

1 000 MW 机组不同 BEST 级数下变工况回热特性研究

王 渡,陈 豪,魏佳倩,陈 颖

(上海电力大学 能源与机械工程学院,上海 200090)

摘 要:为了寻找抽汽背压式汽轮机(back pressure extraction steam turbine,BEST)最佳的级数方案,以配置 BEST 的二次再热机组为设计基础,保持总回热级数不变,BEST 级数从 4 级增加到 8 级,对比不同 BEST 级数下机组的可行性、变工况特性及热经济性。结果表明:从 BEST 功率相对给水泵功率的裕量来看,当 BEST 级数等于 4 级,机组负荷在 100%~75% THA 工况时,BEST 功率无法满足给水泵功率的需求,可行的方案选取 BEST 级数从 5 级增加到 8 级,BEST 每增加 1 级,BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量增加 5~7 MW;对于抽汽压力,当负荷降低时 BEST 所在的除氧器前的抽汽压力随着 BEST 级数的增加而减小,BEST 所在的除氧器后的抽汽压力随着 BEST 级数增加而增大;对于抽汽流量,当负荷降低时第 1 级抽汽流量随着 BEST 级数增加而增加,BEST 所在的除氧器前的抽汽流量随着 BEST 级数的增加而减小,BEST 所在的除氧器后的抽汽流量随着 BEST 级数的增加而增加;从热经济性来看,随着 BEST 级数增加机组的热耗率也随之增加,5 级 BEST 方案为机组热经济性最佳的方案。

关 键 词:BEST 系统;变工况;抽汽参数;1 000 MW 机组;超超临界

中图分类号:TM621 **文献标识码:**A **DOI:**10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.01.005

[引用本文格式]王 渡,陈 豪,魏佳倩,等.1 000 MW 机组不同 BEST 级数下变工况回热特性研究[J].热能动力工程,2022,37(1):34-40. WANG Du,CHEN Hao,WEI Jia-qian,et al. Research on regenerative characteristics of 1 000 MW units at different BEST stages under variable operating conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37(1):34-40.

Research on Regenerative Characteristics of 1 000 MW Units at Different BEST Stages under Variable Operating Conditions

WANG Du,CHEN Hao,WEI Jia-qian,CHEN Ying

(College of Energy and Mechanical Engineering,Shanghai University of Electric Power,Shanghai,China,Post Code:200090)

Abstract: In order to find the optimal stages scheme of back pressure extraction steam turbine (BEST), based on the design of the secondary reheat unit equipped with BEST, keeping the total number of regenerative stages unchanged, the number of BEST stages was increased from 4 to 8, and the feasibility, variable working condition characteristics and thermal economy of the unit under different BEST stages were compared. The results show that from the perspective of the margin of the BEST power relative to the feedwater pump power, when the number of BEST stages is equal to 4 and under the condition of the unit load of 100% to 75% THA, the BEST power cannot meet the power demand of the feedwater pump. A feasible solution selects the number of BEST stages to increase from 5 to 8. For every additional stage of BEST, the average margin of BEST power relative to feedwater pump power will increase by 5 to 7 MW; For extraction pressure, when the load decreases, the extraction pressure in front of the deaerator where BEST is located decreases with the increase of the number of BEST stages, and the extraction pressure behind the deaerator where BEST is located increases with the increase of the number of BEST stages; For the extraction steam flow, when the load decreases, the first stage extraction steam flow increases with the increase of the number of BEST stages, the extraction steam flow in front of the deaerator where BEST is located decreases with the increase of the number of BEST stages, the extraction steam flow behind the

deaerator increases with the increase of the number of BEST stages; From the perspective of thermal economy, as the number of BEST stages increases, the heat consumption rate of the unit also increases. The 5-stage BEST solution is the best solution for the thermal economy of the unit.

Key words: back pressure extraction steam turbine (BEST) system, variable working condition, extraction steam parameters, 1 000 MW units, ultra-supercritical unit

引言

由于超超临界二次再热机组增加了再热次数和热力系统的回热级数,循环热效率显著提高,同时回热抽汽的过热度也随之提高^[1],使得回热加热器的不可逆损失增加^[2]。为解决此问题,提出在 BEST^[3-5]原有热力系统的基础上增加 1 台抽汽背压式汽轮机^[6-7],原有系统中抽汽过热度偏高的回热加热器改为从抽汽背压式汽轮机上抽汽。

对 BEST 级数的研究中,段立强等人以 660 MW 超超临界二次再热机组为基础,对 4 种集成回热式汽轮机方案与常规机组和加装两级外置式蒸汽冷却器的二次再热机组进行比较,获得最优集成方案^[8-9];田欢等人以 700 ℃ 二次再热 MC (Master Cycle) 循环为基础,选择不同小机汽源以及级数,对 7 种不同的方案进行对比^[10];付亦葳等人对常规二次再热机组与 BEST 系统进行对比,讨论了不同配置方式下 BEST 系统容量选择与系统配置^[11-12]。

以 1 000 MW 二次再热机组为设计基础,对不同的 BEST 级数方案进行对比,得出不同 BEST 级数下机组变工况的回热特性和机组热经济性最佳的 BEST 配置方案。在对 BEST 系统的级数进行选择时,除了需要满足给水泵功率需求之外,还需要满足回热加热器的抽汽需求。所以,在选择 BEST 级数时要综合考虑这两个因素得出最佳的 BEST 级数。本文原实例系统中的 BEST 设置有 6 级。为了研究不同 BEST 级数下机组的变工况特性,基于实例参数在 EBSILON 平台上建立了不同 BEST 级数的模型,分析变工况下不同 BEST 级数系统的回热特性与热经济性。

1 实例参数及对比方案的设置与选择

1.1 实例介绍

某电厂二期 2 × 1 000 MW 超超临界机组扩建工程汽轮机采用 31 MPa/605 ℃/622 ℃/620 ℃ 参数

的超超临界、二次中间再热、单轴、五缸四排汽、12 级回热抽汽、凝汽式汽轮机。发电机采用额定功率为 1 000 MW 等级水氢氢冷发电机。型号为 N1 000 - 31/605/622/620。机组采用带 BEST 的双机回热抽汽系统,12 级非调整抽汽,如图 1 所示。其中 BEST 汽源来自一次低温再热蒸汽,BEST 有 6 级抽汽,分别供给 2 号,3 号,4 号 and 5 号高压加热器和除氧器,BEST 的排汽供给 7 号低压加热器。

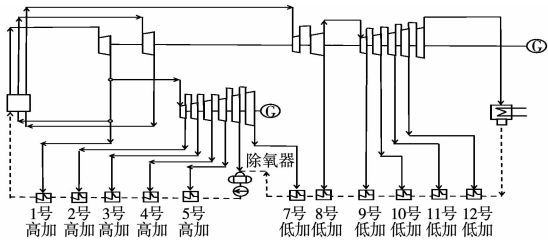


图 1 实例系统(6 级 BEST)

Fig. 1 Example system (6-stage BEST)

1.2 方案设计

在对不同 BEST 级数方案进行设计时,BEST 级数从 4 级增加至 8 级,总回热级数保持 12 级不变。方案 1 配置有 4 级 BEST;方案 2 配置有 5 级 BEST;方案 3 配置有 6 级 BEST;方案 4 配置有 7 级 BEST;方案 5 配置有 8 级 BEST,如图 2 ~ 图 6 所示。

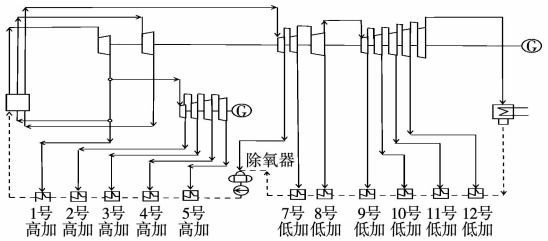


图 2 方案 1(4 级 BEST)

Fig. 2 Scheme I (4-stage BEST)

在实例系统模型的参数基础上,确定不同 BEST 级数的变工况运行参数,运用 Ebsilon 软件进行热力系统的建模,建立不同 BEST 级数的模型,对模型参数进行设定:

- (1) 保证不同 BEST 级数下主、再热压力、温度和流量等参数一致^[13-15],如表 1 所示;
- (2) 设置不同 BEST 级数下汽轮机变工况效率与原实例模型变工况下汽轮机效率对应相等^[16-17];
- (3) 给水泵功率完全由 BEST 提供,BEST 多余的功率由小发电机消纳。

表 1 阀门全开工况 (VVO) 下设计工况参数	
Tab. 1 Design working condition parameters when valves wide open (VVO)	
参 数	设计值
主蒸汽压力/MPa	31.00
一次再热压力/MPa	12.75
二次再热压力/MPa	3.48
主蒸汽,一次再热蒸汽,二次再热蒸汽温度/℃	605,622,620
主蒸汽流量/kg·s ⁻¹	828.53
背压/MPa	0.005
超高压缸效率/%	84.63
高压缸效率/%	91.79
中压缸效率/%	92.59
低压缸效率/%	89.10
BEST 效率/%	90.34
回热级数	12

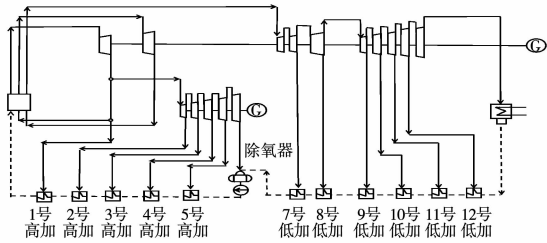


图 3 方案 2(5 级 BEST)
Fig.3 Scheme II (5-stage BEST)

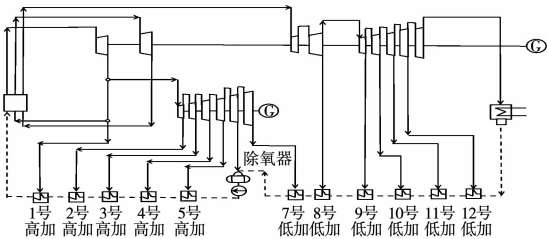


图 4 方案 3(6 级 BEST)
Fig.4 Scheme III (6-stage BEST)

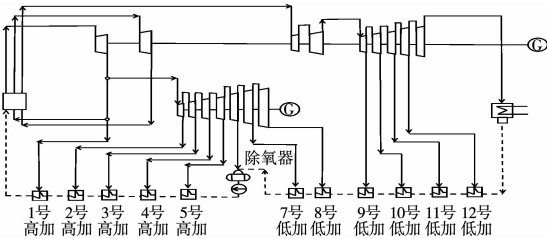


图 5 方案 4(7 级 BEST)
Fig.5 Scheme IV (7-stage BEST)

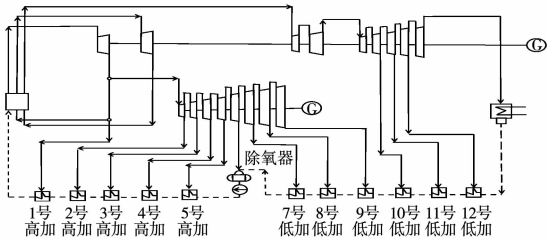


图 6 方案 5(8 级 BEST)
Fig.6 Scheme V (8-stage BEST)

1.3 方案选取

在对不同 BEST 级数方案进行对比前,要考虑到对应级数方案的 BEST 功率是否可以满足给水泵功率的需求^[18-20]。

基于 BEST 实例参数,首先考虑 BEST 功率与给水泵功率的关系,保证不同负荷下 BEST 功率始终满足给水泵功率需求。图 7 为 BEST 级数从 4 级到 8 级不同负荷下,BEST 功率与给水泵功率的关系。不同方案下,给水参数保持相同,所以不同方案下给水泵需要的功率相同,随着 BEST 级数的增加 BEST 功率逐渐增加,BEST 功率相对给水泵功率的裕量也随之增加。当 BEST 级数为 4 级,机组负荷在 100%~75%THA 时,BEST 功率无法满足给水泵功率的需求,即当 BEST 级数小于 5 时,BEST 功率无法满足给水泵功率的需求。为了保证给水泵可以由 BEST 驱动,BEST 级数需要大于等于 5 级。所以,具备可行性的对比方案为方案 2、方案 3、方案 4 和方案 5。

BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量计算公式为:

$$\hat{P}_{B_i} = \frac{1}{5} \left(\sum_{j=1}^5 P_{i,j} - \sum_{j=1}^5 P_{P_j} \right) \quad (1)$$

式中: $\hat{P}_{B_i}$ —方案*i*的 BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量,*i*取 2,3,4,5; $P_{i,j}$ —方案*i*在*j*工况下的 BEST 功率;*j*=1~5,分别表示 30%THA 工况,在 40%THA 工况,50%THA 工况,75%THA 工况和

100% THA 工况; $P_{P_j}-j$ 工况下的给水泵功率。

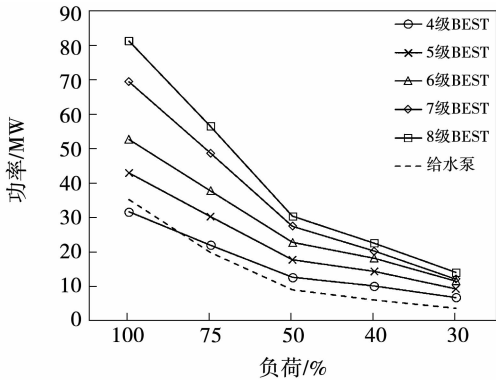


图7 BEST 不同级数时 BEST 功率与给水泵功率对比
Fig. 7 Comparison of BEST power and feedwater pump power at different stages of BEST

如表 2 所示,BEST 每增加 1 级,BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量增加 5 ~ 7 MW;随着 BEST 级数从 5 级增加到 8 级,BEST 的平均裕量从 8. 18 MW 增加到 26. 21 MW。

表 2 BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量 (MW)
Tab. 2 The average margin of BEST power relative to feedwater pump power (MW)

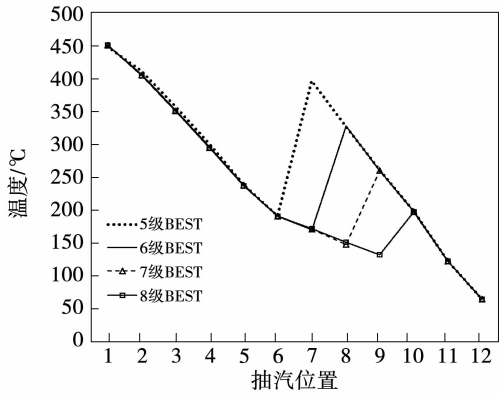
方案 2 (5 级 BEST)	方案 3 (6 级 BEST)	方案 4 (7 级 BEST)	方案 5 (8 级 BEST)
8. 18	13. 88	20. 85	26. 21

2 不同 BEST 级数下回热系统的变工况特性

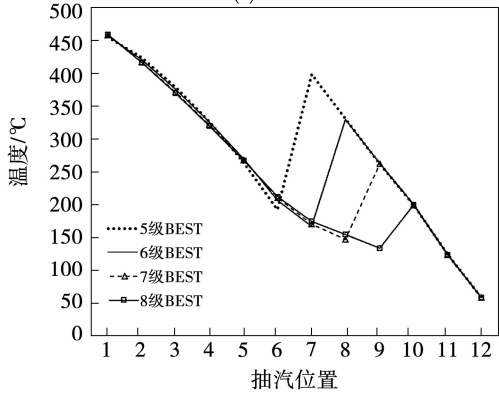
对方案 2、方案 3、方案 4 和方案 5 回热系统的变工况特性进行比较,分析不同方案变工况下的抽汽压力、抽汽流量和抽汽温度的变化特性^[18-19]。

2.1 抽汽温度

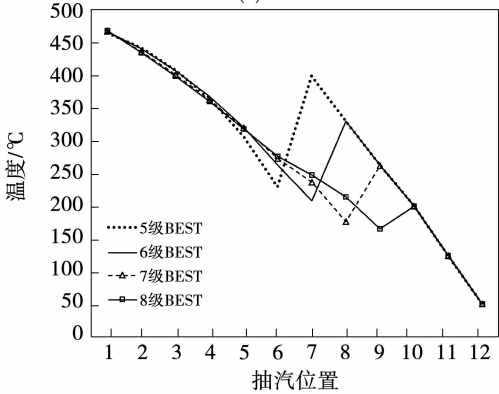
对变工况下不同方案的抽汽温度进行对比,如图 8 所示。对于方案 2、方案 3 和方案 4,BEST 排汽后的抽汽温度会高于 BEST 所在级的抽汽温度,即方案 2 的第 7 级抽汽,方案 3 的第 8 级抽汽,方案 4 的第 9 级抽汽。这是因为 BEST 排汽后的抽汽从中压缸来,经过二次再热,该位置的抽汽温度较高,会高于 BEST 的排汽温度。对于方案 5,BEST 后的排汽从低压缸来即第 10 级抽汽,当负荷低于 40% THA 时,其抽汽温度低于 BEST 排汽温度。



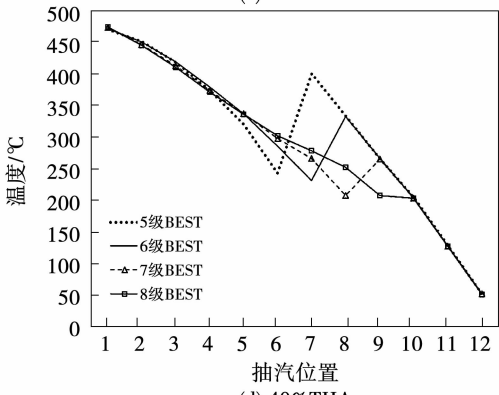
(a) 100%THA



(b) 75%THA



(c) 50%THA



(d) 40%THA

图 8 变工况下不同方案的抽汽温度
Fig. 8 Extraction steam temperatures of different schemes under variable working conditions

2.2 抽汽流量

对比不同方案变工况下的抽汽流量变化,如图 9 所示。随着负荷降低,第 1 级抽汽流量排序为:方案 5 > 方案 4 > 方案 3 > 方案 2。这是因为不同方案变负荷下给水温度相同,随着 BEST 级数增加,用来加热给水的蒸汽参数下降,经过 BEST 抽汽加热的给水温度降低,所以需要更多的第 1 级抽汽流量加热给水。

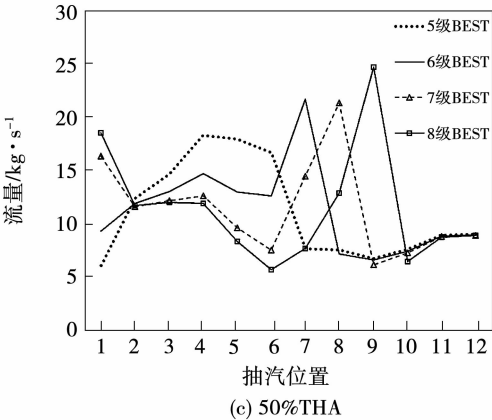
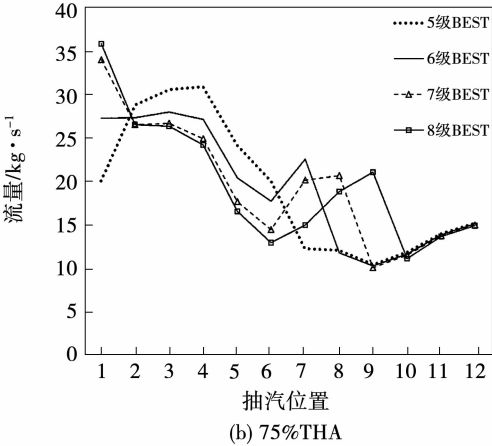
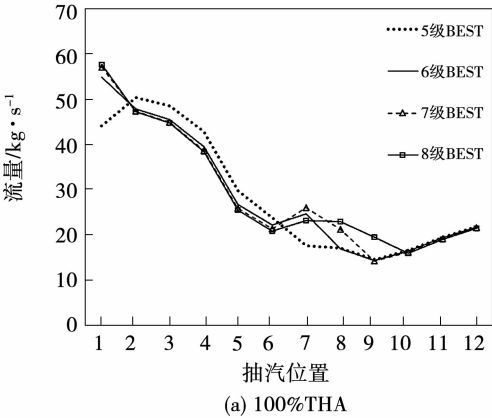


图 9 变工况下不同方案的抽汽流量

Fig.9 Extraction steam flow of different schemes under variable working conditions

对于 BEST 所在的除氧器之前抽汽流量即方案 2 ~ 方案 5 的第 2 ~ 5 级抽汽,随着负荷降低,对应工况下 BEST 所在的除氧器之前的抽汽流量排序为:方案 2 > 方案 3 > 方案 4 > 方案 5。由图 8 可知,随着 BEST 级数增加,BEST 所在级的除氧器前抽汽温度逐渐升高,根据能量守恒,则需要的 BEST 排汽流量减少,所以随着负荷降低,BEST 所在级的除氧器之前的抽汽流量排序为:方案 2 > 方案 3 > 方案 4 > 方案 5。

对于 BEST 所在的除氧器之后的抽汽流量,方案 3 的第 7 级抽汽、方案 4 的第 7 ~ 8 级抽汽、方案 5 的第 7 ~ 9 级抽汽随着负荷降低。BEST 所在级的除氧器之后抽汽流量排序为:方案 5 > 方案 4 > 方案 3。由图 8 可知,随着 BEST 级数增加,BEST 所在级的除氧器之后的抽汽温度逐渐降低。根据回热加热器的能量守恒,则需要更多的 BEST 抽汽流量加热给水。所以随着负荷降低,对应工况下 BEST 所在级的除氧器之后抽汽流量排序为:方案 5 > 方案 4 > 方案 3。

2.3 抽汽压力

对变工况下不同方案抽汽压力进行对比,如图 10 所示。在 THA 工况时 4 种方案的抽汽压力相同。变工况下,对于第 1 级抽汽,不同方案下的抽汽压力基本相同。因为不同方案给水温度相同,所以不同方案下第 1 级抽汽压力相同。

对于 BEST 所在级的除氧器前的第 2 ~ 5 级抽汽压力,随着负荷降低,BEST 级数越多,对应的第 2 ~ 5 级抽汽压力越低,即对第 2 ~ 5 级抽汽压力进行对比排序为:方案 5 < 方案 4 < 方案 3 < 方案 2。这是因为随着 BEST 级数增加,BEST 所在级的除氧器前抽汽流量减少,如图 9 所示。由弗留格尔公式可知,BEST 所在级的除氧器前的抽汽压力排序为:方案 5 < 方案 4 < 方案 3 < 方案 2。

对于 BEST 所在除氧器之后抽汽压力,方案 3 为第 7 级抽汽,方案 4 为第 7 ~ 8 级抽汽,方案 5 为第 7 ~ 9 级抽汽。随着负荷降低,BEST 所在级的除氧器后的抽汽压力排序为:方案 5 > 方案 4 > 方案 3。这是因为随着 BEST 级数增加,BEST 所在级除氧器后的抽汽流量增加,由弗留格尔公式可知,除氧

器后 BEST 所在级的抽汽压力排序为:方案 5 > 方案 4 > 方案 3。

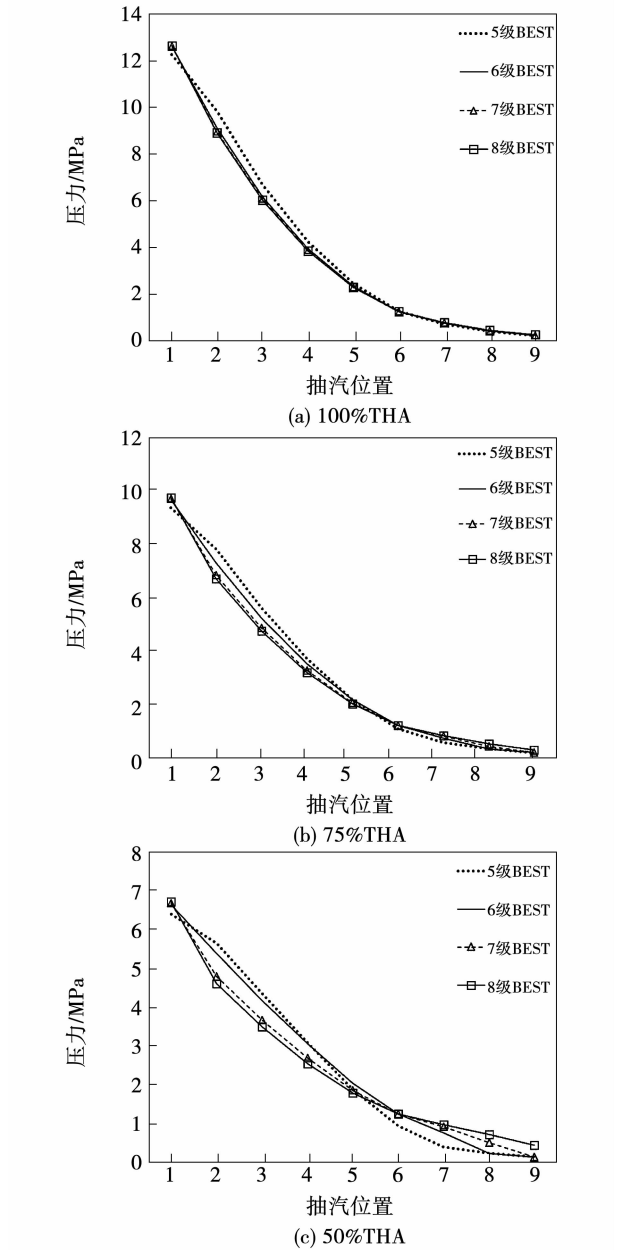


图 10 变工况下不同方案的抽汽压力

Fig. 10 Extraction steam pressures of different schemes under variable working conditions

2.4 不同 BEST 级数下回热系统的变工况热经济性

对不同 BEST 级数下变工况的热经济性进行对比,如表 3 所示。随着 BEST 级数从 5 级到 8 级增加,系统的热耗率增加。这是因为随着 BEST 级数增加,BEST 功率已经满足给水泵功率需求,此时 BEST 抽汽主要考虑满足回热系统的热平衡。如图

11 所示,随着 BEST 级数增加,进入 BEST 的流量也随之增加。但是不同方案中的主蒸汽流量保持一致,所以随着 BEST 级数增加进入 BEST 的流量增加,再热蒸汽流量逐渐减少,使得高参数的蒸汽流量减少,系统热耗率增加。对不同方案的热耗率进行对比,如表 3 所示。各个工况下方案 2 的热耗率均低于其他方案,所以从机组的热经济性来看,方案 2 为最佳方案。

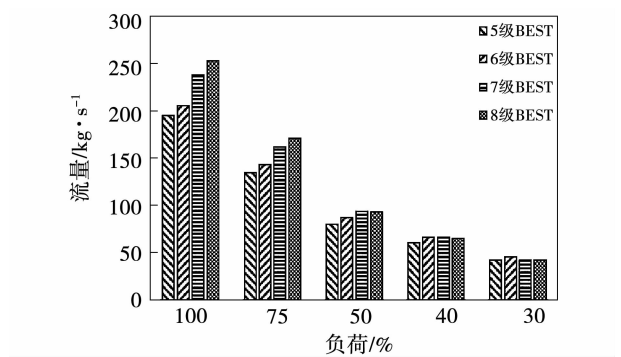


图 11 不同方案变工况下 BEST 的进汽流量

Fig. 11 BEST inlet steam flow of different schemes under variable working conditions

表 3 不同方案变工况热耗率 (kJ/(kW·h))

Tab. 3 Heat consumption rates of different schemes under variable working conditions (kJ/(kW·h))

方案	100% THA	75% THA	50% THA	40% THA	30% THA
方案 2	6 962.12	7 069.67	7 325.28	7 495.97	7 761.07
方案 3	6 987.14	7 085.26	7 343.34	7 520.98	7 790.51
方案 4	7 011.58	7 107.19	7 373.44	7 557.45	7 831.79
方案 5	7 035.51	7 126.83	7 406.02	7 602.33	7 889.33

3 结 论

(1) 对不同 BEST 级数的二次再热机组进行变工况对比。从热经济性来看,随着 BEST 级数增加,系统热耗率也随之增加;方案 2 不同工况下的热耗率均低于其他方案,所以从机组的热经济性来看,方案 2 为最佳 BEST 级数配置方案。但是,方案 2 中的第 7 级抽汽温度达到 400 ℃,而其他方案对应抽汽的平均温度最高为 350 ℃,所以如果采用方案 2,可能会增加第 7 级回热加热器的投资成本。

(2) 从 BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量

来看,BEST 每增加 1 级,BEST 功率相对给水泵功率的平均裕量增加 5~7MW。当 BEST 级数等于 4 级,机组负荷在 100%~75%THA 时 BEST 功率无法满足给水泵功率的需求。所以 BEST 级数需要大于等于 5 级,具备可行性的方案为:方案 2、方案 3、方案 4 和方案 5。

(3) 对于抽汽压力,当负荷降低时,BEST 所在级除氧器前的抽汽压力随着 BEST 级数的增加而减小,BEST 所在级的除氧器后的抽汽压力随着 BEST 级数增加而增大;对于抽汽流量,当负荷降低时,第 1 级抽汽流量随着 BEST 级数增加而增加,BEST 所在级的除氧器前的抽汽流量随着 BEST 级数的增加而减小,BEST 所在级的除氧器后的抽汽流量随着 BEST 级数的增加而增加。

参考文献:

- [1] 赵晓军. 超超临界二次再热机组热力系统经济性分析[D]. 南京:东南大学,2016.
ZHAO Xiao-jun. Economy analysis on thermal system performance of an ultra-supercritical unit with double reheat [D]. Nanjing: Southeast University, 2016.
- [2] 田 欢. 1 000 MW 二次再热机组抽汽参数确定及热力系统研究[D]. 保定:华北电力大学,2016.
TIAN Huan. 1 000 MW Double steam reheat unit bleed parameters determination and thermodynamic system research [D]. Baoding: North China Electric Power University, 2016.
- [3] STEPCZYNSKA K, LUKOWICZ 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(1): 2-9.
- [4] STEPCZYNSKA K, KOWALCZYK L, DYKAS S, et al. Calculation of a 900 MW conceptual 700/720 °C coal-fired power unit with an auxiliary extraction-backpressure turbine [J]. Journal of Power Technologies, 2012(4): 266-273.
- [5] KJAER S, DRINHAUS F. A modified double reheat cycle[C]// ASME 2010 Power Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [6] 申松林,施刚夜,叶勇健,等. 工频发电机调速的背压式小汽轮机驱动给水泵系统及方法[P]. 中国:CN103362770A, 2013-10-23.
SHEN Song-lin, SHI Gang-ye, YE Yong-jian, et al. Back pressure type small steam turbine driven feed water pump system and method for power frequency generator speed regulation [P]. China: CN103362770A, 2013-10-23.
- [7] 申松林,林 磊,叶勇健. 发电厂回热式汽动循环水泵系统以及发电厂热力循环系统[P]. 中国:CN201747417U, 2011-02-16.
SHEN Song-lin, LIN Lei, YE Yong-jian. Regenerative steam-driven circulating water pump system in power plant and thermal cycle system in power plant [P]. China: CN201747417U, 2011-02-16.
- [8] 段立强,孙 婧. 集成回热式汽轮机的超超临界二次再热机组设计优化[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2019(3): 80-89.
DUAN Li-qiang, SUN Jing. Design optimization of ultra-supercritical reheating coal-fired power plant integrated with regenerative steam turbine[J]. Journal of North China Electric Power University, 2019(3): 80-89.
- [9] 孙 婧. 超超临界二次再热机组节能优化研究[D]. 北京:华北电力大学,2019.
SUN Jing. Study on the energy-saving and optimization of ultra-supercritical double reheat coal-fired power plant[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.
- [10] 田 欢. 1 000 MW 二次再热机组抽汽参数确定及热力系统研究[D]. 北京:华北电力大学,2016.
TIAN Huan. 1 000 MW Double steam reheat unit bleed parameters determination and thermodynamic system research [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016.
- [11] 付亦藏,谢 天,刘永林,等. BEST 系统与常规系统的对比研究[J]. 热能动力工程, 2017(7): 9-16, 135.
FU Yi-wei, XIE Tian, LIU Yong-lin, et al. Comparative study of BEST system and conventional system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017(7): 9-16, 135.
- [12] 付亦藏. 基于 EBSILON 的燃煤发电机组特性研究与节能优化 [D]. 西安:西安热工研究院,2017.
FU Yi-wei. Study on characters and energy-saving optimization of coal-fired units based on EBSILON [D]. Xi'an: Xi'an Thermal Power Research Institute, 2017.
- [13] 李冰天. 1 000 MW 超超临界 EC-BEST 二次再热机组经济性分析[J]. 热能动力工程, 2018(11): 36-41, 63.
LI Bing-tian. Economic analysis of 1 000 MW ultra supercritical EC-BEST secondary reheat unit [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018(11): 36-41, 63.
- [14] 裴东升,包伟伟,刘石磊. 超超临界 1000 MW 机组 EC-BEST 技术经济性分析[J]. 热力发电, 2017(12): 44-48, 110.
PEI Dong-sheng, BAO Wei-wei, LIU Shi-lei. Economy analysis for an ultra-supercritical 1 000 MW unit with EC-BEST thermal dynamic system [J]. Thermal Power Generation, 2017(12): 44-48, 110.