

DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2017.S1.006

给水泵汽轮机排汽采暖供热节能可行性研究

仲伟龙

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 针对给水泵汽轮机排汽采暖供热节能技术进行技术可靠性和经济收益分析, 研究表明该技术节能效果明显、经济收益显著。对比常规热网系统, 用热网循环回水作为小机凝汽器冷却介质, 回收排汽余热以提升回水水温, 减少采暖蒸汽用量的方案, 具有较好应用前景, 可实现提高机组热效率和节约能源的双重目的。

关键词: 给水泵汽轮机; 排汽供热; 采暖; 节能技术

中图分类号: TK262

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2017)S1-0028-03

Feasibility Study on FW-Pump Steam Drive Turbine Exhaust Heating Technology

ZHONG Weilong

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: The technical reliability and economic benefits of energy saving technology of FW-pump steam drive turbine exhaust steam heating technology was analyzed. The results show that the technology has an obvious energy-saving effect and significant economic returns. Relative to the conventional winter heating system, using heating-net circulating backwater as a small turbine condenser cooling medium, to recover turbine exhaust heat recovery and improve the water return temperature in order to reduce heating steam consumption, has a very good application prospects, and can achieve the dual purpose of increasing thermal efficiency and energy saving.

Key words: FW-pump steam drive turbine; exhaust heating; winter heating; energy saving technology

迫于环保和节能压力, 改善大气环境和提高采暖供热机组的能源利用效率势在必行。小火电机组汽轮机低真空供热存在着适用范围窄、发电效率偏低、采暖热网变负荷调节困难等问题^[1-3]。通过借鉴和创新, 本文提出了一种新型可用于大型采暖供热机组的节能技术。给水泵汽轮机(简称小汽机, 下同)。

1 系统配置

山西某 2 × 350 MW 超临界间接空冷供热机组, 在采暖季从汽轮机中压缸排汽口接出蒸汽, 供至首站热网加热器, 通过中低压缸联通管的蝶阀调整其

蒸汽压力, 可满足机组冬季采暖加热用汽需求。机组采暖热负荷为 530 MW, 热网循环水量为 7 600 t/h。机组热网首站设有 4 台 25% 容量热网循环水泵和 4 台 25% 容量热网加热器, 热网供回水温度分别为 115 ~ 120 °C 和 55 ~ 60 °C。每台机组配置 1 台 100% 容量的汽动给水泵, 汽动给水泵与前置泵同轴布置, 由小汽机驱动, 小汽机排汽排入独立凝汽器。

2 工艺系统可行性分析

间接空冷机组夏季工作背压范围为 20 ~ 34 kPa (满发背压), 对应的饱和水温为 60 ~ 72 °C, 而冬季工作背压范围一般为 9.5 ~ 12 kPa, 对应的饱和水温为 44.9 ~ 49.4 °C。按凝汽器换热端差 3 °C 计算, 满足间接空冷机组夏季背压必须的循环水进水温度应为 57 ~ 69 °C, 而满足冬季背压的循环水进水温度仅需要 42 ~ 46 °C。由于冬夏季水温和背压

收稿日期: 2016-12-06

作者简介: 仲伟龙(1983), 男, 黑龙江哈尔滨人, 高级工程师, 硕士, 主要从事大型火力发电厂热机设计工作(e-mail)zhongweilong@gedi.com.cn。

有如此大的差异, 必然造成采用相同间冷循环水系统的小汽机, 其设备本体应按空冷高背压工况设计, 即其末级叶片更短和其汽缸高效区域设计在高背压工况下。

冬季热网循环水回水温度一般为 $55 \sim 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 此温度与小汽机在夏季时的间冷循环水温度相近, 因此利用热网循环回水作为冷却介质, 进入小汽机凝汽器回收小汽机排汽余热, 并不影响小汽机正常工作。同时, 此方案还可提高最终的热网循环回水温, 从而减少机组采暖加热循环水所消耗的蒸汽用量, 实现提供机组热效率和节约能源的双重目的。根据上述分析可以看出, 此技术工艺流程是可行的, 流程如图 1 所示。

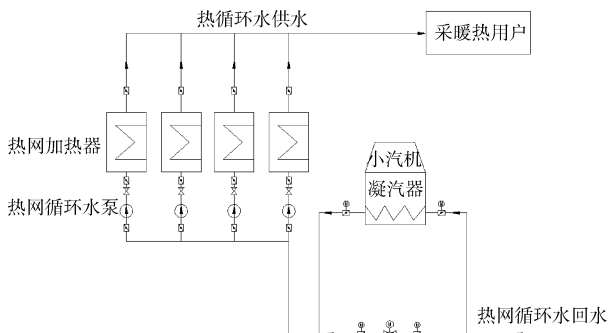


图 1 流程示意图

Fig. 1 Flow diagram

3 对设备选型的影响

3.1 对汽轮机背压影响

由于小汽机采用空冷型汽轮机, 热网回水水温范围在设备本身允许范围内, 因此无需改变设备选型, 且由于空冷型汽轮机在高背压下汽缸设计效率相对更高, 更具有节能优势。

3.2 对凝汽器的影响

由于热网系统设计压力一般均不低于 1.6 MPa , 而常规凝汽器的壳侧设计压力一般为 0.6 MPa , 采用热网循环水回水做循环冷却水后, 需提高凝汽器水室和壳体的设计压力。经与主要设备制造商核实, 适当提高壳体厚度并加固壳体和水室内部结构后, 可满足 1.6 MPa 的承压能力要求, 且凝汽器的初投资增加幅度并不高。

4 机组经济性分析

以额定采暖工况为对比基准, 节能采暖工况采

用下述边界计算条件: (1) 热网循环水回水温度为 $55 \text{ }^{\circ}\text{C}$; (2) 节能采暖工况的工作背压为 30 kPa ; (3) 小汽机循环水量按恒定 $2\ 140 \text{ t/h}$; (4) 两台机组总计采暖热负荷为 530 MW , 采用最小年费用法对本方案进行经济比较:

4.1 对小汽机用汽量及机组出力的影响

由于小汽机的工作背压略高于额定值, 导致其内效率稍降低但仍处于高效区间, 此时的驱动蒸汽耗量将会增加。经计算, 此时四段抽汽用量增加 7.18 t/h , 两台机组总计可减少发电功率 2.54 MW 。

表 1 小汽机用汽量及机组出力对比

Tab. 1 Comparison of bleed steam consumption and power output

参数项目	额定采暖工况	采暖节能工况
冷却水源	间冷循环水	热网循环水
蒸汽压力/ MPa	0.873	0.873
蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	334.00	334.00
蒸汽焓值/ $(\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	3.127	3.127
蒸汽流量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	24.05	31.23
背压/ kPa	9.50	30.00
相对内效率/ $\%$	83.10	81.00
排汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	44.81	69.10
排汽焓值/ $(\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	2.46	2.60
单台机组增加发电量/ MW	基准	-1.27
两台机组增加发电量/ MW	基准	-2.54

4.2 对热网加热器的抽汽量及机组出力的影响

热网循环回水总量为 $7\ 600 \text{ t/h}$, 其中部分两台机组小汽机凝汽器总计用量 $2\ 140 \times 2 = 4\ 280 \text{ t/h}$, 经小汽机凝汽器加热后, 水温提高至 $66 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 而其余剩下的 $3\ 320 \text{ t/h}$ 回水温度仍为 $55 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 按能量守恒计算, 混合后的最终热网循环回水温度为 $60.99 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。而通过提高最终的热网循环水回水温度, 可减少机组采暖抽汽耗量 36.29 t/h , 从而两台机组共计可增加发电功率 8.7 MW 。

表 2 热网循环回水水量和水温比较

Tab. 2 Comparison of cycle water flow and temperature of winter city heating network

参数项目	采暖节能工况
冷却水源	热网循环水
机组最大供热能力/ MW	530
总热网循环水量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	7 600
被加热循环回水水量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	4 280
热网循环水回水温度/ $^{\circ}\text{C}$	55
被加热后的热网循环水温升/ $^{\circ}\text{C}$	11
被加热后的热网循环水回水温度/ $^{\circ}\text{C}$	66
混合后的最终热网循环水回水温度/ $^{\circ}\text{C}$	60.99

表3 热网加热器的抽汽量及机组出力比较
Tab. 3 Comparison of heating steam consumption and power output

参数项目	额定采暖工况	采暖节能工况
冷却水源	间冷循环水	热网循环水
循环水进水温度/°C	29.96	60.99
循环水量/(t·h ⁻¹)	4 280.00	4 280.00
采暖蒸汽压力/MPa	0.40	0.40
采暖蒸汽温度/°C	252.00	252.00
采暖蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	基准	-36.29
两台机组增加发电量/MW	基准	8.70

4.3 对热网循环泵功率的影响

采暖节能工况下,热网循环水泵需要额外克服小汽机凝汽器设备阻力以及增加的管道及阀门阻力。经水力计算,需提高泵扬程10 m,按每台热网循环水泵 $Q=2\ 140\ \text{t/h}$,循环水泵效率85%计算,则4台热网循环泵功率共计需增加0.23 MW。

4.4 对间接空冷循环水泵功率的影响

采暖节能工况下,间冷循环水系统减少了对凝汽器的循环冷却水供应量。根据水泵的相似定律可知,水泵流量与水泵转速成正比,水泵功率与水泵转速的三次方成正比,因此假定水泵转速不变情况下,水泵功率与水泵流量的三次方成正比。按此计算,间冷塔大循环水泵功率共计可减少0.51 MW。

4.5 机组出力汇总和经济性分析

综合考虑以上5项影响,在采暖期,此方案两台机组最大可增加出力为6.44 MW,按煤电2020年节能改造计划新建空冷机组供电标煤耗率327 g/kWh,采暖期供热小时数3 000 h,标煤价格400元/t折算,两台机组每年可节省年费用253万元。考虑增加这套系统,需一次增加设备初投资约80万元(包括设备、阀门和管道材料费用)。因此可以看出,该技术方案经济效益十分可观。

5 运行操作建议

鉴于热网循环水与间冷循环水的管道系统直接连接,不同工况间还需要切换,本文对机组运行操作方面需要注意的地方提出建议如下:

1)冬季采暖的热网循环水水质较差,采用热网循环水冷却小汽机的凝汽器,运行一段时间后凝汽器的换热性能会降低,应定期在采暖季过后进行

清洗。

2)冬季采暖结束后,小汽机的凝汽器的冷却水要切换回间冷塔循环水供水时,应避免在线切换污染间冷塔的循环水。需先停机放掉凝汽器重点热网循环水,再冲洗干净并最终重新充注间冷塔的供水。采暖季开始时,由间冷塔供水切换至热网循环水供水时也需停机切换。

3)非采暖季,热网循环水与间冷塔的循环水系统应设有足够的隔离措施,并应定期检查水质情况,间冷塔系统的循环水遭到污染。

4)当机组对外采暖供热循环水量小于一台机组小汽机凝汽器所必须的循环水量时,需关停相关设备改为间冷循环水系统。

6 结论

本文对给水泵汽轮机排汽采暖供热节能技术方案进行了技术比较和经济分析,总结如下:

1)给水泵汽轮机排汽采暖供热方案技术上可行,节能效果明显,经济收益显著,值得推广。

2)对于采用非间接冷却系统的供热机组,给水泵小汽机在冬季采暖期间需要额外克服低真空运行工况,小汽机内效率下降,经济性受到一定影响。

3)在运行操作方面:每个冬季采暖开始前和采暖结束后,需停机切换小汽机凝汽器供水水源,并应密切监控循环水质变化情况。

参考文献:

- [1] 朱奇,陈鹏帅,侯国栋.低真空循环水供热改造[J].热力发电,2013,42(3):95-97.
ZHU Q, CHEN P S, HOU G D. Discussion on retrofitting of low-vacuum circulating water heating system [J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(3): 95-97.
- [2] 崔海虹,崔立敏.热电厂低真空循环水供热改造及节能分析[J].煤气与热力,2011,31(7):1-3.
CUI H H, CUI L M. Low-vacuum circulating water heating reconstruction and energy-saving analysis in heat and power plant [J]. Gas & Heat, 2011, 31(7): 1-3.
- [3] 高黎明,田福存,陈化英.汽轮机低真空运行凝汽器循环水用于采暖[J].冶金动力,1999(1):15-18.