

# 秦山核电站30万千瓦汽轮机组末两级 低压给水加热器的研究与设计

肖福田

[提要] 核机组对汽轮机末两级低压给水加热器安全可靠性的要求比火电机组严格得多。本文对该设备设计中热力参数的确定、结构设计、热力计算及材料选择等问题做了简明描述。

关键词 汽轮机 低压 给水加热器 设计 计算

## 一 引 言

秦山核电站30万千瓦核机组是我国首次引进外国技术自行设计的核机组。而其中凝汽器和喉部两级低压给水加热器及疏水扩容器是完全自行设计的。

为了提高整个机组的热效率,二回路的给水系统设置了两级高压给水加热器、一级除氧器、三级低压给水加热器。五号、六号低压给水加热器为给水系统中的最末两级给水加热器。由于最末两级抽汽压力很低,蒸汽比容很大,所以抽汽管道很粗。这样就要求尽量靠近汽轮机低压缸来装设这两级加热器,且没有加热器进汽门,抽汽管上也无逆止门。本设计是将此两级加热器装设在紧靠低压缸底部的凝汽器的喉部。为了使加热器尽量少占据喉部通道面积,把两级加热器设计成一体,卧式置于凝汽器喉部内,使结构紧凑、简单,如图1所示。

此两级加热器采用双列布置,疏水系统采用逐级自流的方式。即五号低加疏水流入六号低加,六号低加直接流入凝汽器。

核机组与火电机组比较,对低压给水加热器有更严格的要求。首先,它要求加热器在运行中更加安全可靠,因为装设在凝汽器喉部的加热器,运行和维修过程中难于接近。核电站的蒸汽发生器对给水质量的要求比火电站要严格得多。它不允许给水中含有铜离子。这就给加热器的结构设计、材料选择带来了困难。核电站中包括低压加热器在内的二回路设备的安全可靠比火电站更为重要,因为介质中含有一定量的放射性,一旦发生事故,会给人身安全带来更大危害。本文仅就末两级低压给水加热器设计中几个主要问题做一简要总结。

本文收到日期:1987年1月23日

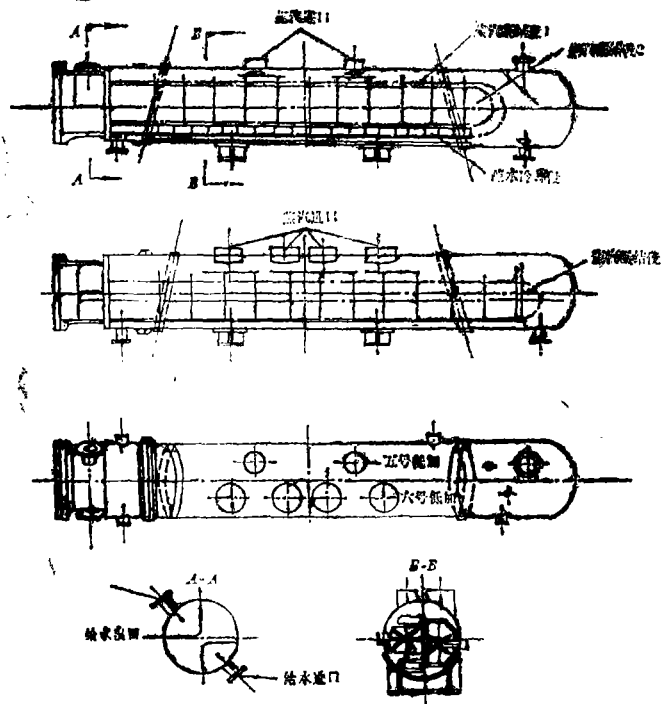


图1 五号、六号低压给水加热器

## 二 热力参数的确定

1. 五号低压加热器设置疏水冷却段和两组蒸汽凝结段，六号低压加热器只设蒸汽凝结段，如图2所示。

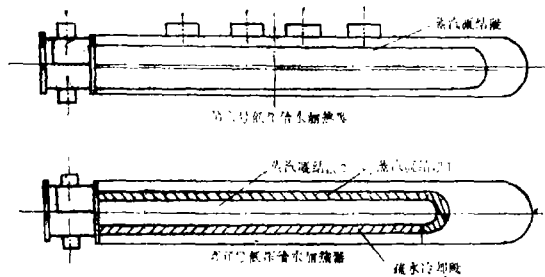


图2 末两级加热器换热区段

从热量回收的角度来看，低压缸抽汽放出热量被给水吸收越多越好。即不但吸收抽汽的凝结热，而且再吸收一部分疏水冷却放热。也就是希望设置疏水冷却段，而不使疏水快速流过管系。但是，由于疏水流出疏水冷却段要产生阻力损失。规范中规定，此损失不能高于两级加热器（或末级加热器与凝汽器）之间压力差的30%，否则就不能设置疏水冷却段。为此，对此两级加热器反复进行热力学参数比较、阻力计算、热效率核算。

最后决定五号加热器设蒸汽凝结段和疏水冷却段（内置式）；六号加热器由于疏水阻力限制，只能设蒸汽凝结段。

### 2. 最佳终端温差(TTD)

给水加热器的终端温差的大小对加热器的换热效率和加热器造价有很大影响，如图3所示。要提高加热器的热效率，应使其终端温度差 $TTD$ 尽可能小，加热侧和被加热侧有效温差用对数平均值表示，当超过某一限度时，传热面积要急剧增加。由于给水加热器造价很高，有必要求出最佳的终端温差。按某系列配置的给水加热器，当它的终端温差变化时，它的前、后相邻的给水加热器的终端温差也发生变化。由于进入各个给水加热器抽汽量变化了，汽轮机各级的热力特性也发生了变化。汽轮机的输出功率亦受到影响。这些因素将影响对机组的投资，把这个做为终端温差的函数关系加以求出，然后求导，有极值的话，就能求得终端温差的最佳值。目前发电机组一般  $T_c = 2.8^\circ\text{C} \sim 5.6^\circ\text{C}$ ， $T_D = 5.6^\circ\text{C} \sim 8.3^\circ\text{C}$ 。经过论证，给出有关二回路系统的技术规范书，并向美国西屋公司提出咨询，最后确定： $T_c = 2.8^\circ\text{C}$ ， $T_D = 5.5^\circ\text{C}$ 。

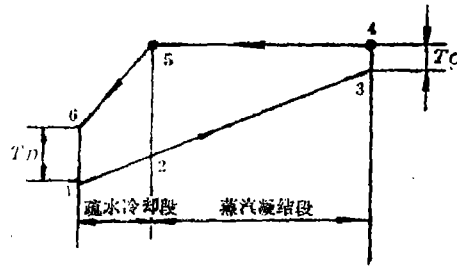


图 3 图终端温度差(TTD)

- 1. 给水进口温度
- 2. 给水在疏水冷却段出口温度
- 3. 给水在蒸汽凝结段出口温度
- 4. 蒸汽进口压力下的饱和温度
- 5. 实际凝结温度
- 6. 疏水出口温度
- $T_c$ —凝结段的TTD
- $T_D$ —疏水冷却段的TTD

### 3. 管内水速

一般推荐给水管内水速为：钢管2米/秒；铜管<2米/秒，而对不锈钢管最大不超过3米/秒。本设计选用2.4米/秒，并考虑可在短期内能承受150%的给水负荷，此时管内水速为：3.6米/秒。其主要根据不仅考虑到管材抗冲刷能力，而且要使管内流动阻力不得过大（不得大于 $2\text{ kgf/cm}^2$ ），管侧放热系数不能过低。

### 4. 污垢热阻

在计算传热系数时，应考虑污垢热阻的影响，它与介质（管外蒸汽或凝结水，管内为给水）的温度、管材种类、表面状态等有关。对疏水冷却段取 $R_d = 0.00014$ ，对凝结段用图解法求实际传热系数 $K = K_0 \cdot f_2$ （其中 $K_0$ 为计算平均传热系数），查取管材热阻修正系数 $f_2 = 0.86$ 。

## 三 结构设计

低压给水加热器主要有壳体、加热管、折流板与水室等部件构成。这里主要论述影响加热器性能和使用条件的几个有关问题。

### 1. 管束布置

由于两级加热器为同一壳体，故每级管束按半圆形布置，管子排列按正三角形。如图4和图5所示。为使蒸汽均匀地冲刷管束，部分蒸汽能从圆周通过而冲刷到底部的管束。为了使蒸汽凝结段不至被疏水水平面所淹没，影响换热效果，疏水冷却段管束与蒸汽凝结段管束要分离一定距离。此处定为120mm。

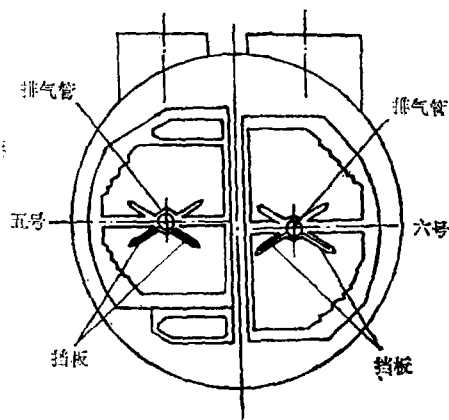


图4 管束布置及排气系统

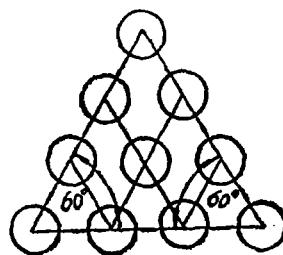


图5 正三角形排列

### 2. 疏水冷却段

设疏水冷却段的目的不仅是为了提高热经济性，而且也是为了使疏水管道阀门免受侵蚀危害。这种侵蚀是因为疏水的汽化形成两相流动而发生。至今世界上只有少数先进工业国家，如美国、日本、瑞士、西德四个国家在研制具有内置式疏水冷却段的给水加热器。日本虽已采用，运行中尚存在不少问题，未能彻底解决。西德和瑞士于六十年代中期就已开始内置式疏水冷却段的研究工作。但最早使用的却是美国和日本（日本日立公司从美国GE公司引进技术，三菱公司从美国WE公司引进技术，三井公司在1979年才从瑞士BBC引进技术）。上海宝山钢铁总厂自备电厂三菱公司350MW机组上的内置式疏水冷却段在运行中常有疏不出水来的情况，询问日方也无法解释事故的机理。其它一些国家虽然已研究，但很少采用（如英国、法国、意大利等国家）。就是已采用的美国、日本、瑞士等国家，也还在不断改进、完善之中。许多方案和原始的研制、计算、特殊结构都列为专利。

在疏水冷却段中，若疏水流动速度过大，或在通路中有向上的流动，就会使它因压力降低而使饱和温度的降低，这比因传热而使温度降低更快，因而产生局部的急剧蒸发现象。这个蒸发现象不是在热平衡状态下缓慢而静止地发生，而是能量积蓄到一定程度时，突然迅速地蒸发。这将引起附近传热管和构件的严重腐蚀。疏水冷却段入口处特别容易发生这种现象。这是由于压力损失、位置水头差、漏疏、从周围再加热原因造成的。

对卧式加热器来说，疏水冷却段有两种结构形式：

1. 淹没型疏水冷却段（图6）
2. 虹吸型疏水冷却段（图7）

对于这两种型式的疏水冷却段，从能有效防止急剧蒸发，防止具有潜热温度高的蒸

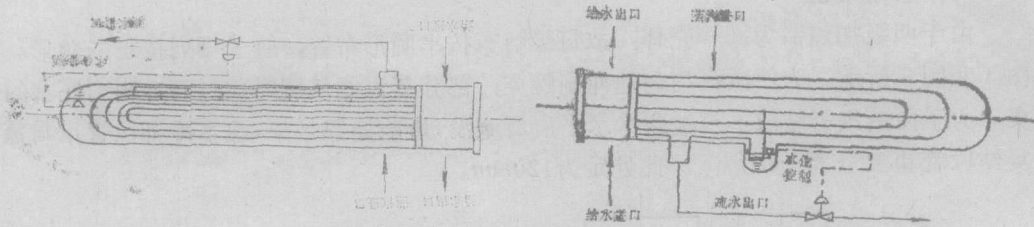


图6 带淹没型疏水冷却段的加热器

图7 带虹吸型疏水冷却段的加热器

汽直接侵入疏水冷却段壳体内再加热来说，淹没型优越于虹吸型。因淹没型疏水冷却段完全淹没在液面之下，没有必要考虑从端板进入蒸汽。由于管群分离，此区的传热管根数少。采取有助于提高热传递效率的管群横向流动，各间距腔室内的压力损失比虹吸式的全管横向交叉结构的压力损失要少，中间折流板上的管孔和传热管之间的间隙内的洩漏量就减少了。但淹没型壳侧总阻力损失较大，且包壳表面积太大不利于保温，而这里防止急剧蒸发带来的危害是主要的，故经过分析计算，决定采用淹没型疏水冷却段较合理（如图6）。

### 3. 排气系统

排气的作用一方面是使进入加热器壳侧的蒸汽沿着指定的方向流动和换热，同时借助于排气来维持加热器壳侧有规定的压力。而另一主导方面是把不凝结气体及时地排走。否则，有大量不凝结气体留在壳内使传热效率大大降低，这是不允许的。所以要连续不断地进行排气。一般规定，最小排气量约为进入加热器抽汽总量的 0.25~0.5%。一般不允许排气串连至邻近的较低压力的加热器，否则将导致不凝结气体的积聚。

但是，怎样来保证排出的气体绝大部分是不凝结气体而不是蒸汽呢？这就涉及到排气管的布置、开孔位置以及排气档板的布置。美国福斯特惠勒公司给水加热器技术专利就包括此项技术内容。国外一些研究机构经过大量热力试验证明，下半部的低温管束（即靠近被加热介质入口侧的管束）中的换热量与高温管束（即布置于靠近被加热介质出口侧的管束）中的换热量之比大约为15：1。这就意味着下部管束深处集聚有大量的不凝结气体。如图8所示。如不充分地将这些气体排出，就会使传热性能恶化，大大降低加热器的热效率。

本设计广泛地调研了日本、美国、法国、意大利等国家大型电站给水加热器排气系统的结构特点，以及它们在现场的运行情况。经比较、论证，认为美国福斯特惠勒公司设计的排气系统较为合理。如图4所示。它在高温管束与低温管束之间装有一个下部开孔的抽气管，并装设有两块排气档板。如图9所示。排气档板限制了不凝结气体的流向。该公司与美国西屋公司的汽轮发电机组配套设计给水加热器，有大量的现场运行经验。这种结构性能可靠，结构简单。它的主要特点是热负荷大得多的下半区深处的大量不凝结气体被排气管引到低温管束上部，并位于两块档板下部区域。通过排气管下部开孔把气体排走。而上半部高温管束少部分不凝结气体混合物也沿着无管通道被引到排气

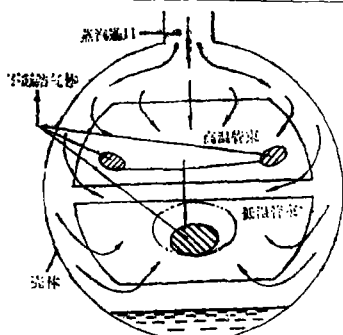


图8 不凝结气体的集聚

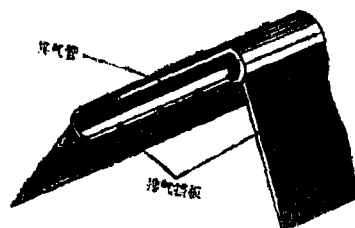


图9 排气系统结构

挡板下面被排走。蒸汽大部分流经管束边缘向里深入，边流边进行凝结放热。等流到中心排气管附近，只剩下不凝结气体而被排走。

### 1. 传热管与管板连接

传热管采用U形管。U形管结构简单，一端能自由膨胀，不采用任何补偿结构，而且密封，胀接等工艺也被简化。U形管束与水室、管板、中间壳体及支撑板制成一体，当检查与维修内部管束时，可连同水室、管板一起从壳体中抽出。传热管与管板采用胀接式连接，为了加强密封效果和增加其拉脱力，管板孔加工出两道沟槽。如图10所示。

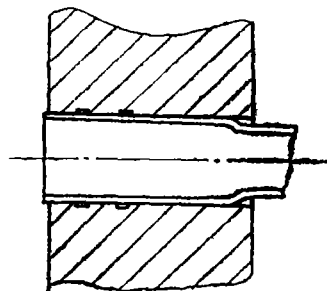


图10 传热管与管板连接

### 5. 其它

水室筒体、管板及中间壳体焊成一体。水室中由分流隔板把水室分成四部份。并有分流盖板，使给水按规定流程流动。水室端盖为带法兰的平盖。中间筒体、筒体及椭圆封头构成加热器壳体，它由中间分级隔板分成五号和六号低压给水加热器。水室上有给水进、出口接管，中间壳体及壳体各有正常疏水和应急疏水接管。并装有仪表、测量点接口、五号加热器有两个抽汽管接口，六号加热器有四个抽汽管接口。为了减少抽汽管对汽轮机低压缸及低压加热器的推力，每个抽汽管都装有波形膨胀节。每级加热器都装有两个直接进入凝汽器的排气管接口，每个排气管接口都装有节流孔板，确保排气量为进汽量的0.5%。以上布置都充分考虑到结构紧凑、制造工艺可行、维修方便，而且控制、操作、检查便利。蒸汽由抽汽管引入加热器，为了防止蒸汽直接冲击管束，在蒸汽进口处装设不锈钢防冲挡板。

在加热器壳体上装有两个支座，靠它们支承于凝汽器喉部支承桁架上。通过螺栓固定。前后都为活动支点，加热器可在基础上向前、后自由滑动。与凝汽器喉部壳体贯穿处采用焊接密封结构。加热器壳体与凝汽器喉部焊接处有厚度为14mm的加强环。为了使壳体能伸缩补偿，壳体与厚为10mm的挠性板焊接，挠性板再焊在凝汽器喉部的壳体

。上从而保证了加热器的自由伸缩。

### 四 热力计算及材料选择

热力计算方法与步骤本文不予介绍，此处只列出原始参数和计算结果。温度关系曲线如图11、12所示。

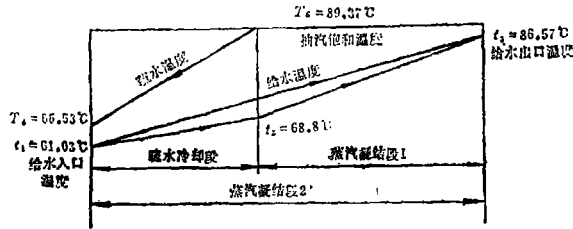


图11 五号低加温度关系曲线

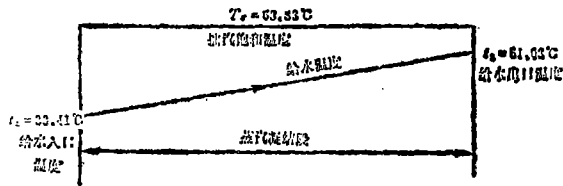


图12 六号低加温度关系曲线

#### 计算结果汇总表

序号	类别	单位	五号	六号
1	数量	台	2	2
2	汽测压力	kgf/cm	0.698	0.242
3	单台汽测流量	T/H	31.192	36.103
4	汽侧温度	℃	89.37	63.83
5	水侧设计压力	kgf/cm <sup>2</sup>	30	30
6	单台水侧流量	T/H	683.61	683.61
7	加热器进水温度	℃	61.03	33.41
8	加热器出水温度	℃	86.57	61.03
9	疏水冷却段端差	℃	5.5	/
10	蒸汽凝结段端差	℃	2.8	2.8

11	水流通道数		2	2
12	加热器内给水流速	$m/s$	2.4	2.4
13	给水侧水头损失	$kgf/cm^2$		2.092
14	疏水冷却段壳侧水头损失	$kgf/cm^2$	0.149	/
15	单台换热面积	$m^2$	558	622
16	加热管外径×壁厚	$mm$	16×1.2	16×1.2
17	加热管有效直段长度	$mm$	9900	11 000
18	加热管根数	根	545	545
19	加热器壳体外径	$mm$		φ1840
20	加热器全长	$mm$		14 050
21	加热器重量满水/自重	$kg$		80 000/45 100
22	管板厚度	$mm$		155
23	管板材料			20MnMo
24	加热管材料			TP304/S A688
25	壳体材料			20g
26	水室筒体材料			20g

## 五 结束语

上面对末两级低压给水加热器的研究、设计进行了综述,并对主要问题做了一定的分析、比较。很多国家的研究、设计单位和制造厂对高、低压给水加热器进行了多年的研究与试验,取得了重要的成果,并有多项专利。为了进一步提高热力性能和运行可靠性、经济性,尤其是参数的确定、疏水冷却段、排气系统、汽水双相流动及自动控制方面,正在不断完善其最优化设计方法。本设计吸收了外国一些研究成果和实际运行经验,并结合了我国现有设备的设计和实际生产。今后还要在实际运行中进行跟踪考核。我们相信,当它做为我国第一套30万千瓦核电汽轮发电机组的一个部套投入运行以后,将对整个设计进行全面检验。为今后研究、设计的进一步完善和提高将提供宝贵的数据资料。



## 参 考 文 献

1. H.Riegger, Baden. "Thermodynamic Design of Reliable, Economically Optimal Feedheaters" *Brown Boveri Rev.* 1978 8
2. J. Schwander, Baden. Thermodynamic and Economically Sound Design of Feedheating Equipment *Brown Boveri Rev.* 1978, 8.
3. Low Pressure and high pressure Surface Feedwater Heaters *HAMON—SOBELCO.*
4. Feedwater Heaters *FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION*
5. 闭式循环给水加热器标准(第三版) 美国传热学会(HEI)1979年 七〇三所译
6. 汽轮机循环中的低压加热器 钱砚晶译自《火力原子发电》1974.5. vol.25
7. 可靠的给水加热用的疏水冷却器 钱砚晶译自《Brown Boveri Reivew》1978.8
8. 表面式给水加热器 机械工程手册 第72篇汽轮机
9. 三菱TC2F335型350MW汽轮机组汽机系统及辅助设备, 宝钢电厂筹建处 1980年3月

THE INVESTIGATION AND DESIGN OF THE LAST  
TWO STAGE LOW PRESSURE FEED WATER HEATER OF THE  
QINSHAN NUCLEAR POWER STATION 300 MW TURBINE SET

Xiao Futian

Abstract

A nuclear power generating plant sets a much higher demand in respect of safety and reliability to the steam turbine last two stage low pressure feedwater heater as compared with that of a conventional power generating plant. With regard to the said heater this paper gives a concise description of such items as, the determination of thermal parameter, structural design, thermodynamic calculations and selection of materials, etc.

**Key words:** steam turbine, low pressure feedwater heater, design, calculation