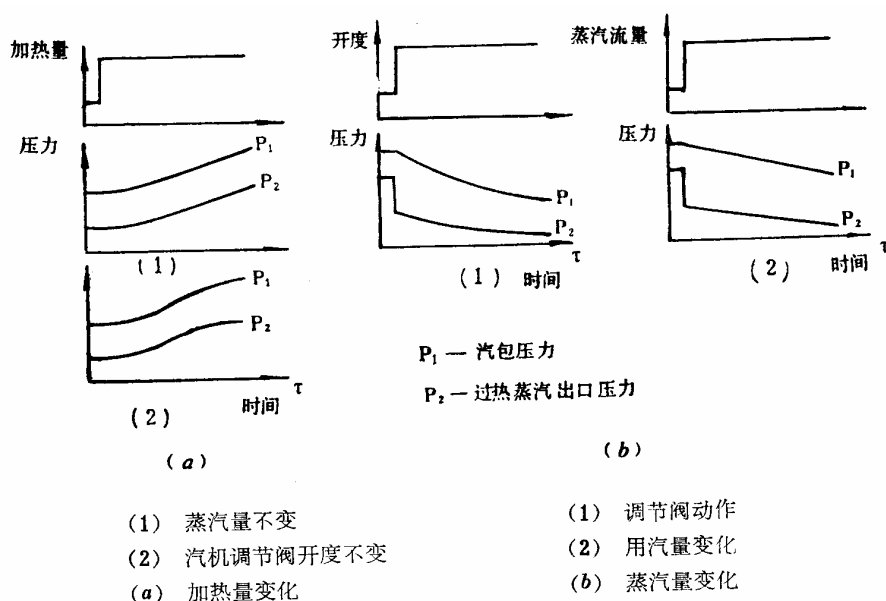


图 19—45 蒸汽压力的反应曲线



## 2. 加热量不变，蒸汽量突然变化

图 45 中 (b) 表示加热量不变而蒸汽量变化时的二种情况。(b) (1) 是汽轮机调节阀动作引起蒸汽量变化。(b) (2) 是假定用汽量突然增加时的压力反应曲线。

分析 (b) (1): 汽机调节阀突然开大, 蒸汽流量突然增加, 又因调节阀前的压力  $P_0$  突然下降, 使得过热器出口的蒸汽管路中压力  $P_2$  随之下落。调节阀开启一段时间后, 因用汽系统的阀门局部阻力减小, 所以流量虽增加, 但  $(P_2 - P_0)$  仍然会减少, 即  $P_2$  仍能下降。随着  $P_2$  下降, 用汽系统的压差减小, 蒸汽流量也会逐渐减小, 最后  $P_2$  稳定不变, 蒸汽量也稳定在新的压差值下不再变化。

汽包出口压力  $P_1$  的变化与  $P_2$  略有不同, 因用汽量突然增加, 流经过热器的流动阻力也增加,  $P_1$  与  $P_2$  的差值要大, 所以  $P_1$  一直是缓慢随  $P_2$  下降而下降。没有突然下降的区段。最后  $P_1$  和  $P_2$  值都稳定不变, 两者之差值也不变。如果蒸汽量稳定的值比调节阀动作前的流量大, 即么现在稳定的  $(P_1 - P_2)$  差值也要比原来的大。由于能够稳定压力, 表示有自平衡能力。

分析 (b) (2): 假定用汽量突然增加, 并能保持稳定不变 (可以改变阀门开度来调节汽量不变), 此时  $P_2$  先突然下降, 以后缓慢下降。由于蒸汽流量不变,  $P_1$  与  $P_2$  的差值不会变化,  $P_2$  也不会稳定, 这是与 (b) (1) 不同之处。这种靠连续开大阀门来保持流量不变也是一种假想情况。在这种情况下压力无自平衡能力。一旦阀门不再继续开大,  $P_2$  压力就会因流量减少而稳定下来。

由以上分析可以知道, 在 (a) (1) 和 (b) (2) 的假想情况下, 压力是不能稳定的, 而在 (a) (2) 和 (b) (1) 的实际情况下压力是能够稳定的, 即有自平衡力。这是因为压力和蒸汽流量有着密切的关系。

### (三) 蒸汽压力的调节及保护

当蒸汽压力低, 表明用汽量多, 本锅炉无法调节, 只能靠用汽单位减负荷, 如果蒸汽压力高则可以用挡板进行调节, 图 46 的 (a) 是蒸汽压力调节系统。

#### 1. 调节系统

#### 2. 挡板及其执行器

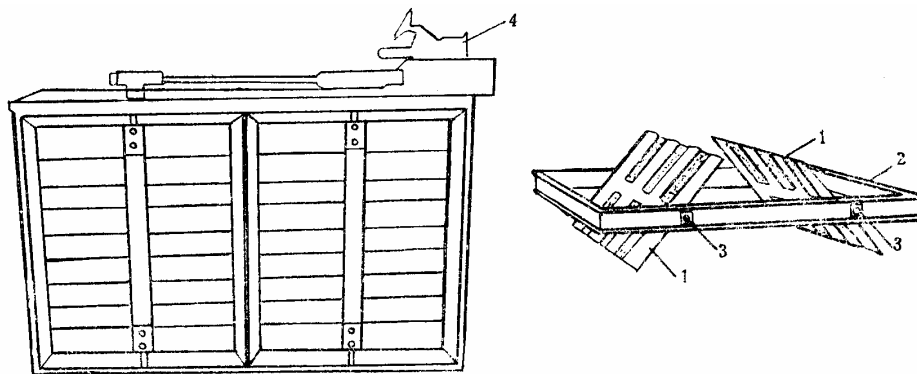


图 47 挡板装置

挡板 (主和旁路) 有单翼的和双翼的, 挡板的装置示于图 47 中。翼的面积很大, 通常做成带回槽的, 有利于减少变形应力。挡板上部有执行器, 用来控制挡板开度。

#### (1) 挡板的密封

余热锅炉的挡板是用来隔断高温烟气, 要求关闭严密性好, 而挡板的尺寸又大, 约为 3 米  $\times$  5 米, 需要采用特殊的密封方法。自 1981 年以来采用新型的密封结构, 实践证明其泄漏少而强度高。图 48 表示新型密封装置。在需要密封的周沿装密封簧片, 这种簧片挠性好, 又由耐高温的合金材料 Inconel 制造。依靠簧片的弹性位移 (位移量为 12mm), 可以达到密封



要求。簧片做成长条形，短段的一端用螺栓固定在挡板或框架密封角上，另一端弯成直角钩状（如图示）。当挡板移向框架的密封角时，上下两条密封簧片接触后再压紧，烟气难以从压紧的簧片间通过，可达到密封要求。

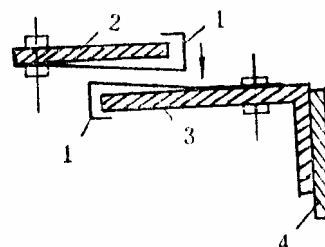


图 48 挡板密封

动。冷态安装时候要留出足够空隙，工作时挡板受热向右膨胀伸长，需要空隙以避免挡板与框架相碰。

#### 四、给水泵再循环水量调节

图 52 是余热锅炉的管路系统图，从图中可以看到，从除氧器下来的水经给水泵后分成两路，其中一路返回除氧器水箱，这一路就称为给水泵再循环管。设立此再循环管是为了保护水泵，因给水泵输送的是接近饱和的水，水易汽化发生汽蚀，其工作条件与循环泵相似。但有其不同之处，循环泵的水流量不要求调节，都是按照泵的额定流量运行，因蒸发器的水量是越多越好。而给水泵出口的给水流量是随锅炉负荷而变化的，有时锅炉负荷低使水量减少。另一个不同之处在于给水泵的扬程高，是多级叶轮式泵，泵本身叶轮的旋转运动产生的热量多，这部分热量使流经泵的水温升高。又因泵内部的高压水会漏回低压区，如果水量少，则其水温升高快，易使水汽化。所以给水泵也有最少流量的限制。采用再循环可以使给水泵通过足够的水量，多余的给水返回除氧器水箱，这样能保证给水泵的工作条件使其安全运行。

给水再循环流量的多少是由流量自动调节阀 FCV050A (B) 调节的，输入调节阀的信号是由给水泵出口处的流量计提供的。当给水泵的出口水流量少，信号输入调节阀令阀开大，此时再循环管路的局部阻力系数减小，水流量增加，这就使水泵的工作点移向大流量区（参考图 31 循环泵特性曲线）。给水泵出口的两条并联管路中，任何一条管路的水量增加，都使给水泵水量增加。当锅炉负荷或水位变化，要求进入锅炉的水量少，此时给水调节阀 FCV—100 关小，从管路阻力特性来看，局部阻力系数增加，引起管路的流动阻力增加，需要更高的水泵扬程，迫使水泵工作点移向高扬程低流量区，给水泵出口的流量就减少。流量计 FE050A (B) 测量出流量计两端压差值减小，当此流量值接近给水泵的最小流量允许值时，就输出控制信号去再循环水调节阀 FCV—050A (B)，开大此调节阀使水流量增多，最后使给水泵水量增多。

##### （一）给水再循环调节系统

调节系统示于 53 图中，由给水泵出口流量计 FE050A (B) 测出流量信号输入调节组件，调节组件与汽包水位调节组件相同，从调节组件输出信号到执行组件，此处采用执行组件的特点叙述如后。

##### （二）执行组件

#### 五、省煤器入口水温的调节

图 52 中有一路循环水的再循环系统，从循环泵出口的循环水中引出一部分输到省煤器的入口，与给水混合后进入省煤器。

循环水的再循环管的主要作用有二点：

第一点，启动时省煤器内的水是不流动的，而热烟气不断流过省煤器，将热量传给省煤器内的水，这样就有可能使省煤器内水局部汽化。在一定的条件下（例如省煤器内的水开始流动），这部分蒸汽又会突然凝结，造成水击，损坏设备。省煤器内的水击与循环泵（或给水泵）内的汽蚀现象是相似的，有很高的压力波，会引起设备及管路振动，所以不允许省煤器内水汽化。而再循环管可以使省煤器内的水流动，避免局部汽化。循环回路是从省煤器—汽包—下降管—循环泵—再回到省煤器。与此同时还存在主循环回路，从蒸发器—汽包—下降



管一循环泵一回到蒸发器。

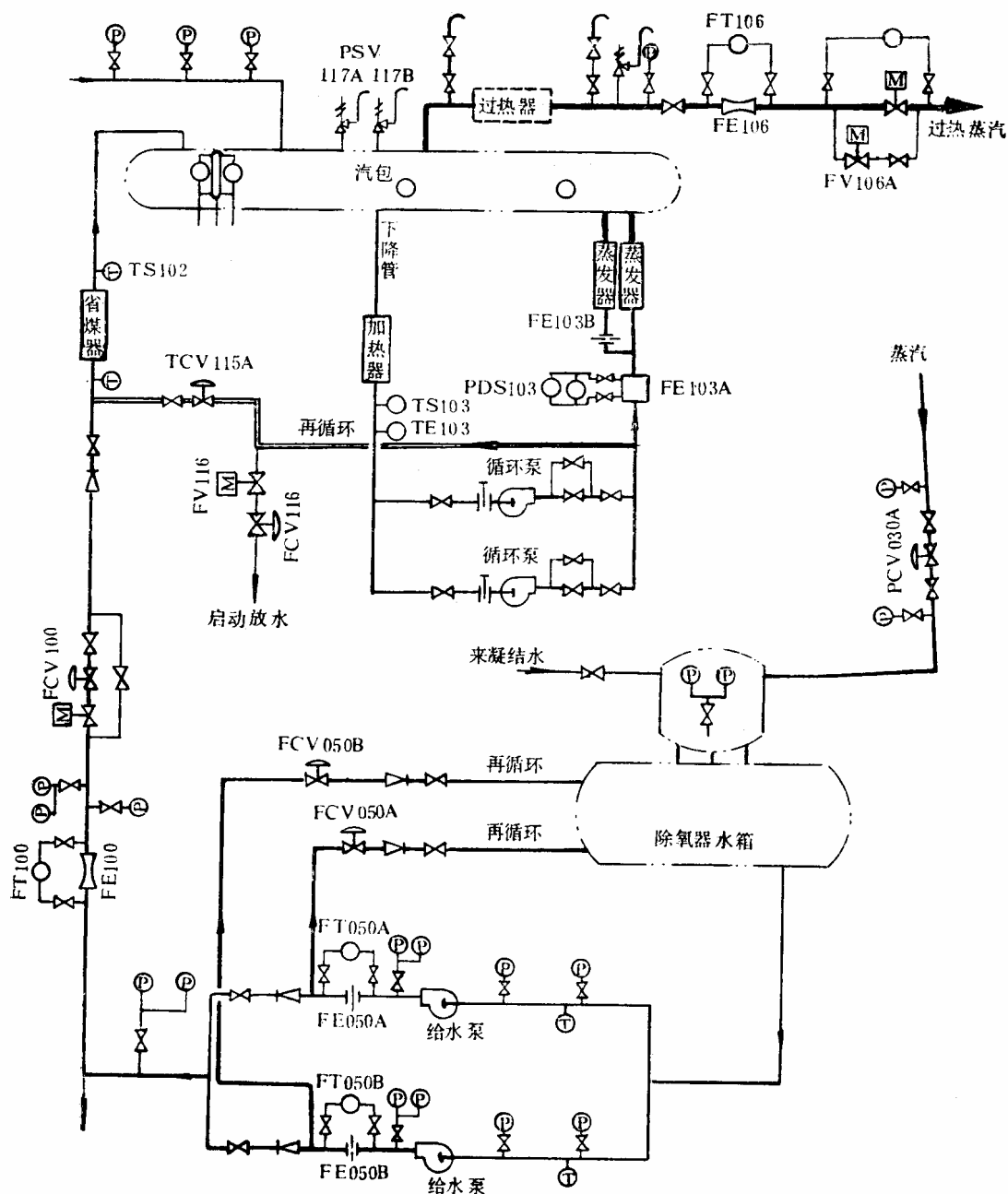


图 52 汽水管路图

第二点，某些运行条件下，当省煤器内水温太低，容易引起管外壁结露，特别是烟气中含有氧化硫或氧气都会腐蚀管子。提供温度高的循环水，可以提高省煤器内水温，防止腐蚀。

省煤器入口水温调节系统示于图 60 中，从图 52 的管路图中，可看到省煤器入口处装有热电偶温度计 TE100，测得水温值经变送器输出信号到调节组件，实测水温信号与标准值（给定值）对比，最后输出信号来改变管路上的温度调节阀 TCV115A 的开度，TE100 测的温度低则应开大阀门。调节系统与蒸汽温度调节系统相同。

省煤器入口水温的标准值不是常数。当锅炉负荷低，蒸汽流量小于 20% 额定值时，给水量也减少，为保证省煤器中有一定水量，采用高的水温给定值  $t_0$ ，可以使再循环水量增加，使省煤器内水量多。当负荷增加，给水量多，给定值  $t_0$  会自动下降，通常  $t_0$  值比除氧器水箱内



水温略低些，因从除氧器水箱到省煤器入口管路有散热损失，故取得略低些。调节组件与汽包水位调节组件相同，执行组件中包括气动执行器、电一气转换器等。

## 六、除氧器调节

包括除氧器水箱水位调节及除氧器压力调节，水箱水位调节的目的是保证给水泵入口水位高度，防止水泵入口压力低而汽化。

除氧器除氧的原理是应用亨利定律。

亨利定律说明溶解在水中的气体与该气体的分压力成比例，如果除氧器内处在饱和状态，水蒸汽的分压力接近空间的总压力，其他气体的分压接近于零，因此溶解在水中的氧气及其他气体从水中逸出，达到除氧的目的，逸出的氧气等可排出除氧器。

从另一方面来看，除氧器内的压力变化会影响给水泵入口的水的状态，为防止泵入口汽化，最好能稳定除氧器内工作压力，通常除氧器内的压力为  $0.12\text{MPa}\sim 0.15\text{MPa}$  ( $1.2\sim 1.5\text{kgf/cm}^2$ )，余热锅炉采用  $0.15\text{MPa}$  的除氧器，其对应饱和水温为  $110^\circ\text{C}$ 。为了维持除氧器的压力，需要采用自动调节方式，图 61 示出了除氧器的调节系统。

### (一) 除氧器水箱水位调节

61(a) 图是除氧器水箱水位调节系统，调节用的信号来源有三个，相当于三冲量水位调节。一个信号是水箱水位高度、一个是除氧器进水量、一个是给水流量（出水量），这两个水量的大小直接影响水箱水位，当进水量大于出水量，水位上升，反之则下降。输入的三个信号进入加法器综合后，输出信号到 PID 限幅调节组件，调节组件输出信号到执行组件，改变进水量的调节阀 LCV—020A 开度来保持水箱水位。水位调节原理与汽包水位调节相同，此处不再重复。

除上述水位调节以外，除氧器还有第二个水位调节，是直接根据水箱水位来调节水箱出水管上的调节阀 LCV—020C，参考图 68，此出水管与凝结水集水箱相连，可以在两个水箱之间形成循环回路。即从集水箱到凝结水泵，经泵入除氧器，再从除氧器水箱返回集水箱的回路。当除氧器水箱水位高于正常值，可以开启此调节阀放水，启动前要制备除氧水，也可以利用此循环回路，使水在除氧器内除氧，除氧后之水可以返回凝结水集水箱。生产烟和蒸汽的 A 余热锅炉的凝结水集水箱内的压力是大气压，除氧后的水系统不会有空气漏入。

除氧器第二个水位调节阀 LCV—020C 的水位信号来自水箱高水位开关 LS—020C，当水位高于水位计接口  $137.66\text{mm}$  时，开关的触点闭合，输出信号。当水位高于接口  $105.91\text{mm}$  时，触点复位。

在除氧器水箱另一端装了 LS—020D 的低水位开关。当水位高于水位计接口  $105.91\text{mm}$  时，触点闭合输出信号，当水位升到高于接口  $137.66\text{mm}$  时，触点复位，利用这两个水位开关、使水箱水位异常时发出报警信号，水位高时高水位开关使水箱出口上的 LCV—020C 调节阀开启放水。水位低时只报警，除氧器的水位调节信号参考图 68。

调节阀 LCV—020A (C) 的执行组件与给水泵再循环管的调节阀 FCV—050A 的执行组件基本相同，只是调节阀的参数不同，LCV—020A 调节阀最大通水能力是  $24\text{kg/s}$ ，阀入口压力是  $212\text{KPa}$  ( $30.8\text{psi}$ )，出口压力是  $143\text{KPa}$  ( $20.8\text{psi}$ )，阀门前后允许压差为  $517\text{kPa}$  ( $75\text{psi}$ )。

### (二) 除氧器压力调节

61(b) 图是除氧器压力调节系统，影响除氧器内压力的变化是加热量不平衡之故。当进入除氧器的水量增加，使除氧器内蒸汽凝结多，压力就降低，如增加热量（蒸汽量）使其热量平衡，压力就恢复。所以除氧器压力是用进入的蒸汽量来调节的。蒸汽入口管装调节阀 PCV—030A，压力变化的信号使调节阀开度变化来保持压力不变，这种调节比较简单，只有一个信号来源，一个调节组件。调节阀 PCV—030A 的执行组件与 FCV—050A (B) 类似。

## 七、防冻保护

对于地处寒冷地区的余热锅炉，都需要有防冻保护。特别是锅炉短期停炉，内部仍然存



有水,此时水不流动,容易发生冻结现象,即使不冻结,水温低会引起受热面外结露(出汗),金属易受到氧气的腐蚀,所以需要装电加热器来加热水。在电加热器投入运行时,必须启动循环泵,使水循环流动,受热均匀。

## § 5 余热锅炉的运行及准备工作(根据厂家资料)

新装锅炉或大修后锅炉,一般要按以下各项顺序进行:水压试验,化学清洗,锅炉启动,锅炉运行,锅炉停炉等。

### 一、水压试验

试验压力按设备最大允许工作压力的 1.5 倍进行。

#### (一) 试验前准备

1. 拆开余热锅炉汽、水管上的隔板,检查隔板是否严密?
2. 适当地更换隔板,以保证水压试验时不漏,才能稳住压力。
3. 检查各阀门,以保证能正常开启和关闭。
4. 水压试验时,最好把安全阀拆去,用一个法蓝盲板来堵。如果不能拆安全阀,就用压板压紧安全阀(用一个锁紧装置,防止安全阀打开),压板上的螺丝应该做成用手来紧固,而不能用其它工具,以防紧得过度。在水压试验时,如安全阀有泄漏现象,应该拆下来找出其泄漏原因,决不能用外力去紧螺丝,否则将会损坏安全阀的阀座接合面。因为水压试验时,内部装满水,浮起的松散污物会留在阀座接合面上,过份压紧将会损坏阀座的接合面。
5. 拆去玻璃水位计。因充水后水中污物会弄脏玻璃,以后难以清洗。
6. 要细致校对水压试验用的压力表,通常用一个标准表来校对。试验进行时,常观看压力表是否正常地动作,最好装二个压力表,互相对照观看,以保证压力表读数是正确的。
7. 试验时用一台离心水泵是能够满足要求的,但是必须装一根再循环管,以保证足够的水流量流过泵,防止泵的流量太少。也可以装一个注水泵,来满足试验的压力,但必须装一个安全压力控制器或超压排放阀,以防止压力突然增大超过试验压力。
8. 水压试验时用水的温度不要低于大气的露点,以避免大气中的水汽在金属外表面结露(即出汗)。如果在管外表面有结露的水,试验过程中要检查焊缝处及接合处漏水,就难以判断是露水还是有泄漏。一般允许金属的最低温度是 21℃,21℃可以防止结露。允许金属的最高温度是 32℃,如果温度再高,人手难以触摸。

#### (二) 灌水

1. 全部试验环路与外界连接的阀门都关上,只留下最高处的排气阀不要关。
2. 利用省煤器和循环泵之间管路上的疏水管进行灌水。
3. 最好用凝结水灌入,如无凝缩水,可用滤清后的水。
4. 要慢慢地灌水,使空气来得及从排气阀中排出。一定要排尽空气,因空气是可以压缩的气体,它将使水压试验过程中的压力表读数不稳定或不真实,增加水压试验的困难。
5. 试压系统内部完全充满水后,即排气阀中冒水后,关闭全部排气阀。逐渐增加压力,要慢慢地加压以防止冲击。检查各处阀门接合处有无漏水,如有漏水现象,要拧紧阀门。
6. 检查受压部件泄漏情况,如已查清各处泄漏点,可以将水放掉,再修复泄漏处。按上述步骤重新灌水。在减压时速度也要慢。
7. 检修完毕,最后水压试验完成,慢慢减压放水。

### 二、化学清洗

化学清洗的主要任务是清洗管子内表面上的油、铁锈、污垢等物。采用的清洗剂溶液有:盐酸、柠檬酸等。清洗的顺序是:清洗前准备,煮炉,化学清洗。

#### (一) 清洗前准备

1. 考虑到给水系统不清洁,所以先清洗给水系统,用碱水冲洗。



2. 检查汽包内件的严密性，不锈钢丝的同层一定要拆下来，其余内件也最好拆下，然后分开清理。

3. 隔断全部仪表头。

4. 清洗前，应从系统中把循环泵隔开，因泵有机械密封装置，清洗中的锈渣和污物可能留在密封处，损坏密封。

5. 在循环泵入口处临时装一个锥形过滤器，当泵启动时可以收集杂质，防止杂质进入泵内。但要记住，锅炉在正式运行前，一定要拆走此过滤器，以免增加泵入口阻力，使泵发生汽蚀。

6. 在清洗前，要拆走玻璃水位计，如果水压试验时没有拆走，现在必须拆走。

7. 不需要清洗的部件都要拆下，以免造成部件被损坏，安全阀要拆下，用一个法蓝盲板堵上管接头。

## （二）煮炉

煮炉的目的是用碱性溶液来清除油和油脂，碱性溶液的组成见附表 9。

1. 先灌入 1514 升的热水，维持水温在 93℃。

2. 用一个容器内放 2270 升热水，溶解磷酸三钠和润湿剂，其数量见附表 9。

3. 隔断给水和蒸汽管与外系统的连接，不需要煮洗的元件也要隔开。然后使给水、蒸汽系统与煮炉溶液系统连接。

4. 启动溶液泵，将煮炉溶液注入锅炉。

5. 为保持煮炉溶液的温度在 138℃~150℃ 范围内，要从其他汽源供蒸汽给煮炉溶液，可以从汽包下部定期排污管送入蒸汽。

6. 每半小时开启溶液泵工作 5 分钟，以保证溶液分配均匀。

7. 煮炉完毕后，放走溶液，用热水彻底冲洗，在最终放水处检查水的 PH 值，检查冲洗是否合格。

8. 进行检查后，如果发现内部还有油或油脂，再重复煮炉，直到没有油为止。

## （三）化学清洗

清洗系统示于图 69 中。清洗的目的是清除内部的锈皮和垢物，清洗剂的组成见附表 9，多采用酸性格波来清洗。

1. 顺序：（适用于水容积为 18.9m<sup>3</sup>的锅炉）

（1）灌满热水，维持 93℃，然后再放走 1514 升。

（2）按附表 9 来配清洗剂溶

液箱内放 2271~3028 升热水，温度为 77℃，溶解 567kg 柠檬酸，再加 4.731 升的 IR115 和 4.731 升的润湿剂，然后再加 29.4%浓度的氨水 189 升（或无水氨 49.89kg）。此时配好的溶液的 PH 值在 3.5~4.5 范围内，是酸性溶液。

（3）启动溶液泵，把清洗剂灌入锅炉。

（4）大约 1 小时后，测定回到溶液箱的柠檬酸氨浓度，当浓度和溶液箱内贮存的柠檬酸氨浓度相同时，可以停泵。

（5）在后 3 小时中，每隔半小时（或根据需要）开泵运行 5 分钟，经过 4 小时的清洗，通常能充分完成化学清洗。

（6）当柠檬酸氨消耗后，酸浓度减弱，pH 值从 4.5 升到 5，有时达到 6。无色的柠檬酸氨溶液内溶有氧化铁时，颜色变成浅黄绿色，如果颜色变成黄褐色，表明其 pH 值达到 6~6.5，证明柠檬酸氨已消耗完。为使溶液中的溶解铁保持稳定，可以再加些柠檬酸或柠檬酸氨。附表 9 中所建议的柠檬酸用量是能够满足要求的，一般还能保持剩余的柠檬酸氨量，以防止溶液的 pH 值升到 6~6.5。当 pH 值达到此值时，必须要另加柠檬酸量。如果当初煮炉后的碱溶液没有冲洗干净，就会多消耗酸浓度，使酸浓度过早地减少，如果加的氨量超过附表 9 中的



推荐值, 也会使 pH 达到 6 以上。

(7) 中和

a. 启动溶液泵, 此时溶液箱和锅炉内的溶液温度约为  $65^{\circ}\text{C}$ , (如果需要的话, 再加 15 %浓度的柠檬酸 80~90kg) 使溶液循环, 当 pH 值恢复到 4.5~5.5, 表明酸洗合格。

b. 在溶液箱内加氨, 使氨在系统内循环, 直到 pH 值达到 9.5~10, 说明氨量是够的, 加氨的目的是中和溶液中的酸, 加氨的数量取决于溶液中的酸度。应该特别注意到, 在清洗过程中, 溶液中有铜, 铜是从金属表面上清洗下来的, 所以不能加硝酸钠, 特别是在 pH 值大于 6.5 的酸性溶液内, 决不要加硝酸钠, 因加硝酸钠会形成二氧化氮 ( $\text{NO}_2$ ), 此气体是有毒的。

(8) 维持 PH 值在 9.5~10 时, 循环 2 小时, 不需要加热。

(9) 往溶液箱灌 9700 升温水, 开始稀释溶液, 连续稀释一小时, 然后全部排走, 可以在汽包出口管接软管作排水用。

(10) 用清水来漂洗, 先灌后放重复三次, 可以使死角区集存的酸中和。

(11) 待全部系统内放出的水呈中性时, 表明碱溶液已中和剩余的酸。再用清水冲洗全部碱溶液。现在锅炉处在准备启动时期。

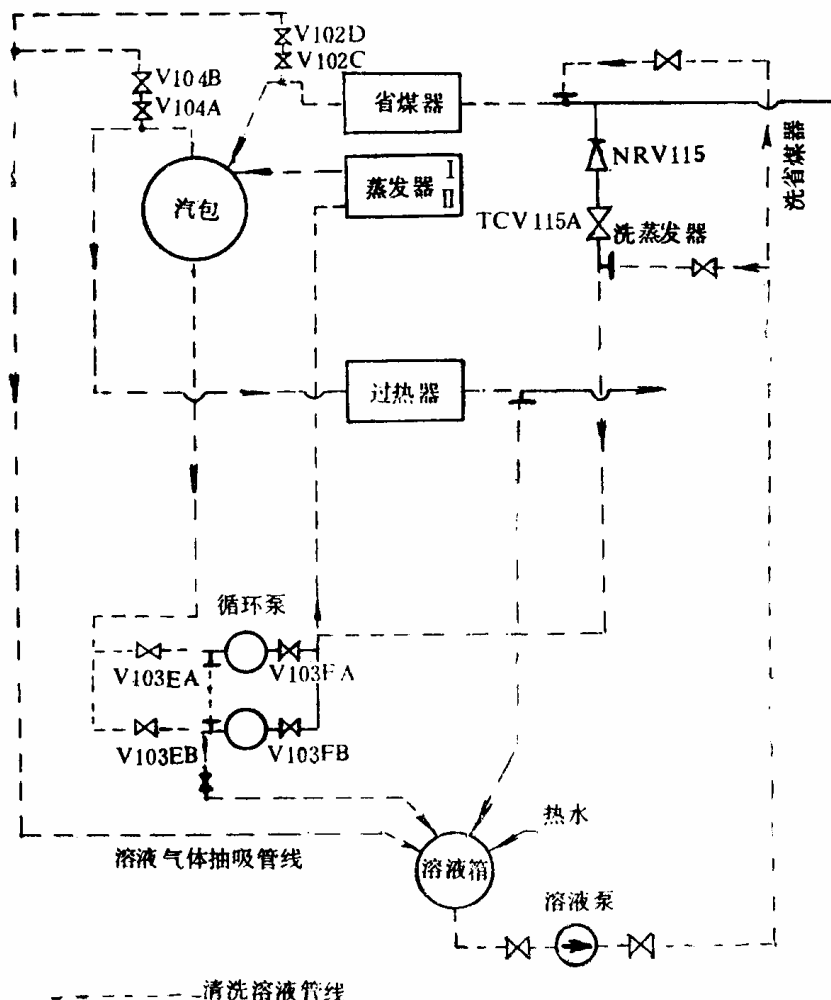


图 69 清洗系统

## 2. 锅炉运行一段时间后的清洗

因运行中内表面有污垢, 污垢的成份有: 氧化铁、铜和氧化铜以及各种盐类的垢, 对于



污垢要经过化学分析，选用合适的酸来清洗。所用的溶液仍可参考附表 9 中的配方，在此基础上再增加以下的物质：

(1) 二氯化氨：用以清除硅盐垢。每 10kg 柠檬酸中要配 1kg 二氯化氨。

(2) 硝酸钠 ( $\text{Na}_2\text{NO}_3$ )：最初也需要每 10kg 柠檬酸中配 1kg 硝酸钠，用以清除铜。应该注意的是要防止产生二氧化氮，所以一定要在溶液的 pH 值达到 9.5~10，确定是碱性溶液，才能将硝酸钠加到柠檬酸氨中。

### 3. 使用各种化学物质应注意的安全事项

(1) 氨 ( $\text{NH}_3$ ) 组成有二种型式，一种是装在压力钢瓶内的无水氨，另一种是配成 29.4% 浓度的氨水 (3.78 升水内有 1kg 氨)。无论是无水氨或 29.4% 的氨水，其灌溶液的进料管口必须要低于液面，防止氨气逸出。逸出的氨是以气体形式出现，有很强的刺鼻气味。

为了使溶液的 pH 值达到 10，需要增加些氨量，此时溶液温度要低，约为 66℃。如果溶液温度是 93℃，将有部分氨挥发进入大气，在空气中的浓度是 53ppm。而使眼睛发炎的最小氨气浓度是 698ppm，说明在 66℃ 灌氨不会伤害眼睛，是安全的。

(2) 二氯化氨是有毒的固体，人们能够接受的最大浓度是 3.27mg / ( $\text{m}^3$  空气)。尽可能不要与皮肤接触，如接触到二氯化氨，则要用冷水冲净，如重复与皮肤接触，会使皮肤发炎。吸入口中会有致命危险，偶而吸入会引起呕吐。可用 2% 碳酸氢钠 (小苏打)、来洗胃。

旧锅炉内的硅盐垢需要用二氯化氨来清除。把二氯化氨加到柠檬酸溶液箱中时，要带橡皮手套和护目镜，防止溶液溅出时伤人。

当清洗溶液中有 0.5% 的二氯化氨，在清洗过程中就要十分小心，不要去接触溶液。有时要把二氯化氨加到强酸 (高浓度柠檬酸) 中，此时会有氯化氢逸出，这是一种致命的高腐蚀性气体，不宜吸入此气。操作时要加强通风，人员离开此区，直到所有氯化氢都散走为止。

(3) 柠檬酸是一种无毒酸，浓度为 50% 的水剂是强酸，操作时要谨慎，避免液体溅到皮肤上，如已溅上则要洗去。由于柠檬酸不是强腐蚀酸，可以用碳钢或合金钢制造溶液箱。如果此溶液箱还要装其它溶液，也可用橡皮作内衬固定在箱内壁上。

(4) 氢：清洗过程中，有金属溶在溶液中，会产生氢气。当氢气进入空气中，浓度超过 4% 容易打火花或着火。所以在清洗系统中要装特殊的排气阀。

(5) Inhibitor Rhodine115：不能和皮肤接触，如果皮肤接触到此物，应彻底用肥皂水冲净。

(6) 硝酸钠：固态，是强氧化剂。应存放在低温处的金属容器内。当硝酸钠和 pH < 5 的酸性溶液接触，会产生二氧化氮 ( $\text{NO}_2$ )，是黄绿色气体，有毒。允许在空气的最大含量为 5ppm，如果已产生二氧化氮，要用强力风机抽走，尽量不要吸入此气体。偶而和固体或液态溶液的硝酸钠接触，没有什么危险，用水冲净即可。偶而吸入一些二氧化氮，可用 1% 的高锰酸钾洗胃，如吸入量较大，可采用输氧和人工呼吸的方法来救护。

(7) 润湿剂：是一种洗谈剂，对皮肤无害。

## 三、锅炉的启动

### (一) 启动前检查

1. 烟道：包括燃气轮机出口到锅炉出口的全部烟道，检查烟道内的易燃物、废物是否清理于净，烟道的护板是否坚固完整。烟道中的膨胀节位置是否正常，有无扭曲现象。主要是检查挡板的执行器与挡板位置是否相符合，按以下顺序检查：

(1) 检查挡板框架与烟道是否紧密，检查电动机操作挡板的情况，然后再用手轮去操作挡板，观察各个机械部分是否灵活？

(2) 执行器与连杆机构都要有润滑油。

(3) 采用“就地”操作方式，启动电动机，然后使其停止，反复数次，检查按钮是否正确。再检查电动机操作挡板的情况，使挡板全开然后全关，挡板运行应该平稳，没有咬合现



象。挡板全关时，密封簧片能很好密封。

(4) 检查挡板开度与开度指示仪是否一致。

## 2. 汽水系统

(1) 全部设备及管路系统经过水压试验，有证明书。

(2) 全部设备及管路系统经过清洗（酸洗），并已冲净，冲洗水呈中性。

(3) 汽包上二个安全阀，过热器出口处一个安全阀已安装好，可以工作。

(4) 校准全部压力表。

(5) 检查各阀门能否操作灵活。

(6) 汽包的玻璃水位针是否清洁，玻璃有无裂痕。

(7) 执行组件所用的空气已准备好。

(8) 彻底检查控制系统，使其处在使用状态。

(9) 酸洗时期断开的循环泵需复原。

(10) 换人孔门的密封垫，并固定之。

(11) 采用弹簧支撑的地方，弹簧的定位销应保证在外载下，弹簧能起作用，不能被卡住。

(12) 在控制盘上能遥控烟气的三个挡板。

(13) 加磷酸盐管处在可使用的状态。

## (二) 灌水

将经过水处理和除氧的给水灌入锅炉系统，此时的水温要比金属材料温度高 35℃才适宜。

1. 打开汽包、蒸发器联箱、省煤器联箱以及过热器联箱（如有过热器时）上的放气阀。

2. 从省煤器和循环泵之间的再循环管路上的疏水管口灌入给水，使给水进入各设备及管路。

3. 灌水速度要慢，使空气来得及从放气阀中排出，如空气排不净，其中氧气会腐蚀金属。有空气时对循环泵正常启动也不利。

4. 当省煤器的放气阀开始冒水，观察汽包内水位是否达到启动时所要求的低水位，如已达到，可以关闭放气阀及灌水用的疏水管上的阀门，拆去灌水管，准备运行。（注：灌水后，如果不能立即运行，则用氮气（N<sub>2</sub>）注入汽包空间及过热器中，防止空气渗入）

## (三) 启动时各管制件的位置

1. 下列各仪表的变送器阀门要打开：。

(1) 给水流量计和给水压力表。’ ‘

(2) 过汽流量计和过热蒸汽压力表。

(3) 汽包水位计。

2. 下列各阀门处在开启位置：

(1) 给水关断阀。

(2) 蒸汽出口的逆止阀。

(3) 所有压力表及压力开关的关断阀。

(4) 给水调节阀前后的关断阀。

(5) 供空气到执行组件去的空气阀。

(6) 电子差压式水位计的引压管上的阀门。

(7) 省煤器入口处循环水再循环管的调节阀，用手动方法开启此管路上的逆止阀。

3. 开启烟气旁路挡板及烟囱出口挡板。

4. 除上述阀门、挡板外，其余所有阀门和挡板都处在关闭位置。

## (四) 余热锅炉的首次启动



余热锅炉的启动有计算机程序控制，程序控制方框图见附表 10，本节主要叙述启动过程中的各项注意事项，以及程序提出的要求，对有些过程作些解释。

1. 打开循环泵的冷却水进口阀门和出口阀门，使冷却水在机械轴封室循环流动来冷却轴封，然后启动循环泵。循环泵运行时要经常地检查泵的运行状况，例如：泵的扬程是否合适，转动是否平稳无杂音，轴承处冷却是否正常等。循环泵启动后，汽包水位会降低，此时不需要增加水量来提高汽包的水位。因为当蒸发器受热后，水容积增大，特别是产汽后，水容积更加增大，此时蒸发器内的水从下降管移向汽包水容积，使汽包内水位升高。

2. 如果需要维持汽包水位，可以由给水泵供些水。

3. 燃气轮机在低负荷运行时，可以开启主挡板，关闭旁路挡板，此时用“手动”来控制汽包水位。

4. 汽包压力要升到 0.3587MPa (50psig)。升压速率由升压曲线来决定，对于压力为 1.434MPa(200psig)的余热锅炉而言，第一分钟升到 71.7KPa(10psig)，第二分钟末升到 287kPa (40psig)，第三分钟末升到 538kPa (75psig)，第四分钟末升到 932kPa (130psig)，第五分钟末可升到 1.434MPa (200psig)，平均每分钟不超过 358.7KPa (50psig)

(注：启动时，汽包内压力一定要大于大气压，也不允许水温超过 99℃，以免产生汽)

5. 当汽包内压力大于 358.7KPa (50psig) 时，打开过热器入口联箱和出口联箱上的疏水阀，打开逆止阀及管路上的疏水阀。因蒸汽进入这些低温管路会凝结成水，疏水阀可以排走这些凝结的疏水，当打开疏水阀后，汽包内蒸汽压力要维持在 358.7kPa 以上。

6. 用“手动”方式来操作给水调节阀或操作旁路阀 V—100J，以保持汽包水位。

7. 再次检查压力表、安全阀和水位计。

8. 关闭过热器各处疏水阀。谨慎地操纵烟气主挡板和旁路挡板来改变进入锅炉的烟气量，使蒸汽压力升高达到安全阀动作的压力。此时还要小心地操作过热器的放气阀和疏水阀，来监视蒸汽压力，当安全阀动作时，要注意观察压力表。如果安全阀动作时的压力高于预定的压力，高的值大于 35.8kPa (5psig) 时，说明动作压力有误差，要重新精心调整安全阀的动作压力，一般只在首次启动或更换安全阀后，才需要试验安全阀的动作压力。(注：不需要试验安全阀动作压力的启动过程中，如果汽包压力高，可以开启过热器出口的放气阀或疏水阀来降压，不采用安全阀动作来降压)。

9. 差压变送器疏水管需要放水。

10. 用以下方法来减少汽包内压力

(1) 全开过热器出口的放气阀和疏水阀。

(2) 适量地打开汽包水位计上的放水阀，当打开水位计放水阀时，指示水位很快下降，关闭放水阀后，水位很快恢复。如果水位变化很小则要注意，可能是水位计的汽侧或水侧有泄漏，因水位计指示不准确会造成给水调节阀误动作，引起汽包满水或缺水事故。对于无过热器的余热锅炉，只能全开汽包出口管路上的排气阀和疏水阀，以及适量地打开水位计上的放水阀来减少汽包压力。

11. 试验完成后，再开启过热器出口逆止阀，同时开启过热蒸汽管路上的关断阀。

12. 有蒸汽流量流经流量计后，可以用“自动”方式来调节汽包水位。

13. 省煤器入口水温调节器投入运行，可改变再循环水流量以保证省煤器入口水温。

14. 根据水化学的要求，分析给水品质，如采用连续排污，给水量要增加些以弥补排污水量损失。

15. 检查全部管线、阀门和支架有无不正常的卡住，在管线受热膨胀后，如有不正常的卡住，会导致管路受附加应力而损坏。

16. 当蒸汽压力达到额定值时，需要检查全部阀门填料是否有漏，保证设备投入正常运行时，不发生泄漏现象。在检查时可以把汽压降到额定值的 50% 以保证工作人员的安全。



以上各项检查后，锅炉可以正式启动。

附表 10 余热锅炉的启动程序

1 一以下各调节器是否处在“自动”方式：

- (1) 省煤器入口水温调节器
- (2) 给水箱水位调节器
- (3) 蒸汽旁路压力调节器
- (4) 启动放水调节器

2 一控制元件用的空气压力不能低于某值。

3 一辅助用蒸汽压力是否合格？

4 一电磁阀是否有电源？

5 一凝汽器热井水位是否够？

6 一除氧器水箱水位是否够？

7 一各阀门的电动机是否有电源？

8 一给水压力是否够？

9 一循环泵的冷却水是否供给？

10 一各疏水阀的位置是否处于启动位置？

11 一启动循环泵。

12 一循环泵的流量是否大于低限？

13 一汽包水位是否处在启动的给定值。

14 一通往汽包的氮气管上的阀门是否关闭？

15 一除氧器内压力是否正常？（注：启动时，要检查除氧器水温）

16 一烟囱挡板是否全开？

以上各项均满足要求，可以准备启动锅炉。

#### （五）启动后的检查

1. 汽包的水位计

应每天放水三次，以保证读数准确，如果对水位计的读数有怀疑，可以随时放水，放水时要谨慎，防止全部水柱冲出时引起蒸汽进入放水管，如水位计水柱内存有气泡，影响水的密度，使水位计读数不准。

2. 需要分析水质，根据分析结果，可以确定给水的处理情况。

3. 根据锅水的品质，确定汽包的排污量。

#### 四、锅炉的运行

余热锅炉的运行指标有：蒸汽产量、蒸汽压力和蒸汽温度、汽包水位及水汽品质。

1. 蒸汽产量

从 § 2 中已经知道蒸汽产量受烟气流量及烟气温度的影响，蒸汽产量的曲线图示于图 13 中。

2. 蒸汽压力和蒸汽温度

蒸汽压力与蒸汽产量有关，也与用汽量有关，运行中主要依靠蒸汽压力自动调节系统进行调节。蒸汽温度与烟气量和烟气温度有关，在运行中也是靠减温器来维持蒸汽温度不变。

3. 汽包水位

稳定汽包水位的重要性及调节方法已在 § 4 中叙述。本节介绍从启动到运行阶段，影响汽包水位的其它因素。

余热锅炉从热备用或冷备用状态下转到供蒸汽的过程中，会有几个特殊的水位干扰，这些干扰主要来自汽包水位的水系统。

（1）蒸发器内水自流入汽包水侧：在备用期间，循环泵停用时，由于蒸发器上部几排管



子的位置高于汽包正常水位，而充满水的蒸发器与汽包水位又是相通的，依靠静压平衡的作用，蒸发器上几排管子水会沿下面进水管、循环泵和下降管进入汽包下部，使汽包水位上升。所以备用期因循环泵停用而水位上升是不要紧的，一旦循环泵启动，蒸发器又会全部充满水，使汽包水位下降。

(2) 开始加热后，随着水温升高，蒸发器内的水和汽包内的水体积略有膨胀，使汽包水位膨起。

(3) 蒸发器开始有汽产生：蒸发器内产汽时，汽的比容大，占体积也大，增加的这部分体积必然要排走同样体积的水，这部份水只能返回汽包，使汽包内水位上升。一直到蒸发器内汽与水的比例达到动平衡后，蒸发器的水流量才能稳定。稳定后，蒸发器的水量不会影响汽包水位波动。根据上述理由，在启动时水位应该低些，现在取的原则是：比汽包最低水位线高 50mm。如果汽包水位是采用“自动”方式调节，在启动时按低水位给定值进行调节。

#### 4. 水、汽品质的监控

附表 11 列出了美国公司建议的监控运行方式。

#### 5. 运行资料

每班至少记录二次，项目有：环境温度；相对湿度；燃气轮机负荷及所用燃料；排气温度和锅炉入口烟温；排烟温度。给水流量和温度；蒸汽流量；蒸汽温度和压力；汽包内压力；锅水全固形物；饱和蒸汽含盐量；排污量；档板位置等。

### 五、锅炉的订炉（适用于生产饱和蒸汽的锅炉）

(一) 停炉过程：按汽包内压力大小分二种停炉方式。

#### 1. 当汽包内压力大于 1.076MPa (150psig) 时的停炉过程：

(1) 当蒸汽负荷低于 50%，同时汽包压力低于 3.228MPa (450psig) 时，可以打开汽包的定期排污管上的阀门，排走汽包内锅水并带走渣物。

(2) 操作全部阀门处于非工作的位置。

(3) 开启旁路档板。

(4) 给水调节改为手动，维持一定的汽包水位。当汽包内压力下降时，水位会膨胀，不要用排污的方法来降低水位。

(5) 关闭烟气主档板，没有热量进入锅炉。

(6) 停用给水泵，此时压力会更低，水位仍要膨起，仍然不要用排污的方法来降低水位。

(7) 关闭烟囱档板，保存锅炉内部热量，如果外界需要蒸汽，锅炉可以迅速重新启动。

(8) 为了安全，全部设备按照预定的停机时间停机。

#### 2. 当汽包内压力降到大气压时的停炉过程：

前 6 项与上节相同

(7) 当锅炉逐渐冷却时，为了保证蒸发器各管圈能均匀冷却，需要循环泵继续运行，只有在阀门泄漏或循环泵可能发生汽蚀时，才停循环泵。因管路系统内水的压力与温度在停炉冷却过程中是自行变化的，当系统内水的压力比产生汽蚀的压力高 72KPa (10psig) 时，循环泵就要停止运行，以防止产生汽蚀，损坏泵体。循环泵停后，循环泵的冷却水仍要继续供给，直到蒸发器内水温低于 65℃ 时，可以不供冷却水，以防泵的机械密封在温度高时变形。

停炉后，如果烟气主档板关不严，有部分高温烟气漏入锅炉（此时燃气轮机仍在运行的条件下），积存热量多会使蒸发器内水汽化，压力上升，当压力超过 358.6KPa (50psig)，要启动循环泵。此时省煤器入口的再循环管也要投入，启动循环泵使水流动，可防止省煤器内水汽化。当压力不再升高后，可以停循环泵。

(8) 当汽包内压力低于 36kPa (5psig) 时，可以关闭全部阀门，当初开启这些阀门是为降压用的，然后通入氮气 (N<sub>2</sub>) 到汽包的汽空间。

(注：如果没有氮气输入，锅炉内蒸汽凝结或水温降低后形成真空，从强度方面来看，



这是受外压的容器，所以不希望内部形成真空，此时可以开启汽包和过热器的放气阀，维持内部为大气压以防止真空出现）。

(9) 为了安全，全部设备按照预定的停机时间停机。

(10) 开启省煤器入口的循环水再循环管路上的阀门，以准备随时启动，对低温地区的余热锅炉需要防冻保护。

## (二) 停炉保护

### 1. 内部保护

如果锅炉停炉超过 24 小时，需要进行内部保护，常用以下三种方法保护：

#### (1) 充氮 ( $N_2$ ) 保护

氮气是惰性气体，把有压力的氮气送入汽包汽空间（包括过热器），可以防止空气渗入，保护锅炉不受腐蚀，采用氮气保护要注意以下四点：

a. 一旦锅炉停止工作，应该立即通入氮气，在充氮保护期间，应保证氮气不浪费，要经常检查氮气压力表。

通氮气的步骤：先打开过热器出口联箱的疏水阀（无过热器的可打开出口管路上疏水阀），然后打开氮气管路的关断阀，氮气就会将空气从疏水阀中驱走，并充满汽包水面以上的空间和过热器，待氮气全部充满后，关闭过热器的疏水阀，并保持内部氮气压力为 7.2kPa (10psig)。

b. 要检查氮气管路，保证其工作可靠，只要氮气系统运行正常，设备内部的腐蚀就能避免。

c. 锅炉充水部分受热面（省煤器、蒸发器等）也需要保护，常在水中加入足够的苛性钠 (NaOH) 或氨水，以保持水的碱性，通常要使 pH 值大于 9.4 才有效。此外还可以采用亚硫酸钠或磷酸钠来清除水中氧气。

d. 在停炉期间，要经常分析锅炉内的水质指标，以防碱性不足而造成腐蚀。（注意：如果锅炉内的水会冻结，则不能用此方法来保护，而要排走全部水，再充氮）

#### (2) 湿式法

当停炉时间超过 24 小时，而不大于 1 个月，地区又不会冻结，可以采用此法。

a. 停炉后，先彻底清洗内部，然后用合格的给水或凝结水充满锅炉。

b. 加热使水达到沸腾点，使水中氧逸出。

c. 再灌凝结水，直到全部最高处的阀门冒水为止。

d. 紧闭阀门，防止空气渗入。

#### (3) 干式法

当锅炉处在较长期的备用状态，不会紧急启动时，可以采用此法。

将锅炉内部全部湿气排出，保持一定干度即可长期保护。

a. 锅炉冲净后，用盘子装吸湿物质（如石灰  $CaO$ ，氧化硅胶，或其它工业用干燥剂）放在汽包内。如果可能的话，也可放在联箱内。

b. 经常检查干燥剂的吸湿情况，经常要更换干燥剂。

c. 继续上述过程，直到锅炉准备启动。（注意：锅炉要准备启动前，一定要取出所有的盘子）

### 2. 外部保护

采用充氮气法及湿式法时，锅炉内有水，当水温低时会使管外壁面结露，要经常检查管外部受热面，防止外部腐蚀。

## §6 水化学

### 一、水、汽品质

一般电厂用水来自河流、湖泊、深井等。这些水中含有钙 (Ca)、镁 (Mg) 的化合物及



各种溶解于水中的气体，如氧气及二氧化碳等。水在锅炉内受热沸腾时，这些物质会形成各种水垢积存在管内壁上，随着运行时间增加，水垢的厚度会增加。§2 节叙述了传热的规律，说明余热锅炉的产汽过程是通过传热来实现的，传热量的大小与传热的热阻有关，管内壁积垢越厚，传热的热阻增加，传热量要减少，产汽量也要减少，此时排烟温度增加，可用热量减少，锅炉的热经济性降低。从安全性来看，管内壁上有垢，管壁不能被水或汽冷却，这是因为热阻增加而造成的，此时管壁与管内流体的温度差增加，也就是在管内流体温度不变的条件下，管壁温度上升，这将会使管材强度降低，导致管子破裂，锅炉就不能安全运行，由此说明进入锅炉的水中不能含有积水垢的物质。当水中溶解有氧气，氧气能够助长管材的腐蚀，也就是使管材中的铁元素起化学变化，最终也会损坏管子，影响锅炉使用寿命。综上所述，运行中必须控制水的品质。§3 节中提到蒸汽品质的重要，会给过热器或汽轮机造成危害，所以蒸汽品质也要控制。附表 12 列出美国推荐和我国 1975 年的关于“给水、锅水、蒸汽”的品质控制值。

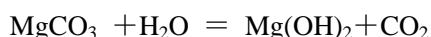
水、汽品质控制中常用的指标

1. 悬浮物：指水中悬浮固体，用过滤方法可以确定水中悬浮物的数量，其单位是 $\text{mg}/\text{dm}^3$ 。

2. 全固形物：全固形物指的是溶解于水中的盐类。将过滤后除去悬浮物的水，经过蒸发后再加以干燥，就能得到残存的固体。称其重量就是溶解在水中的固形物，称为溶解固形物，悬浮物和溶解固形物的总和就是全固形物。其单位是 $\text{mg}/\text{dm}^3$ 。

3. 硬度：即钙、镁盐类的总量。通常水中溶解有重碳酸钙 $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ 、重碳酸 $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ 、氯化钙 $\text{CaCl}_2$ 、氯化镁 $\text{MgCl}_2$ 、硫酸钙 $\text{CaSO}_4$ 和硫酸镁 $\text{MgSO}_4$ 等。水中钙、镁离子的总浓度称为总硬度，单位是毫克当量/升，硬度又可以分为暂时硬度和永久硬度。

(1) 暂时硬度：指重碳酸盐的钙和镁的离子浓度，因为重碳酸钙或重碳酸镁在水加热到沸腾的过程中，能分解变为沉淀物析出，其化学反应式为：



(2) 永久硬度：指氯化钙、镁和硫酸钙、镁等盐类中的钙、镁离子浓度。这几类盐在一般加热到沸腾的过程中不易沉淀。只有当水中含盐浓度超过饱和极限时，才会沉淀，所以常在水的汽化过程中沉积在管内壁上形成坚硬水垢。附表 12 中，美国标准规定给水的硬度为 0，表示水中不能有钙、镁离子。

4. 碱度：指水中碱性物质的总含量，碱性物质包括氢氧化物、碳酸盐和重碳酸盐，后两种盐类溶于水时都呈碱性，见公式 (62)。碱度的单位是摩尔 / 升 ( $\text{mol} / \text{L}$ )。

5. pH 值：锅水的 pH 值是运行的重要指标之一，pH 大于 7 表示水是碱性的。

6. 含盐量：一般用第 2 项中的溶解固形物作为含盐量指标。

7. 溶解含氧量：指每升水中溶解氧气的摩尔数。单位是  $\text{mol} / \text{L}$ 。

8. 电导率

纯水是一种十分差的导体，当水中有其它离子存在，电导率就会增加，水的电导率与水中溶解盐类的浓度有关。利用这个物理特性，用水的电导率大小来表示水中含盐量的多少。测量电导率采用交流惠斯登电桥，水中的两点也就组成电桥的一臂，能够精确测出电阻，计算出电导率。由于电导率便于连续测量，使用起来方便。常在给水等管道上装一个电导率传感器就能测出管内水的电导率。电导率的单位是西（门子）/ 厘米，或  $\text{S}/\text{cm}$ ，西（门子）是欧姆的倒数。

## 二、金属的腐蚀机理

## 三、锅炉用水的处理

### （一）凝结水的再处理

1. 锅炉产生蒸汽供给生产工艺加热用



因蒸汽直接与工艺过程接触，管路长，回来的凝结水中会溶解有二氧化碳、氧气、二氧化硫等气体，使水呈酸性有腐蚀作用。另外水中还会溶有铜和铁离子。对于这样的凝结水要用离子交换方法去除铜和铁离子。同时要用除氧的措施来除去水中各种气体。

## 2. 锅炉产汽供汽轮机带发电机用

蒸汽在汽轮机内作功后进入凝汽器凝结成水。只要凝汽器无法漏，凝结水的品质就好，通常只含有空气，腐蚀不严重，铁和铜离子含量也少，不需经离子交换处理，只需除氧。

### （二）补充水的处理

锅炉运行中有排污，分析水和蒸汽品质要取样，汽轮机运行中有轴封排汽，除氧器顶部排汽以及一些不可避免的泄漏，使得水和汽有损失，必须经常加以补充。此补充水取自水源，水中有各种物质，需经过处理才能作为锅炉的补充水。未进入锅炉前，要除去杂质及硬度，还要除去水中的不凝结气体。

（1）悬浮物及固体颗粒：可以用沉淀、凝聚和过滤等方法进行。

（2）硬度的处理：主要是除去各种钙、镁离子，采用的方法有“软化法”及除盐法。

软化法是用钠离子来置换钙、镁离子。因水中有钠盐不会形成硬水垢，所以含有钠离子的水叫“软水”。

除盐法是用氢离子来置换所有的金属离子，用氢氧（OH）离子来置换所有的硫酸根、碳酸根等负离子。经除盐后的水，水中含盐量接近于零，此时的水叫“除盐水”。我们知道水中增加钠离子就会使水的碱度增加，当碱度过高时会发生腐蚀，所以采用除盐法来处理就能得到高品质的水。

### （三）除氧

不论是凝结水或补充水都需除氧。美国资料推荐除氧的步骤有二，首先是热除氧，然后再用化学除氧，以使水中含氧量降到 7ppb 以下。而我国只要求用热除氧，所以水中含氧量指标是 15ppb 以下。此数值比美方资料高一倍。这是因为化学除氧所用的物质并不理想。采用联胺（N<sub>2</sub>H<sub>4</sub>）来除氧，其效果很好，但联胺是有毒的，不便于保管和使用。采用硫酸钠除氧则对汽机不利，因其在蒸汽中会分解为二氧化硫和硫化氢。所以我国不推荐中压锅炉用化学除氧。

1. 热除氧是在除氧器内进行，利用蒸汽将进入之水加热到沸腾温度（饱和温度），水中溶解的氧气、二氧化碳、氮气等均从水中逸出以达到除气目的。在国外常利用凝汽器来除氧，因凝汽器内凝结水也是饱和状态，凝结水中溶解的氧气也会逸出，设法连续排出氧气，就能达到除氧目的，通常是利用抽气器来排气。但这种方法存在一些缺点，在凝结水泵前的凝结水是真空状态，空气易漏入，还需要再装一台压力式除氧器来除氧。利用凝汽器除氧需要在凝汽器内装设淋水装置，也使凝汽器结构复杂。

## 2. 化学除氧

通常用联胺除氧，其反应式为：



联胺与氧气反应的速度与水温有关，当水温低于 135℃ 时反应速度很慢，最好把联胺注到高温给水中，省煤器入口处给水温度最高，所以常常在省煤器入口管段中加入联胺。

从另一方面来看，如果水温较低，氧气和磁性氧化铁膜或铁的化学反应更易发生，而和联胺的化学反应反而不易发生，所以在低温区加联胺是没有效果的。

## 四、锅炉内部处理

处理的目的是控制锅水的 pH 值和硬度。

### （一）加化合物处理

对于中压或低压锅炉，常在锅水中加入磷酸三钠或磷酸氢二钠以及其他磷酸与钠的化合物。因为磷酸盐可以和水中剩余的钙、镁离子组成不会附在壁上的化合物沉渣，这相当于降



低了水的硬度。但如果水中钙、镁离子多，则不能用此法来降低水的硬度。

应该说明的，不能用磷酸钾来处理水。

磷酸盐除了能使水进一步软化以外，磷酸盐溶于水后，使水呈碱性，故可用来控制锅水的 pH 值。通常将磷酸盐直接送入汽包中，在汽包中混合均匀。锅水的总碱度不能超过总含盐量的 20%。国外有些锅炉将磷酸盐加到给水管中，使给水 pH 值增加以防止给水管路和省煤器管的腐蚀。但是这种方法也有缺点，如果磷酸盐与钙、镁离子形成沉渣，会造成给水管阻塞。

国外还采用螯合剂（是一种水溶性有机物），可以和金属阳离子反应，反应后生成可溶性物质，不会在受热面上结垢，也不生成沉渣。这种螯合剂对于降低硬度是有效的。但也有缺点，因其除了会和金属阳离子钙、镁反应以外，也会和金属阳离子铁反应，引起腐蚀。

## （二）排污

根据蒸汽品质指标及锅水品质指标，调节排污量，以保证锅水中全固形物的指标。运行中对于水、汽品质指标的监控见附表 12。