

1 350 MW 二次再热发电机组热力系统设计分析

阎维平¹, 赵永明¹, 李海新¹, 刘立衡²

(1. 华北电力大学 能源与动力机械工程学院 河北 保定 071003; 2. 国电科学技术研究院 江苏 南京 210000)

摘要: 综合考虑锅炉侧和汽轮机侧的设计协调, 构建了1 350 MW 二次再热机组原则性热力系统。针对不同给水泵汽轮机配置进行了计算与分析, 定量分析了背压抽汽式与凝汽式小水泵汽轮机两方案对再热蒸汽流量、机组热耗和回热加热器设计等的影响。结果表明: 额定工况下, 背压抽汽式给水泵汽轮机系统的一、二次再热器蒸汽流量分别比凝汽式系统小 266 t/h 和 289 t/h, 从而有利于锅炉对流受热面设计; 背压抽汽式系统的 4 号、5 号加热器进汽温度相比凝汽式系统分别降低 350 °C 和 297 °C, 有利于加热器设计和运行。但背压抽汽式系统比凝汽式系统机组热耗高约为 6 kJ/kWh。部分负荷下的计算结果表明背压抽汽式系统一、二次再热蒸汽流量仍小于凝汽式系统, 机组热耗相比凝汽式系统仍稍高。

关键词: 二次再热; 热力系统; 锅炉对流受热面设计; 给水泵汽轮机

中图分类号: TM621.4 文献标识码: A

引言

二次再热机组设计面临诸多挑战, 其中热力系统的设计问题最为突出, 与目前一次再热机组的成熟设计不同, 二次再热机组的设计关键是汽轮机热力系统与锅炉受热面设计如何达到合理协调^[1-7]。首先, 在汽轮机侧, 蒸汽流量的增大带来低压缸排汽量增大, 需要增加低压缸的数量或者增加末级叶片长度。由于目前金属材料的限制, 尚不能过分增加低压缸末级叶片长度; 而增加低压缸数量也受到设备布置与制造成本的制约。因此, 要求在回热系统中尽可能地多抽汽, 减少低压缸排汽量, 以达到随机组容量增大, 排汽量不大幅度增加的目的。其次, 在锅炉侧, 将在原有对流受热面的基础上增加二次再热受热面。但是在维持与一次再热相同的合理炉膛出口烟温与省煤器出口烟温的条件下, 锅炉出口蒸汽参数的提高不仅增加了总的工质吸热量, 相比一次再热而言, 还增加了二次再热器的额外吸热量。

因此, 为了缓解锅炉受热面布置上的困难, 一方面, 尽量提高炉膛出口烟温, 譬如采用高灰熔点煤, 适当降低省煤器出口与给水温度的设计传热温差, 但需以增加省煤器受热面金属消耗与运行阻力为代价; 另一方面, 减少再热蒸汽的流量(通过增加汽轮机抽汽等), 以减少再热蒸汽吸热量。

大幅度增加抽汽流量的途径之一是采用汽动给水泵^[8]。超临界直流锅炉的给水泵功率约占机组额定发电量的 3% 左右^[9], 其用汽量较大。因此, 在二次再热机组上采用小汽轮给水泵是必然的选择。采用小汽轮机的目的是试图通过热力系统的合理配置, 增加汽轮机抽汽量, 综合地协调优化汽轮机与锅炉的设计。

本研究基于热力学循环的基本原理并参考 1 000 MW 机组热力系统, 设计了两种二次再热机组热力系统方案, 从蒸汽流量、机组热耗、加热器蒸汽温度、部分负荷等角度, 对两方案进行了详细地对比分析与评价。

1 热力系统设计

汽轮机采用二次再热技术, 高低位双轴布置, 第一轴为超高压缸和高压缸, 第二轴为 2 个中压缸和 3 个低压缸, 两轴各带一发电机运行。回热系统采用十级加热器, 为四高五低一除氧形式, 其中高压加热器为双列形式布置。依据小汽轮机形式不同, 确定了背压抽汽式小汽轮机系统与凝汽式小汽轮机系统两种热力系统形式。

1.1 背压抽汽式小汽轮机系统

该形式系统(记为方案 A)中, 小汽轮机汽源来自超高压缸排汽(即冷一次再热蒸汽), 小汽轮机有一级抽汽供给 4 号高压加热器用汽, 其排汽引至除

收稿日期: 2013-03-19; 修订日期: 2013-04-18

作者简介: 阎维平(1983-), 男, 北京人, 华北电力大学教授, 博士生导师。

氧器。热力系统如图 1 所示。为显示方便起见,未明确画出双列高压加热器,仅用单列表示(下同)。

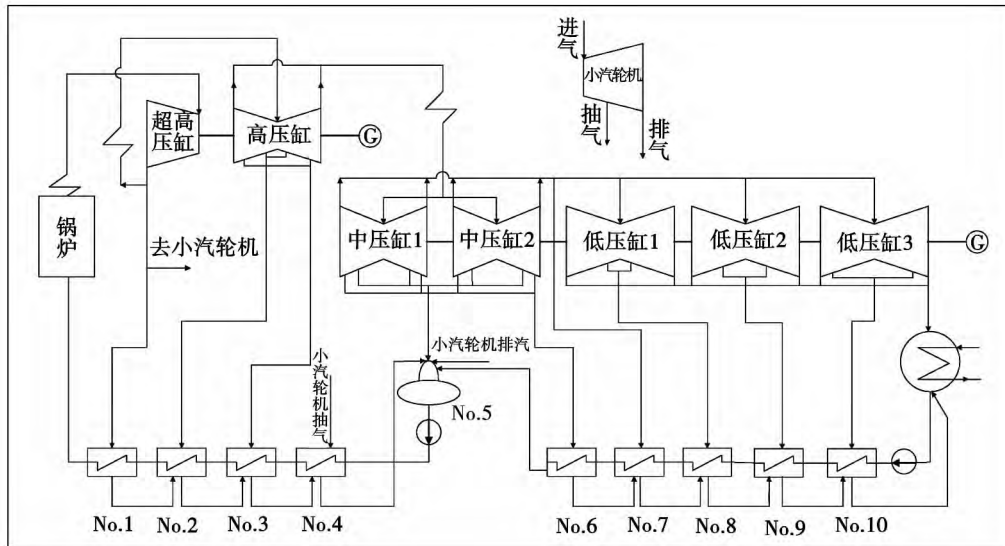


图 1 背压抽汽式锅炉给水泵汽轮机系统

Fig. 1 Back pressure extraction type boiler feedwater pume twbine system

1.2 凝汽式小汽轮机系统

该形式系统(记为方案 B)参考常规百万机组进行设计,小汽轮机为凝汽式。小汽轮机与除氧器

共用一条抽汽管道,汽源为中压缸抽汽,排汽引入主凝汽器。热力系统如图 2 所示。

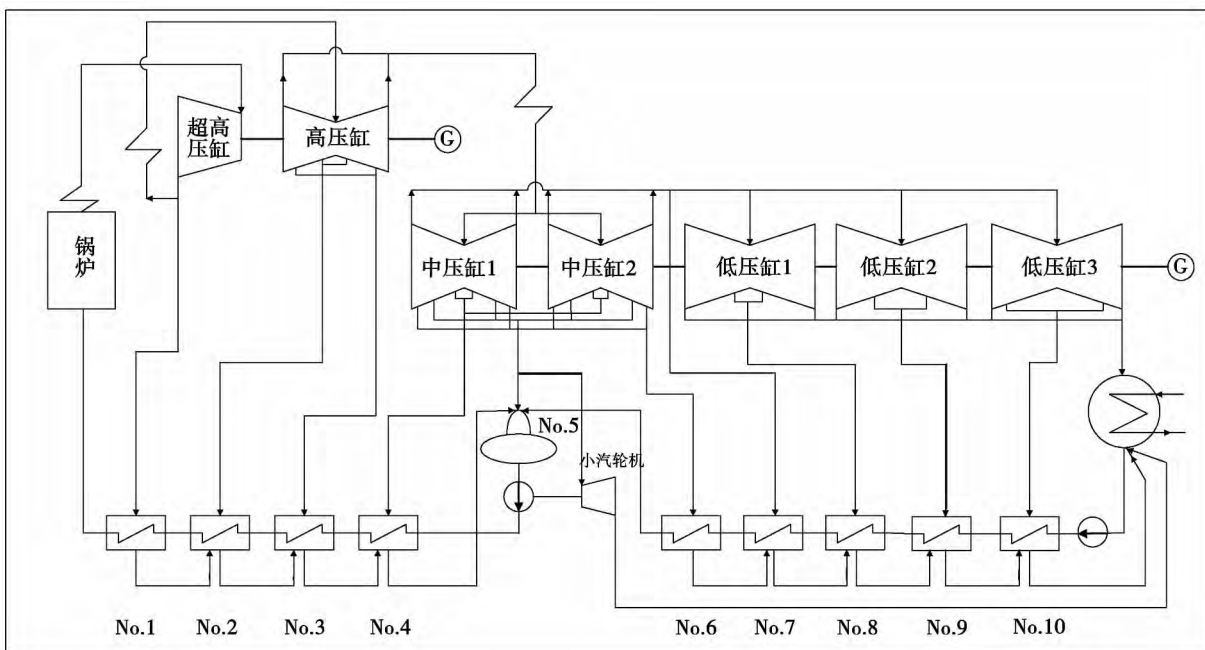


图 2 凝汽式锅炉给水泵汽轮机系统

Fig. 2 Condensing type boiler feedwater pume twbine system

2 系统主要参数设计

2.1 主要参数

汽轮机主要进汽参数为 30 MPa/600 °C/620 °C/620°C, 高压缸、中压缸和低压缸进汽压力分别为 10.7 MPa、2.8 MPa 和 0.35 MPa。低压缸排汽压力为 4.5 kPa。加热器出口水温采用等温升原则进行分配, 除氧器额定工作压力为 1.14 MPa, 锅炉最终给水温度为 320 °C。

2.2 计算依据及假设

计算参照汽轮机组原则性热力系统计算方法进行^[10~13]。计算中估计了主汽管道、一、二次再热管道以及抽汽管道的压损及焓降。计算时机组毛出力均为 1 350 MW。为了进行 A、B 两种方案的比较, 除了小汽轮机汽源及排汽位置变化外, 诸如主汽轮机各级组效率、各缸蒸汽进口温度压力值、各级加热器出口水温以及端差, 低压缸排汽压力等均保持不变。

3 计算结果与比较

表 1 所列数据为额定负荷下两方案的主蒸汽与一、二次再热蒸汽流量、吸热量以及汽轮机热耗等数据的比较。

表 1 主蒸汽/再热蒸汽流量、吸热量以及汽轮机热耗对比
Tab. 1 Contrast of the main steam/reheat steam flow rate, amount of heat absorbed & heat rate of the steam turbine

参数	方案 A	方案 B	方案 B 相对方案 A 变化量
主蒸汽流量 / t · h ⁻¹	3 474	3 341	-3.8%
一次再热蒸汽流量 / t · h ⁻¹	2 785.2	3 051	9.5%
二次再热蒸汽流量 / t · h ⁻¹	2 369.5	2 658.4	12.2%
主蒸汽吸热量 / MW	1 944.6	1 870.1	-3.8%
一次再热蒸汽吸热量 / MW	374.5	410.2	9.5%
二次再热蒸汽吸热量 / MW	298.8	336.0	12.4%
锅炉有效吸热量 / MW	2 644.3	2 642.7	-0.06%
小汽轮机进汽流量 / t · h ⁻¹	387.4	147.2	-62%
低压缸排汽流量 / t · h ⁻¹	1 999.7	1 833.2	-8.3%
汽轮机热耗 / kJ · kWh ⁻¹	6 982	6 976	-0.09

3.1 主汽轮机蒸汽流量与吸热量

由表 1 数据可知, 方案 A 主蒸汽流量与吸热量大于方案 B, 但方案 A 的一、二次再热蒸汽流量与吸热量均小于方案 B, 按主蒸汽与再热蒸汽吸热量之和计算, 两方案的锅炉有效吸热量基本相同, 因此锅炉的燃料量也基本相同。

方案 A 的小汽轮机进汽量 387.4 t/h, 是方案 B 的 2.63 倍, 再加上 1 号高压加热器用汽 301.6 t/h, 因此, 一次再热蒸汽流量比主蒸汽量减少了 689 t/h, 相比方案 B 则减少 265.8 t/h。因此, 方案 A 一、二次再热蒸汽吸热量与流量均小于方案 B, 方案 A 更有利于锅炉对流受热面的布置, 方案 B 的再热蒸汽流量和吸热量分别比方案 A 大 9.5% 和 12%, 增加了锅炉再热器受热面的布置难度。方案 A 相比方案 B 增加的过热蒸汽吸热量可通过增加炉膛辐射受热面来承担。

3.2 小汽轮机

额定负荷下小汽轮机的进汽参数如表 2 所示。

表 2 锅炉给水泵汽轮机进汽参数对比

Tab. 2 Contrast of the inlet steam parameters of the boiler feedwater pume twbine

	进汽流量 / t · h ⁻¹	进汽压力 / MPa	进汽温度 / °C	比体积 / m ³ · kg ⁻¹	进汽容积流量 / m ³ · s ⁻¹
方案 A	387.4	11.15	436.2	0.025 5	2.744
方案 B	147.2	1.176	482.6	0.293 7	12.009

由上表可知, 两种方案下小汽轮机进汽温度差别不大, 但进汽比体积方案 B 为方案 A 的 10 倍左右, 考虑到进汽流量的影响, 方案 A 与方案 B 进汽容积流量分别为 2.744 m³/s 和 12.009 m³/s, 即单位时间内方案 B 小汽轮机进汽容积流量可以达到方案 A 的 4.4 倍。这种进汽容积流量差异带来的影响是方案 A 进汽压力高, 蒸汽容积流量偏小, 降低了通流部分喷嘴和叶片的高度, 从而降低了小汽轮机的相对内效率^[14]; 而方案 B 进汽压力小, 进汽容积流量大, 改善了小汽轮机的相对内效率。

3.3 机组热耗

由表 1 计算结果可知, 方案 A 的汽轮机热耗略高于方案 B, 对应的发电标准煤耗高出约 0.22 g。方案 A 热耗略高的原因可归于: (1) 由表 1 可知, 方案 B 的汽轮机低压缸排汽流量小于方案 A, 排汽热损失相应减小导致方案 B 机组热耗略低。(2) 由

3.2中分析可知,由于两方案蒸汽容积流量上的差异,导致方案B小汽轮机相对内效率高于方案A,也对方案B机组热耗的降低有一定贡献。

3.4 低压缸排汽流量

由于汽轮机采用3个双流低压缸,6个排汽口配置,每个低压缸排汽口平均流量为330 t/h(方案A)左右,小于常规1000 MW机组2个双流低压缸4个排汽口配置下,每个低压缸排汽口流量390 t/h。尽管两方案的低压缸排汽总流量比1000 MW机组大了约20%,但每个低压缸排汽口流量并未增加,因此低压缸末级叶片长度与低压缸排汽面积均与1000 MW机组接近。

3.5 抽汽温度比较

两种方案的各级加热器抽汽温度对比如图3所示。

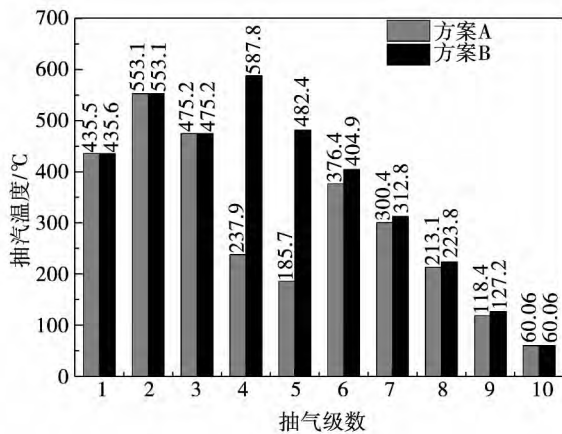


图3 各级加热器抽汽温度对比

Fig.3 Contrast of the temperatures of the steam extracted to various heaters

由图3可以看出,方案B的4、5级抽汽温度明显高于方案A,抽汽温度水平高的原因在于方案B的4、5级抽汽来自于中压缸抽汽,而中压缸进汽是温度高达620℃的二次再热蒸汽;方案A的4、5级抽汽来自于已在小汽轮机中做过功的温度较低的抽汽与排汽,这是方案A的4、5级抽汽温度较低的原因。

方案A的4~10级抽汽的平均温度水平与方案B相比有一定程度的下降,这样不仅降低了加热器换热焓损失、提高了循环效率^[6],还降低了加热器设计难度与制造成本,延长了加热器的使用寿命。同时,为满足所供给用汽的加热器温升要求,小汽轮

机较低的抽汽温度水平还会进一步增加其进汽量,从而进一步减少再热蒸汽流量。另外,由于用小汽轮机供给第4级高压加热器用汽,因此中压缸的抽汽口相比方案B减少一个,这样可以降低中压缸的制造成本,特别是在本机组中中压缸进口蒸汽温度高达620℃,需要使用大量昂贵金属材料的情况下,方案A相比方案B的优势更加突出。

3.6 部分负荷下比较

参考现有百万机组定-滑-定运行曲线和滑压主汽压力,拟定本机组运行方式为90%及以上负荷定压运行,30%~90%负荷之间采用滑压运行;由于大机组低负荷时经济性下降较多,故取负荷变化计算范围为60%~90%额定负荷,同时设定90%、80%、70%和60%额定负荷条件下的主汽压力分别为30 MPa、25 MPa、21.3 MPa和18.35 MPa。

不同负荷下两方案蒸汽流量及汽轮机热耗对比结果如图4~图7所示。

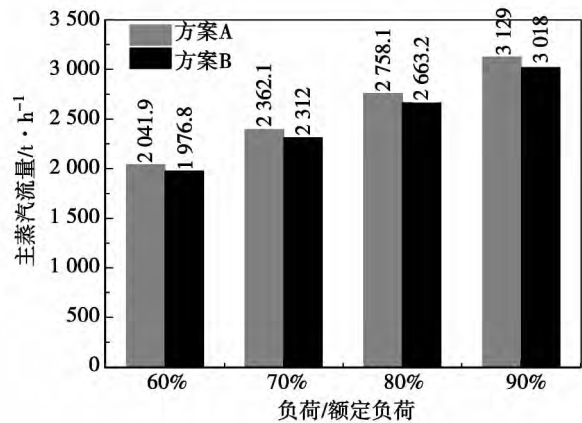


图4 不同负荷下主蒸汽流量对比

Fig.4 Contrast of the main steam flow rate at various loads

由图4~图7可知,部分负荷下蒸汽流量对比结果与额定工况下类似:相同负荷下方案A主蒸汽流量均比方案B大,但由于背压抽汽式小汽轮机的存在,一、二次再热蒸汽流量仍小于方案B下的蒸汽流量,但随着负荷的降低两方案的一、二次再热蒸汽流量差异逐渐减小。此时,方案A较少的再热蒸汽流量,有利于在部分负荷下保证和调节再热汽温,对二次再热锅炉的运行更为有利。汽轮机热耗方面,在相同负荷下方案A热耗仍稍高于方案B,但随着负荷的降低两者热耗差异有增大的趋势。

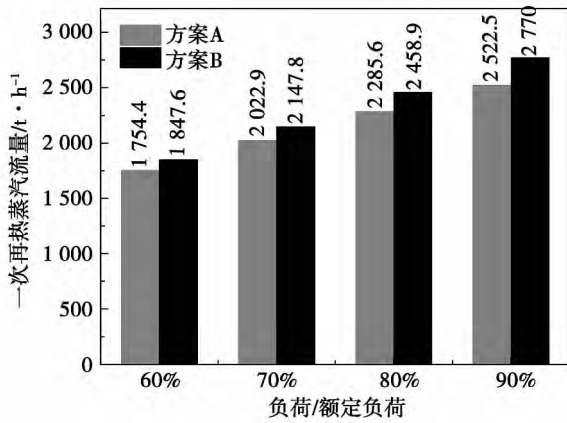


图 5 不同负荷下一次再热蒸汽流量对比
Fig. 5 Contrast of the primary reheat steam flow rate at various loads

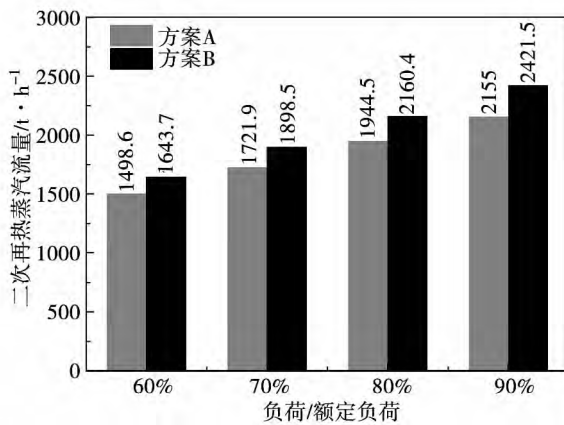


图 6 不同负荷下二次再热蒸汽流量对比
Fig. 6 Contrast of the secondary reheat steam flow rate at various loads

4 结 论

(1) 额定工况下,背压抽汽式小汽轮机系统主蒸汽流量比凝汽式小汽轮机系统大 133 t/h,有利于锅炉水冷壁的冷却;但一、二次再热蒸汽流量比凝汽式系统分别小 350 t/h 和 297 t/h,有利于锅炉再热器受热面的布置与再热汽温的保证;

(2) 额定工况下,背压抽汽式系统比凝汽式系统热耗稍高,相差约 6 kJ/kWh;

(3) 由于抽汽在小汽轮机中经过膨胀,背压抽汽式系统 4 号、5 号加热器进汽温度比凝汽式系统分别下降 350 °C 和 297 °C,有利于加热器的安全运

行,并延长其工作寿命;

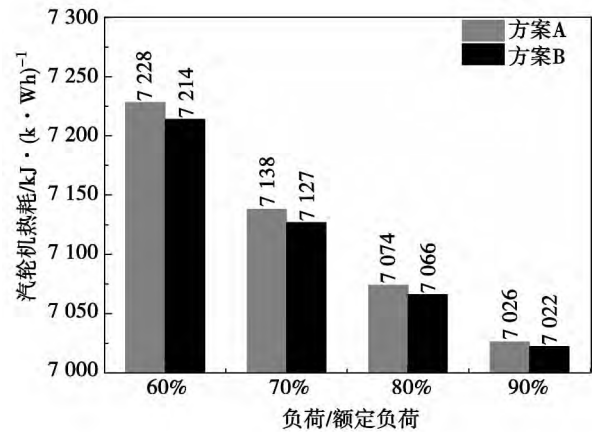


图 7 不同负荷下汽机热耗对比
Fig. 7 Contrast of the heat rate of the steam turbine at various loads

(4) 部分负荷下,背压抽汽式系统一、二次再热蒸汽流量仍小于凝汽式系统,这对二次再热机组调峰时对再热汽温的保证有较大好处;

(5) 综合考虑二次再热锅炉与汽轮机设计上的协调,推荐二次再热机组采用背压抽汽式小汽轮机方案。

参考文献:

[1] 金利勤,王家军,王剑平.我国 1 000 MW 级超超临界燃煤发电技术的瓶颈浅析[J].华东电力,2011,39(06):976-979.
JIN Li-qin,WANG Jia-jun,WANG Jian-ping.Exploratory analysis of the bottleneck of 1 000 MW class ultra-supercritical coal-fired power generation technology in China [J].East China Electric Power 2011,39(06):976-979.

[2] Beér J M. Clean and efficient coal based electric power generation [J]. Fuel Chemistry Division Preprints 2003,48(1):205-210.

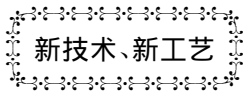
[3] Bugge J,Kjær S,Blum R. High-efficiency coal-fired power plants development and perspectives [J]. Energy,2006,31(10):1437-1445.

[4] 蔡小燕,张燕平,李钰,等.700 °C 超超临界燃煤发电机组热力系统设计及焓分析[J].动力工程学报,2012,32(12):971-978.
CAI Xiao-yan,ZHANG Yan-ping,LI Yu,et al. Design and exergy analysis of a thermodynamic system for 700 °C ultra-supercritical coal-fired power generator units [J]. Journal of Power Engineering,2012,32(12):971-978.

[5] 朱宝田,苗迺金,雷兆团,等.我国超超临界机组技术参数与结构选型的研究[J].热力发电,2005,34(07):1-6.

- ZHU Bao-tian ,MIAO Nai-jin ,LEI Zhao-tuan ,et al. Study of the technical parameters and structure type-selection for ultra-super-critical units in China [J]. Thermal Power Generation ,2005 ,34 (07) : 1 - 6.
- [6] Sven Kjaer ,Frank Drinhaus. A modified double reheat cycle [C]. Chicago: Proceedings of the ASME 2010 Power Conference 2010.
- [7] 李运泽 杨献勇 罗 锐. 二次再热超临界机组热力系统的全方位线性分析法 [J]. 热能动力工程 ,2002 ,17(03) : 258 - 260 284.
- LI Yun-ze ,YANG Xian-yong ,LUO Rui. Omni-directional linear analytical method used for the thermodynamic system of a double-reheat supercritical power plant [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power 2002 ,17(03) : 258 - 260 284.
- [8] Stepczyńska K ,Łukowicz H ,Dykas S. Diverse configurations of the boiler feed pump drive for the ultra-supercritical 900 - MW steam plant [J]. International Journal of Energy and Environmental Engineering 2012 3(1) : 1 - 9.
- [9] 钱海平 徐红波. 1 000 MW 超超临界机组给水泵型式及容量的选择 [J]. 电力建设 2006 27(9) : 45 - 49.
- QIAN Hai-ping ,XU Hong-bo. Selection of the model and capacity of feedwater pumps for 1 000 MW ultra-supercritical units [J]. Electric Power Construction 2006 27(9) : 45 - 49.
- [10] 郑体宽. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国电力出版社 2008: 154 - 166 318 - 321.
- ZHENG Ti-kuan. Thermal power plant [M]. Beijing: China Electric Power Press 2008: 154 - 166 318 - 321.
- [11] 严俊杰 邵树峰 李 杨 等. 二次再热超临界机组热力系统经济性定量分析方法 [J]. 中国电机工程学报 2004 24(01) : 186 - 190.
- YAN Jun-jie ,SHAO Shu-feng ,LI Yang ,et al. A method for analyzing the cost-effectiveness of the thermal system of a secondary reheat ultra-supercritical unit [J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering 2004 24(01) : 186 - 190.
- [12] 李建刚 阮 涛 李丽萍 等. 二次再热超临界机组热力系统循环吸热量计算 [J]. 武汉大学学报(工学版) ,2006 ,39(01) : 80 - 84.
- LI Jian-gang ,RUAN Tao ,LI Li-ping ,et al. Calculation of the amount of heat absorbed by the cycle of the thermal system of a secondary reheat ultra-supercritical unit [J]. Journal of Wuhan University (engineering edition) 2006 39(01) : 80 - 84.
- [13] 宁 辉. 火电厂热力系统矩阵分析法的研究与应用 [D]. 北京: 华北电力大学 2008.
- NING Hui. Study and application of the matrix analytic method for thermal power plants [D]. Beijing: North China University of Electric Power 2008.
- [14] 张 燕. 给水泵汽轮机的运行特性及热经济性分析 [D]. 保定: 华北电力大学 2007.
- ZHANG Yan. Operational characteristics and thermoeconomic analysis of a feedwater pump steam turbine [D]. Baoding: North China University of Electric Power 2007.

(丛 敏 编 辑)



汽轮机装置部件故障的分析

《Электрические станции》2012 年 4 月刊,根据不同类型汽轮机的数据资料,列出了汽轮机装置部件故障分析的结果。

分析了通流部分、配汽系统、调节系统、轴承、滑油系统、管道、附件和其它部件等与破坏相关的汽轮机故障。

汽轮机装置部件故障的分析允许估算得到的使用寿命和故障间隔平均时间,既可作为类似条件下运行该装置产生故障的统计资料,也可用作该装置修理过程(履历簿、修理申请单等)中的数据基础。在使用寿命用尽后,修理评定是最可取的。

建立故障模型和利用该模型的可靠性指标的估算,形成各汽轮机使用寿命计算的标准依据。

(吉桂明 摘译)

tion pressure hits 0.3896 MPa ,the system as a whole and the flash vaporization-dual working medium section will all have their maximum output power ,being 6249.2 and 429.2 kW respectively. The thermal efficiency will first increase and then decrease with an increase of the flash vaporization pressure but continuously grow with a rise of the pressure of the dual working medium. Among them ,the thermal efficiency of the dual working medium cycle is invariably lower than that of the combined cycle. In the most cases ,that of the single flash vaporization cycle is basically equal to that of the combined cycle while the law governing the variation of the exergy efficiency is identical to that governing the variation of the net output power. **Key words:** low temperature waste heat steam ,combined cycle ,flash cycle ,dual working medium cycle ,thermodynamic analysis

1350 MW 二次再热发电机组热力系统设计分析 = **Analysis of the Design of a Thermal System for a 1350 MW Secondary Reheat Power Generator Unit** [刊 ,汉] YAN Wei-ping ,ZHAO Yong-ming ,LI Hai-xin (College of Energy Source ,Power and Mechanical Engineering ,North China University of Electric Power ,Baoding ,China , Post Code: 071003) ,LIU Li-heng (Guodian Science and Technology Research Institute ,Nanjing ,China ,Post Code: 210000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 ,29(1) . -35 ~40

With the design coordination between both sides of the boiler and steam turbine being taken into account in a comprehensive way ,set up was a 1350 MW secondary reheat unit principle thermal system. For different configurations of the feedwater pump steam turbines ,a calculation and analysis were performed with the influence of two versions of feedwater pump-purposed steam turbines on the reheat steam flow rate ,heat rate of the unit and design of the reheater etc. being quantitatively analyzed ,namely ,back pressure and extraction type and condensing type steam turbine. It has been found that under the rated load operating condition ,the steam flow rates of the primary and secondary reheater of the back pressure and extraction type feedwater pump steam turbine thermal system are 266 and 289 t/h smaller than those of the condensing type one ,thus making for the design of the convection heating surface of the boiler. Compared with the steam inlet temperatures of No. 4 and 5 heaters in the condensing type steam turbine system ,those of the back pressure and extraction type steam turbine thermal system will lower by 350 and 297 °C respectively ,favorable for the design and operation of the heaters. However ,the heat rate of the back pressure and extraction type steam turbine thermal system version is 6 kJ/kW. h higher than that of the condensing type steam turbine thermal system version. Under the partial load operating conditions ,the calculation results show that the primary and secondary reheat steam flow rates of the back pressure and extraction type steam turbine thermal system is still lower than those of the condensing type steam turbine thermal system and the heat rate of the former is still a bit excessively high. **Key words:** secondary reheat ,thermal system ,design of the convection heating surface in a boiler ,feedwater pump-purposed steam turbine

ORC 系统热力性能计算程序编写 = **Development of a Program for Calculating the Thermal Performance of**