

变工况下超超临界机组抽汽过热度利用方案的比较分析

刘颖华

(神华国华(北京)电力研究院有限公司,北京 100025)

摘要:针对大型超超临界机组热力系统回热抽汽过热度偏高的问题,研究了变工况条件下超超临界机组回热系统抽汽过热度的变化特点,并且对外置式蒸汽冷却器和回热式小汽轮机两种过热度利用方案的热力性能及节能效果进行了比较和分析。结果表明:外置式蒸汽冷却器方案和回热式小汽轮机方案在各种工况均能有效地降低超超临界发电机组的抽汽过热度,降低机组煤耗;回热小汽机方案可以同时降低多级抽汽过热度,因而其节能效果要好于一级外置式蒸汽冷却器的过热度利用方案,在设计工况下回热小汽机方案可节能 1.34 g/(kW·h) 约为外置式蒸汽冷却器方案的 2 倍;当负荷降低时,外置式蒸汽冷却器方案的节能效果略有增强,而回热式小汽轮机节能效果则明显降低,两方案节能效果相接近。

关键词:超超临界机组;变工况;过热度利用;热力性能分析

中图分类号: TM621 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.01.012

引言

对于超超临界再热机组而言,汽轮机高压缸排汽经过再热以后温度很高,因此汽轮机中压缸抽汽的过热度很高。在现有回热系统中,将过热度很高的中压缸抽汽用于预热温度低得多的锅炉给水,带来较大的焓损失,从而影响整个机组的热经济性^[1-2]。

为了降低回热抽汽的过热度,传统的解决方案是采用装设外置式蒸汽冷却器来降低抽汽的过热度^[3],该方案技术难度较小,且可有效利用所对应抽汽级的过热度。另一种解决方案则是近年来逐渐受到重视的回热式小汽轮机方案,该方案将汽轮机高压缸的部分排汽不经过再热直接引入到一台单独的汽轮机中,并应用这台小汽轮机的抽汽来替代原有的中压缸抽汽,以解决中压缸抽汽的过热

问题^[4]。

现在大型超超临界火电机组需要调峰运行,随着负荷的变化,各级回热抽汽的过热度也会随之变化,因此变工况运行条件下的过热度利用分析更具意义^[5-6]。目前,关于变工况条件下过热度利用方案的比较研究较少。鉴于此,本研究基于典型超超临界机组分别对两种过热度利用方案在变工况下的过热度利用情况进行了研究,并对两种过热度优化利用方案的节能效果进行了对比分析。

1 变工况下常规超超临界机组的回热系统

选取典型超超临界机组为研究对象,其锅炉为超超临界参数变压直流锅炉,汽轮机为 N1000-26.25/600/600 型超超临界、一次中间再热凝汽式汽轮机^[7]。如图 1 所示,常规系统回热系统有 8 级回热抽汽,即 3 级高压加热器、1 级除氧器和 4 级低压加热器。

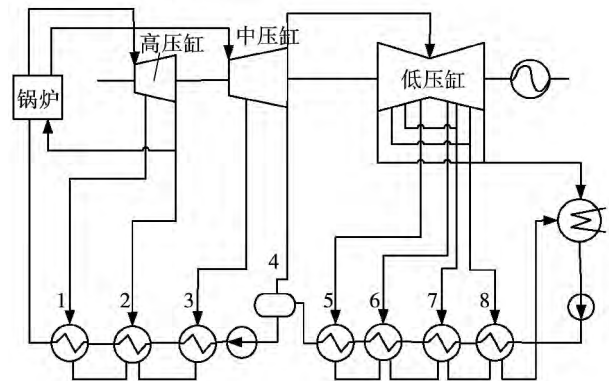


图 1 常规超超临界机组热力系统示意图
Fig. 1 The schematic diagram of conventional thermal system for ultra-supercritical unit

收稿日期: 2015-06-05; 修订日期: 2015-07-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51476053)

作者简介: 刘颖华(1969-),女,湖南常德人,神华国华(北京)电力研究院有限公司高级工程师。

表 1 给出了设计工况下常规系统的主要抽汽参数 在常规系统中 3 级 - 5 级回热加热器的抽汽过热度很高 其中 3 级回热加热器的抽汽即再热后的第一级抽汽过热度最高 达到 286 °C 4 级和 5 级抽汽过热度也达到了 211 和 164 °C。

表 1 常规系统 THA(设计工况)下各级抽汽参数比较

Tab. 1 Extraction parameters' comparison of each stage under conventional system THA working condition (Conventional system)

抽汽级数	抽汽压力/MPa	抽汽温度/°C	抽汽饱和温度/°C	抽汽过热度/°C
1 级	7.841	412.77	293.61	119.17
2 级	4.466	333.80	256.98	76.83
3 级	2.206	501.42	217.39	284.03
4 级	1.051	394.12	182.05	212.07
5 级	0.606	321.47	159.23	162.24
6 级	0.340	252.52	137.86	114.66
7 级	0.159	172.52	113.04	59.48
8 级	0.072	101.92	90.75	11.17

表 2 给出了常规系统不同负荷运行时回热系统各级抽汽压力 随着运行负荷的降低 各级抽汽压力降低。

表 2 原系统不同工况下回热系统各级抽汽压力(MPa)

Tab. 2 Pressure of the extracted steam from each stage of conventional system at different working conditions(MPa)

抽汽级数	负荷			
	100% THA	75% THA	50% THA	40% THA
1 级	7.841	5.797	3.868	3.143
2 级	4.466	3.311	2.207	1.785
3 级	2.206	1.641	1.101	0.892
4 级	1.051	0.788	0.536	0.437
5 级	0.606	0.455	0.311	0.253
6 级	0.340	0.256	0.175	0.142
7 级	0.159	0.120	0.082	0.067
8 级	0.072	0.055	0.038	0.031

表 3 给出了不同负荷运行时回热系统各级抽汽温度 随着负荷降低 各级抽汽温度变化不大。这是因为大型燃煤发电机组在变负荷时通常采用滑压运行的方式 当负荷降低时 蒸汽压力降低 但是蒸汽

温度一般保持不变 由此导致抽汽过热度迅速升高 这意味着采用常规热力系统的燃煤发电机组在低负荷运行时 抽汽过热问题比设计工况更严重。表 4 给出了不同负荷运行时回热系统各级抽汽过热度 随着负荷降低 各级系统的抽汽过热度随之升高。

表 3 原系统不同工况下回热系统各级抽汽温度(°C)

Tab. 3 Temperature of the extracted steam from each stage of conventional system at different unit loads(°C)

抽汽级数	负荷			
	100% THA	75% THA	50% THA	40% THA
1 级	412.77	400.77	406.51	407.82
2 级	333.80	324.05	330.01	331.01
3 级	501.42	502.52	504.01	504.60
4 级	394.12	396.51	400.19	401.71
5 级	321.47	324.02	327.96	330.65
6 级	252.52	255.00	258.88	262.34
7 级	172.52	175.06	178.22	183.46
8 级	101.92	104.88	108.31	115.39

表 4 原系统不同工况下回热系统各级抽汽过热度(°C)

Tab. 4 Superheat of the extracted steam from each stage of conventional system at different working conditions(°C)

抽汽级数	负荷			
	100% THA	75% THA	50% THA	40% THA
1 级	119.17	127.42	158.13	171.37
2 级	76.83	84.67	112.59	124.30
3 级	284.03	299.91	319.91	329.60
4 级	212.07	226.75	245.73	254.88
5 级	162.24	175.70	193.24	202.88
6 级	114.66	126.86	142.87	152.72
7 级	59.48	70.35	84.17	94.88
8 级	11.17	21.12	33.68	45.28

2 外置式蒸汽冷却器方案的变工况分析

由表 3 可知 在常规系统的 100% THA 工况下 3 级加热器的抽汽过热度最高 达到 284.03 °C 为了充分利用抽汽的热量 对 3 级回热加热器设置外置式蒸汽冷却器。增设蒸汽冷却器后的机组热力系统如图 2 所示 3 级高压加热器的抽汽先进入位于 1 级高压加热器的出口处的外置式蒸汽冷却器 释放一部分热量加热温度较高的给水 过热度降低后的

蒸汽进入 3 级高压加热器加热温度较低的给水,这样就使得 3 级加热器抽汽过热度显著降低^[8-9]。同时,提高了给水温度,也有利于减少锅炉内的换热温差,降低不可逆损失。

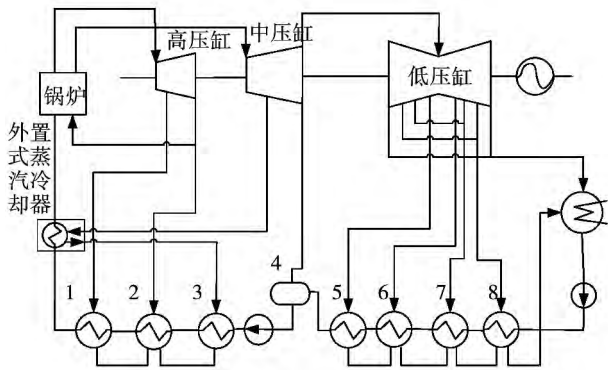


图 2 外置式蒸汽冷却器方案的机组热力系统示意图

Fig. 2 The schematic diagram of thermal system adding external steam cooler

图 3 给出了外置式蒸汽冷却器方案的 3 级抽汽过热度在变工况下的变化。图中虚线表示常规超超临界机组再热后的 3 级抽汽过热度随着负荷降低的变化,实线表示外置式蒸汽冷却器方案的 3 级抽汽过热度随着负荷降低的变化。当增设外置式蒸汽冷却器时,3 级回热加热器的过热度有所降低,有效地解决了 3 级回热加热器过热度迅速增大的问题。

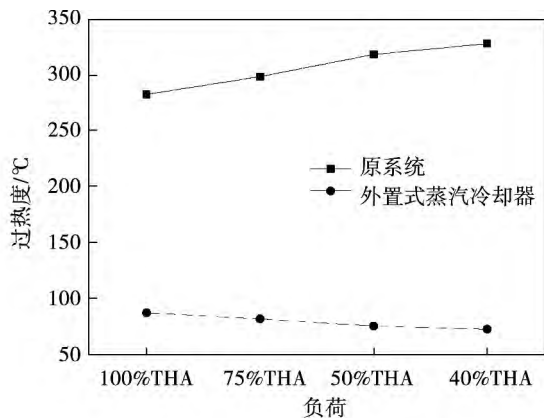


图 3 变工况下外置式蒸汽冷却器方案 3 级抽汽过热度

Fig. 3 The superheat of 3 extracted steam for system adding external steam cooler at various working conditions

3 回热式小汽轮机方案的变工况分析

降低多级抽汽过热度的 MC(回热式小汽轮机)方案如图 4 所示。在此系统中,汽轮机高压缸的部分排汽不经过再热直接引入到 1 台单独的回热式小汽轮机中,再热后的 3 级回热抽汽(3 级、4 级、5 级)均来自回热式小汽轮机,不再经过再热过程,过热度大大降低^[10]。由表 3 可知,在常规系统的 100% THA 工况下,3 级-5 级(MC3、MC4 和 MC5)回热加热器的抽汽过热度较高;而在 MC 系统中,3 级-5 级回热加热器的抽汽均来自未经过再热的小汽轮机,其 3 级加热器的抽汽过热度仅为 37.3 °C,4 级、5 级回热加热器的抽汽过热度为 0 °C(达到了湿蒸汽状态),其抽汽过热度较常规系统大幅降低。

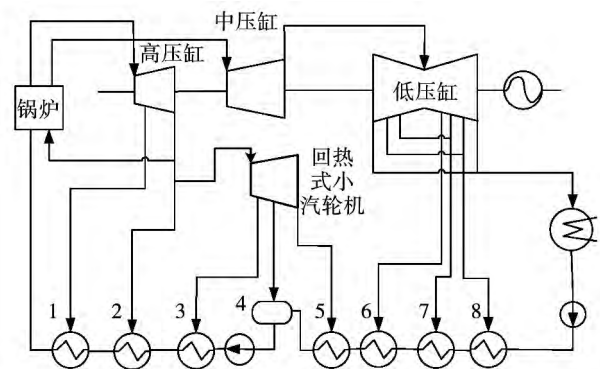


图 4 回热式小汽轮机方案机组热力系统示意图
Fig. 4 The schematic diagram of master cycle thermal system

图 5 给出了变工况条件下 MC 方案的 3 级-5 级回热抽汽的过热度。图中虚线表示常规超超临界机组再热后的 3 级-5 级抽汽过热度随着负荷降低的变化,实线表示 MC 方案的 3 级-5 级抽汽过热度随着负荷降低的变化。从图中可以看出,随着负荷的降低,常规系统的再热后 3 级(3 级-5 级)的回热抽汽过热度明显增大;回热式汽轮机方案的 3 级-5 级抽汽过热度在负荷降低时也有所增大,但与其与常规系统对应各级的回热度的降低值近似不变。

4 两种过热度利用方案的热力学分析比较

首先,利用 EBSILION 软件对各负荷下案例机组的常规热力系统进行模拟计算,并与电站实际设计参数进行对比,二者能够获得很好的一致性,从而验证了模型的准确性;在此基础上,选取相同的模型设置对两种过热度方案进行模拟分析,得到两种系统的热力学性能与节能效果。

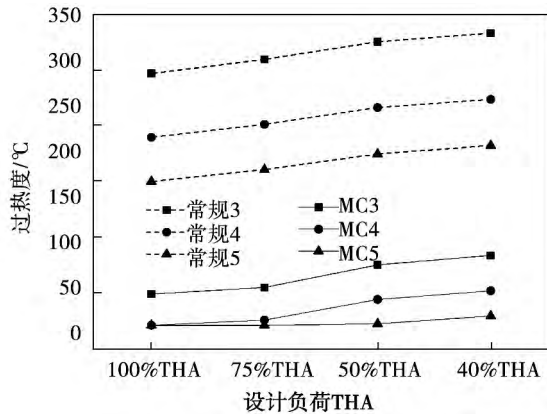


图5 变工况下回热式汽轮机方案各级回热抽汽过热度比较

Fig. 5 Comparison of the superheat of each stage extracted steam for MC system at different unit loads

表5给出了额定负荷下两种过热度利用方案的供电效率及供电煤耗情况。与原机组相比,外置式蒸汽冷却器方案的供电煤耗降低 $0.59 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,而回热式小汽轮机方案供电煤耗降低 $1.34 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,节能效果更加明显。

表5 额定工况下各方案的热力学节能效果比较

Tab. 5 Thermodynamic energy saving effects of each scheme under the rated condition

参数	原机组	外置式蒸汽冷却器方案	回热式小汽轮机方案
供电效率/%	43.29	43.38	43.50
供电煤耗/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	284.13	283.54	282.79
煤耗降低值/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	—	0.59	1.34
供电热耗/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	8 315.99	8 298.73	8 276.72
热耗降低值/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	—	17.26	39.27

图6给出了不同负荷下两种过热度利用方案的供电煤耗变化规律。随着负荷的降低,外置式蒸汽

冷却器方案的节能效果略有升高,回热式汽轮机方案的节能效果有明显降低,如在40%THA工况时,前者的节能效果微增至 $0.73 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,而后者明显降至 $0.83 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

随着负荷降低,回热式小汽轮机方案的节能效果明显下降,而外置式蒸汽冷却器方案的节能效果略有上升,二者趋于接近。原因在于:(1)低负荷下,回热系统的凝结水流量和凝结水温升均大幅下降,抽汽量更是加速降低,这导致抽汽量占主汽流量的比例也明显下降,因此低负荷下虽然回热式小汽轮机方案的各级过热度下降幅度还是近似不变,但各级抽汽量加速下降,节能效果随之降低。(2)外置式蒸汽冷却器方案则有所不同,一方面,由于低负荷下给水温度降低,而蒸汽冷却器蒸汽侧的温度却近似不变,可以用于加热给水的过热度范围更大,过热度利用更好。另一方面,低负荷下送入锅炉的给水温度迅速降低,导致锅炉的不可逆损失增加进而整体电站系统的净效率下降;外置式蒸汽冷却器方案却可以利用抽汽过热度提高给水温度,进而可以在一定程度上有效地降低低负荷下的锅炉不可逆损失、提高锅炉和全厂的效率。综合以上因素,虽然回热系统总的抽汽量加速下降,但是外置式蒸汽冷却器方案仍然能够实现节能效果略有提高。

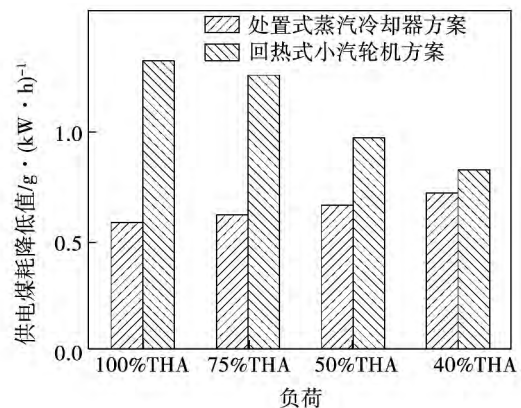


图6 变工况下两种方案的供电煤耗降低值变化

Fig. 6 Changes of the power supply coal consumption reduced value of two schemes at different unit loads

5 结论

(1) 与常规系统相比,超超临界机组外置式蒸

汽冷却器方案的回热系统中 3 级回热加热器的抽汽过热度大大降低。回热式汽轮机方案的回热系统中 3 级 4 级和 5 级回热加热器的抽汽过热度均大大降低。

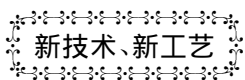
(2) 设计工况下,与超超临界机组的常规系统相比,外置式蒸汽冷却器方案的供电煤耗降低 0.59 g/(kW·h),回热式汽轮机方案的供电煤耗降低 1.34 g/(kW·h)。

(3) 负荷降低时,外置式蒸汽冷却器方案的节能效果略有升高;而回热式小汽轮机方案的节能效果则出现明显降低,二者节能效果相接近。

参考文献:

- [1] Bugge J, Kjær S, Blum R. High-efficiency coal-fired power plants development and perspectives [J]. Energy, 2006, 31: 1437 - 1445.
- [2] 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分析[J]. 动力工程学报, 2012, (12): 971 - 978. CAI Xiao-yan, ZHANG Yan-ping, LI Yu, et al. Design and exergy analysis on thermodynamic system of a 700 °C ultra supercritical coal-fired power generating set [J]. Power Engineering, 2012, 32 (12): 971 - 978.
- [3] 刘志真, 李岩, 程新华. 装设外置式蒸汽冷却器的再热机组再热之后第一级抽汽位置对热经济性的影响[J]. 汽轮机技术, 2004, 46(5): 382 - 384. LIU Zhi-zhen, LI Yan, CHENG Xin-hua. Analysis of Thermal Economic Benefits of First Stage Extraction Location after Reheat of Reheat Steam Turbine Set with Outside Steam Cooler [J]. Turbine Technology, 2004, 05: 382 - 384 + 387.
- [4] Ploumen P, Stienstra G, Kamphuis H. Reduction of CO₂ emissions of coal fired power plants by optimizing steam water cycle [J]. Energy Procedia, 2011, 4: 2074 - 2081.
- [5] 郑体宽. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2008. ZHENG Ti-kuan. Thermal power plants [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2008.
- [6] 李杨, 邢秦安, 严俊杰, 等. 二次再热超临界供热机组热力系统经济性定量分析方法 [J]. 热能动力工程, 2004, 19(4): 351 - 353. LI Yang, XING Qin-an, YAN Jun-jie, et al. Economic-quantitative analysis method used for the thermodynamic system of a supercritical heat supply unit with a double reheat [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2004, 19(4): 351 - 353.
- [7] 刘堂礼. 超临界和超超临界技术及其发展 [J]. 广东电力, 2007 (01): 19 - 22, 50. LIU Tang-li. The technology and development of SC and USC [J]. Guangdong Electric Power, 2007 (01): 19 - 22, 50.
- [8] 于淑梅, 张树芳, 边立秀. 蒸汽冷却器不同连接方式的研究 [J]. 华北电力技术, 1994 (02): 10 - 14 + 29. YU Shu-mei, ZHANG Shu-fang, BIAN Li-xiu. Analysis of steam cooler with different connection [J]. Northchina Electric Power, 1994 (02): 10 - 14 + 29.
- [9] 李建刚, 杨小琨, 李丽萍, 等. 外置式蒸汽冷却器机组热力系统循环吸热量计算的研究 [J]. 汽轮机技术, 2004, 46(5): 344 - 346. LI Jian-gang, YANG Xiao-kun, LI Li-ping, et al. A study of circulation heat calculating model for thermal system with outer steam cooler [J]. Turbine Technology, 2004, 46(5): 344 - 346.
- [10] 张燕平, 蔡小燕, 金用成, 等. 700 °C 超超临界燃煤发电机组系统设计研发现状 [J]. 热能动力工程, 2012, 27(2): 143 - 148. ZHANG Yan-ping, CAI Xiao-yan, JIN Yong-cheng, et al. Status quo of the design and development of 700 °C ultra-supercritical coal-fired power generator unit systems [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, 27(2): 143 - 148.

(丛敏 编辑)



GE 完成了第 1 台 9HA 燃气轮机的制造

据《Gas Turbine World》2015 年 5 - 6 月刊报道,在 10 亿美元投资计划的支持下经多年研制以后 GE 已经在法国贝尔福的伊克塞伦斯燃气轮机中心完成了第 1 台 9HA 燃气轮机的制造。

第 1 台 9HA 机组将被运到法国布尚,在该处,法国公用事业局、法国电力公司和 GE 正在建设其声称的世界上最灵活和最有效的天然气电站。

GE 的 9HA 燃气轮机技术运行的灵活性使得法国电力公司能迅速地响应电网用电量的波动,并为扩大使用再生能源铺平道路。

具有 575 MW 的电功率,该机组将生产供 600 000 个法国家庭需要的电力,并且在启动后少于 30 min 就能达到此功率,装置净效率超过 61%。

(吉桂明 摘译)

the number of cycles or frequency corresponding to the stress amplitude corrected totals 12700 ,far greater than the frequency for starting up the boiler from the cold state during its service life period ,therefore ,ensuring that the boiler is always safe during its start-up and operation period. **Key words:** startup separator ,cold-state startup ,temperature field ,stress field ,life characteristics

变工况下超超临界机组抽汽过热度利用方案的比较分析 = **Comparison and Analysis of the Superheating Degree Utilization Versions for a Ultra-supercritical Unit Under the Off-design Operating Conditions** [刊 , 汉] LIU Ying-hua (Shenhua Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co. Ltd. ,Beijing ,China ,Post Code: 100025) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(1) . -71 -75

In the light of the problem that the superheating degree of the recuperative steam extracted in the thermal systems of large-sized ultra-supercritical units is excessively high ,studied were the specific features of the change in the superheating degree of the steam extracted in the thermal system of a ultra-supercritical unit and compared and analyzed were the thermal performance and energy-saving effectiveness of two kinds of superheating degree utilization version ,i. e. externally installed type steam cooler and recuperative type small-sized steam turbine. It has been found that both externally installed type steam cooler and recuperative type small-sized steam turbine versions can effectively lower the superheating degree of the steam extracted from the ultra-supercritical unit under various operating conditions and reduce the coal consumption of the unit. The recuperative type small-sized steam turbine version can lower the superheating degree of the steam extracted from several stages at a same time ,thus its energy-saving effectiveness is better than that of the superheating degree utilization version by using a one-stage externally-installed type steam cooler. Under the design operating condition ,the recuperative type small-sized steam turbine version can save coal by 1.34 g/kWh ,two times higher than that of the externally-installed type steam cooler version. When the load goes down ,the energy-saving result of the externally-installed type steam cooler version slightly becomes good ,however ,that of the recuperative type small-sized steam turbine version conspicuously becomes poor ,thus the results achieved by adopting both energy saving versions get close to each other. **Key words:** ultra-supercritical unit ,off-design condition ,superheating degree utilization ,thermal performance analysis

CFB 机组底渣余热回收方案的分析比较 = **Analysis and Comparison of the Bottom Slag Waste Heat Recovery Versions for a CFB (Circulating Fluidized Bed) Boiler Unit** [刊 , 汉] SU Yin-jiao ,SU Tie-xiong ,MA Li-