

多压凝汽器在 200MW 汽轮机组中的应用

(华中理工大学) 丁学俊 冯慧霞
(武汉城市建设学院) 胡平放

[摘要] 论述了多压凝汽器的特点及节能原理, 分析了多压凝汽器在 200MW 机组中的应用前景, 设计了三压凝汽器, 进行节能效果计算, 并探讨了已投运的 200MW 机组的凝汽器改为三压的可行性。结果显示: 在高水温地区或用冷水塔的 200MW 机组使用三压凝汽器可以提高机组的经济性。

关键词 多压凝汽器 汽轮机 经济性

中图分类号 TK264.11

1 前言

凝汽器的设计与运行水平关系着火电厂的经济性。多压凝汽器是一项在基本不增加设备投资的条件下, 提高火电厂经济性的技术措施。已在美国、俄罗斯和日本等国得到广泛应用。我国在引进制造技术的 600MW 汽轮机组及有些进口的大型机组中也采用了多压凝汽器。一般多压凝汽器多用于大型汽轮机组(如俄罗斯的 500MW 以上机组), 但是日本牧港电站的 125MW 机组采用双压凝汽器也取得了成功的经验。因此, 分析与探讨 200MW 机组采用多压凝汽器的经济性和可行性确有必要。

2 多背压凝汽器的节能原理

图 1 为流体温度沿凝汽器冷却面积变化的曲线。

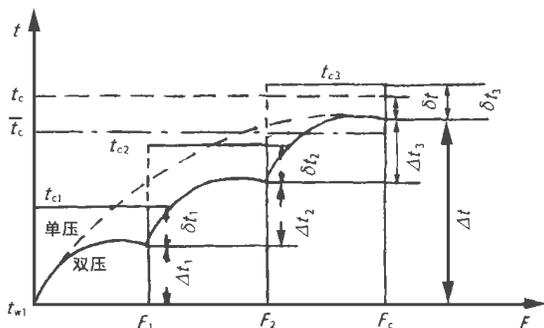


图 1 凝汽器的流体温度分布

线。若三压凝汽器各个汽室中的凝汽量为单压凝汽

器凝汽量的 1/3, 由于冷却水的总吸热量相同, 单压和三压凝汽器的冷却水最终出口温度相同。但是, 在传热过程中, 三压凝汽器中冷却水的温度比单压中的低, 图 1 中分别用实线和虚线表示。

t_{s1} 、 t_{s2} 和 t_{s3} 分别为三压凝汽器中各汽室的排汽温度, t_s 为单压凝汽器的排汽温度。文献 [1] 推导了单压和多压凝汽器的平均排汽温度之差, 即

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t}{3} + \bar{\alpha} - \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + \bar{\alpha}_3}{3} \quad (1)$$

式(1)中 $\bar{\alpha}$ 、 $\bar{\alpha}_1$ 、 $\bar{\alpha}_2$ 、 $\bar{\alpha}_3$ 与传热系数有关, 而传热系数又与该汽室冷却管进水温度有关, 所以在一定的冷却水温升 Δt 情况下, Δt_s 为正值, 即三压凝汽器的平均压力低于单压的压力, 从而提高了汽轮机的作功能力。

另一方面, 如果把低压室和冲压室的凝结水导入高压室, 使其与高压室的蒸汽直接接触而被加热到高压室的饱和温度, 这样在最末一级低压加热器出口比焓值保持不变(与单压凝汽器相比)的条件下, 减少了低压加热器的抽汽量, 使得该级之后的蒸汽流量增加, 输出功率增大, 经济性进一步提高。

3 国产 200 MW 机组采用三压凝汽器的方案选择与设计

国产 200MW 机组是全国各大电网的主力机型之一, 其运行经济性关系到发电成本。据统计^[4] 200MW 机组全国平均供电煤耗率 379.8kg/(kw·h), 汽轮机高压缸效率比世界水平低 7%, 低压缸效率比世界水平低 8%~11%。提高高、低压缸效率的工作量大、投资大, 而采用多压凝汽器则可减少投资且容易实现。

3.1 方案选择

200MW 汽轮机为三缸三排汽, 配用 N-11220-1 型凝汽器, 其型式为三壳体单背压表面式双流程横向布置。设计参数: 冷却面积 $3 \times 3740\text{m}^2 =$

11220 m²; 冷却水量 3×8333 t/h=25000 t/h; 冷却水温 20℃; 水阻 0.047MPa(4.81mH₂O); 铜管规格 Φ25×1×8470 mm; 铜管根数 3×5667 根=17001 根。据此, 所选用的多压凝汽器为三压, 即每一个排汽口对应一个汽室。从现有凝汽器的改造及新生产的凝汽器角度出发, 进行三压凝汽器的方案选择。

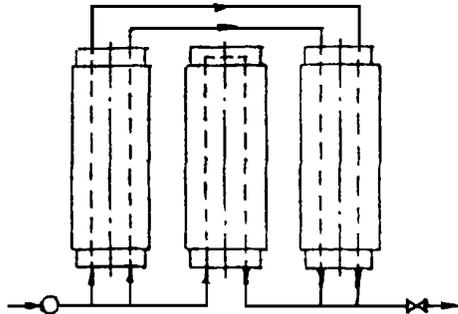


图 2 混合型三压凝汽器

现有凝汽器改为三压凝汽器时, 冷却水管中流速必须符合原设计限制。简单地改为双流程三壳

三压或单流程三壳三压都不能符合要求。可采用“混合型”方案。即去掉各壳体之间的蒸汽连通管,

将其中二个壳体的水室由双流程改为单流程, 让冷却水量的 2/3 顺序流过这二个水室, 余下的一个壳体不做任何改变, 从而形成图 2 所示的“三压凝汽器”。

新设计的三压凝汽器基于经济性及便于制造等方面的考虑, 分别进行双流程和单流程的设计计算比较。

3.2 多压凝汽器的热力计算

多压凝汽器工程热力计算的基本原理、方法和步骤与单压凝汽器完全相同。要确定一台汽轮机组是否采用多压凝汽器, 必须根据预期的运行条件对潜在的热增益和初投资进行分析、论证, 然后再着手多压凝汽器的设计计算, 步骤如下:

3.2.1 根据汽轮机组热力计算所提供的有关数据, 设计单压凝汽器。该单压凝汽器应当是设计凝汽器选择的基本条件后得出的最佳方案, 以此作为设计多压凝汽器的比较标准。对于 200MW 机组, 只需进行校核计算即可, 其计算结果与原始设计稍有差别, 列于表 1 中。

表 1 国产 200MW 机组单压和三压凝汽器各种方案计算结果

名 称	校核 计算	混合型三压			双流程三压			单流程单压 (F_c 不变)	单流程三压			单流程单压 (p_c 不变)			单流程三压		
		低压	中压	高压	低压	中压	高压		低压	中压	高压	低压	中压	高压	低压	中压	高压
凝汽量 q_G , kg/s	108.3	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	108.3	36.1	36.1	36.1	108.3	36.1	36.1	36.1		
冷却水进口温度 t_{w1} , °C	20	20	20	24.293	20	22.86225	724	20	20	22.86225	724	20	20	22.86225	724		
冷却水温升 Δt , °C	8.586	4.293	8.586	4.293	2.862	2.862	2.862	8.57	2.862	2.862	2.862	8.586	2.862	2.862	2.862		
冷却水出口温度 t_{w2} , °C	28.58624	29.328	28.58628	28.58622	28.6225	28.6225	72428.586	28.57	22.86225	72428.586	28.586	22.86225	72428.586				
冷却水流量 q_w , kg/s	6944.44629	62314.84629	66944.46944	46944.46944	46944.46944	46944.46944	46944.46944	6944.4	6944.46944	46944.46944	6944.4	6944.46944	46944.46944				
传热面积 F_c , m ²	11356	3785.33785	33785.33835	53775.53747	0	11358	3826.23777	33754.5	12034	4062.33998	33973.4						
传热系数 K , W/(m ² ·°C)	2957.32792	72957.32959	13058.53138	7	2631.1	2617.22745	22798.5	2790.6	2953.08057	03138.0							
排汽温度 t_c , °C	32.525	30.20	32.52534	060	28.85	31.58	34.31	33.35	29.82	32.71	35.16	32.525	28.46	31.22	33.89		
对数平均温差 Δt_m , °C	7.422	7.869	7.422	7.415	7.29	7.17	7.09	8.34	8.26	8.00	7.93	7.422	6.89	6.78	6.69		
流程数 z	2	1	2	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1		
凝汽器压力 p_c , kPa	4.90	4.29	4.90	5.34	3.97	4.64	5.33	5.13	4.11	4.78	5.45	4.90	3.90	4.50	5.30		
平均压力 \bar{p}_G , kPa			4.82			4.64				4.77				4.54			

3.2.2 多压凝汽器的设计前提为: 多压凝汽器的冷却面积和冷却水量与单压凝汽器的相同; 进入多压凝汽器各汽室的蒸汽量相同。其和等于单压凝汽器的凝汽量; 各室的冷却水温升相等, 第一压力段冷却水的出口温度等于第二压力段冷却水的入口温度, 余下类推。

3.2.3 多压凝汽器的最优设计

文献[1]推导出单压和多压凝汽器的平均排汽温度差为

$$\Delta t_s = t_s - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_{si} = \frac{n-1}{2n} \Delta t + \bar{\delta} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (2)$$

式中, n 为多压凝汽器的汽室数; Δt 为冷却水温升; t_s 和 $\bar{\delta}$ 为单压凝汽器的排汽温度和端差; t_{si} 和 δ_i 为多压凝汽器第 i 个汽室的排汽温度和端差, 其中 $\delta_i = \frac{\Delta t}{m(e \frac{K_i F_i}{C_p q_w} - 1)}$, K_i 和 F_i 分别为第 i 个汽室的传热系数和传热面积, q_w 为冷却水流量。

式(2)中 $\bar{\delta}$ 在 t_{w1} 和其他条件给定的情况下,

仅与多压凝汽器的面积分配有关。多压凝汽器的最优设计就是求取冷却面积的最佳分配,使其有最好的经济性,即 Δt_s 为最大。

$$\Delta t_{smax} = max \left\{ \frac{n-1}{2n} \Delta t + \vartheta - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \vartheta_i \right\} \quad (3)$$

$$s. t. \quad \vartheta_i = \frac{\Delta t}{n \left(e^{\frac{K_i F_c X_i}{C_p q_w}} - 1 \right)}$$

$$x_i = \frac{F_i}{F_c} \quad \sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad 0 < x_i < 1$$

$$i = 1, 2, \dots, n$$

其中 F_c 为凝汽器的总面积,式(3)为由等式和不等式约束组成的非线性规划,可用混合罚函数法(SUMT)求解。

各种方案三压凝汽器应用最优设计方法的计算数据列于表 1。

4 200MW 机组采用三压凝汽器的经济性计算与分析

200MW 机组采用三压凝汽器使汽轮机排汽压力降低,同时使凝汽器凝结水出口的比焓值增加,机组经济性提高的程度由回热系统详细计算确定。因排汽压力变化不大,仅考虑对最靠近凝汽器的汽封加热器和第末一级(8号)低压加热器的影响,表 2 为采用双流程三压凝汽器前后的热经济性参数比较表。从表 2 可以看出,热耗率降低了 23.8kJ/(kW·h),机组热效率提高了 0.12%。若全年运行 7000 小时,采用三压凝汽器每年可节约标煤 1400 吨。

表 2 200MW 机组采用双流程三压凝汽器前后的热经济性比较

项 目	热耗率 q_0 kJ/(kW·h)	机 组 热效率 η_{ei}	全 厂 热效率 η_{ep}	全厂热耗率 q_{ep} kJ/(kW·h)	标准煤耗率 b^s kg/(kW·h)
采用前	8393.6	0.4289	0.388	9278.36	0.317
采用后	8369.8	0.4301	0.3891	9252.12	0.316

据表 1,在冷却面积和单压凝汽器相同的条件下,双流程三压的经济性最好,平均压力降低了 0.26kPa,单流程三压凝汽器次之,降低了 0.13kPa,高压汽室对应的凝结水温为 35.16℃,则可改善其经济性。把单流程单压凝汽器改为单流程三压凝汽器时,平均压力的降低较大,表 1 中两个算例均为 0.36kPa。

5 采用多压凝汽器时应注意的问题

5.1 多压凝汽器的布置

单压凝汽器的各种布置形式原则上都可以应用于多压凝汽器,其关键是要使冷却水依次流过压力顺次增大的各壳体或各汽室内的冷却管束。图 3 为 200MW 机组采用三压凝汽器的各种布置方案。单流程多压凝汽器的布置比双流程多压凝汽器的布置简单,设备成本较低,单壳体单流程纵向布置的多压凝汽器布置最简单,制造成本也最低。

5.2 隔压密封装置

在单壳体单流程纵向布置的多压凝汽器中,将压力不同的汽室隔开并密封的隔压板是该凝汽器结构设计中的关键。各汽室之间压差一般为 0.9~1.3kPa,任何隔压密封装置必须同时满足以下二个基本条件:一是使冷却管能顺利通过;二是维持汽室

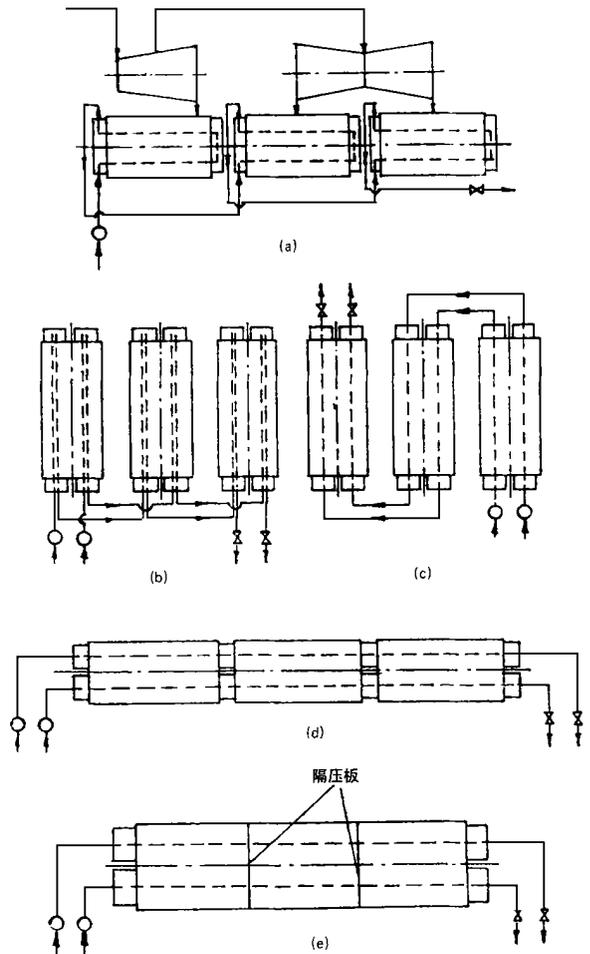
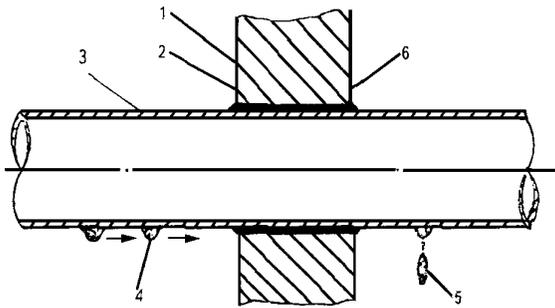


图 3 三压凝汽器的布置

- (a) 三壳体双流程纵向布置;
- (b) 三壳体双流程横向布置;
- (c) 三壳体单流程横向布置;
- (d) 三壳体单流程纵向布置;
- (e) 单壳体单流程纵向布置

之间的压差, 保证汽室间的密封。现在采用的隔压密封措施是液体密封法, 其结构原理如图 4 所示。冷却管上凝结的水, 在低压和高压汽室之间形成的压差推动下, 以较低的速度连续地沿着冷却管从高压侧流向低压侧, 使隔压板管孔与冷却管的间隙处始终充满着凝结水, 从而起着密封的作用。隔压板管孔的高压侧应比低压侧稍高一些, 其轴线形成 $4/1000$ 的倾斜度。试验表明, 隔压板越薄, 凝结水阻力系数越大, 因此不能靠增加隔压板厚度来增大阻力, 一般隔压板厚度等于凝汽器普通支承隔板的厚度。液体密封的结构简单、加工容易、冷却管更换方便、密封可靠、费用少。



1—隔压板; 2—高压侧; 3—冷却管; 4 和 5—凝结水; 6—低压侧

图 4 液体密封法的结构原理

5.3 轴向推力的变化

当汽轮机组用多压凝汽器代替单压凝汽器时, 汽轮机轴向推力发生的变化, 需详细计算。若轴向推力的变化在推力轴承或平衡活塞的承载范围内, 则汽轮机结构无需改变, 否则将要加大汽轮机承载轴向推力的能力, 在机组设计时应考虑这个问题。对于 200MW 机组采用图 3(a)、(b)、(d)、(e) 所示的布置方式, 由于中压汽室的压力近似为高压和低压

汽室压力的平均值, 所以轴向推力近似不变, 汽轮机的结构可不作任何改变。

5.4 多压凝汽器变工况核算中的问题

多压凝汽器特性曲线的计算就是变工况核算。把多压凝汽器的每个压力段都看成一个特殊的单压凝汽器, 对每个压力室按单压凝汽器计算其特性曲线。国产 200MW 机组的变工况计算表明: 在凝汽量减小和冷却水温增加时, 效益更加明显; 当冷却水温低到某一值时, 多压凝汽器没有效益, 机组功率增量为负, 且转换点的温度随着冷却水量的增加而升高, 这说明多压凝汽器在低冷却水温时没有优越性。此外, 当循环水量较少时, 多压凝汽器的压力变化较大; 当冷却水温较高时, 在最大排汽量(如 140% 的设计排汽量)时, 多压凝汽器高压汽室压力一般较高, 超过报警压力(真空度 86.6kPa)。

6 结束语

根据理论计算和国内外运行经验, 采用多压凝汽器, 在相同的冷却面积和冷却水流量的条件下, 汽轮机平均排汽压力降低, 机组热耗率降低。分析与计算表明对于新制造的国产 200MW 机组采用三压凝汽器是可行的, 尤其是在南方高温地区或采用冷水塔的电厂具有较好的经济效益; 对于广泛运行的 200MW 机组, 在条件成熟的情况下改造为混合型三压凝汽器也可以取得一定的经济效益。

参考文献

- 1 丁学俊. 多压凝汽器的应用与最优设计. 华东电力, 1994. 4.
- 2 张卓澄. 大型电站凝汽器. 机械工业出版社, 1993. 3.
- 3 哈尔滨汽轮机厂等. 20 万千瓦汽轮机的结构和运行, 电力工业出版社, 1980. 7.
- 4 徐贞禧. 论 200MW 汽轮机全面技术改造. 中国电力, 1997. 4.

(渠源 编辑)

估算汽轮机的概率寿命

据“Turbomachinery International”1998 年 5 月号报道, 美国 Dresser—Rand 能源系统分部(ESD)开展了一项新的服务, 帮助电站运营者确定现有装置的剩余寿命。

ESD 制定了新的剩余寿命估算程度。Dresser—Rand 在现场使用非破坏性试验结合金相检验、材料性能试验和各种结构分析来估算汽轮机转子、叶片和汽缸的剩余寿命。

非破坏性检查识别是否存在运行时可能发展的线状裂纹。金相检验评定显微结构损伤的程序。材料性能试验提供蠕变数据。这些资料与相应的结构分析相结合, 提供了部件剩余寿命的估算。

(思娟 供稿)

Storage System [刊, 中] /Fang Guiyin (China National University of Science & Technology) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14 (2). —92~94

The dynamic characteristics of an ice direct storage system is analyzed with a relevant physical model being set up. With the help of this model obtained is the variation of the ice storage radius and cold storage rate with time. The model forecast values agree relatively well with the measured ones. This model can be used for providing a theoretical basis for the design and optimization of ice direct storage systems. **Key words:** air conditioning cold storage, ice direct storage system, dynamic characteristics

异抗坏血酸稳定亚硫酸盐的制备及其贮存稳定性研究=Preparation of Isoascorbic Acid Stabilized Sulfite and a Study of Its Storage Stability [刊, 中] /Xiong Rongchun, Wei Gang, Zhang Xiaodong (Beijing Chemical Engineering University) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14 (2). —95~98

The inhibition of isoascorbic acid on sulfite automatic oxidation was studied by way of oxygen removal and air oxidation tests. The investigation results show that Cu^{2+} as a radical chain reaction initiator can accelerate the reaction of sulfite with oxygen. The isoascorbic acid as a radical absorbent can inhibit the reaction by removing the free radical produced in the sulfite oxidation process. Water pH value, hardness and alkalinity do not exercise any influence on the reaction. The test results provide an important evidence for the free radical chain mechanism of sulfite oxidation and also an effective method for preventing sulfite failure during its storage. **Key words:** sulfite, isoascorbic acid, free radical chain reaction, initiator, absorbent

富氧膜技术及其装置试验研究=An Experimental Study of Oxygen-rich Membrane Technology and Related Equipment [刊, 中] /Lin Xiangdong, Chen Xinghai, Huang Fei (Harbin 703 Research Institute) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14 (1). —99~101

Based on the performance testing of an oxygen-rich membrane device the authors give a comprehensive review concerning the effect of oxygen-rich concentration and oxygen-rich air production rate under various operating regimes on the oxygen-rich membrane device performance and operating conditions (pressure ratio, air supply rate and operating temperature). Discussed are some problems during the practical application of such devices. In addition, an analytical study is conducted of the merit of combustion supporting effect of oxygen-rich air from the combustion technology viewpoint. **Key words:** membrane method of oxygen enrichment, device, performance test, combustion technology

多压凝汽器在 200MW 汽轮机组中的应用=The Use of a Multi-pressure Condenser in a 200 MW Steam Turbine Unit [刊, 中] /Ding Xuejun, Feng Huiwen (Central China University of Science & Technology), Hu Pingfang (Wuhan Municipal Construction Institute) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14 (2). —102~105

Described in this paper are the specific features of a multi-pressure condenser and its energy-saving fundamentals. An analysis is given of the application prospects of such condensers in 200 MW units. A triple-pressure condenser has been designed with its energy-saving effectiveness calculated. In addition, the authors also discussed the possibility of modification of a condenser to triple-pressure for a 200 MW unit currently in operation. It is shown that the use of triple-pressure condensers in a region with a high water temperature or in the case of a cooling tower being employed can lead to an enhanced economical operation of the power plants. **Key words:** multiple-pressure condenser, steam turbine, economy

管内强化对流换热的热力经济性分析=Thermodynamic Performance Analysis of In-tube Intensified Convective Heat Transfer [刊, 中] /Wu Huiying (Shanghai Jiaotong University), Shu Fang (Nanjing Architectural Engineering Institute) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14 (2). —106~107

In the light of the simultaneous increase of in-tube heat transfer and resistance the authors on the basis of Webb's s index performed an evaluation of the complex thermodynamic performance of heat transfer and flow re-