

超超临界机组配置优化经济性分析

周丽丽¹, 胥建群², 祝建飞³, 张天海¹, 杨小龙¹, 周 帅¹, 肖新宇¹

(1 江苏方天电力技术有限公司, 南京 211102; 2 东南大学能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 南京 210096; 3 上海明华电力科技有限公司, 上海 200090)

摘要: 分析当前主流的节流配汽机组宽负荷运行经济性低的原因, 参考高压缸分列布置的新型配置方法对机组进行改造, 并建立了 APROS 仿真模型, 研究优化后机组适应宽负荷运行的策略。与改造前机组相比, 在 68.8% THA (切缸工况) 热耗率降低 151 kJ/(kW·h), 节能效果显著。分别采用热量分析法和焓分析法两种方法对优化后系统进行经济性分析, 通过调阀开度与综合阀门节流效率的关系以及主汽压力和循环效率的关系, 建立了机组对应工况下热耗率的计算模型。对优化后机组进行焓分析, 整体焓损失比原机组减小 35 MW, 焓效率提升的部位主要在锅炉、加热器和凝汽器。

关键词: 深度调峰; 配置优化; 热量分析法; 焓分析法

分类号: TM62 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-5884(2023)02-0141-06

Economic Analysis of Ultra-supercritical Unit after Configuration Optimization

ZHOU Li-li¹, XU Jian-qun², ZHU Jian-fei³, ZHANG Tian-hai¹,

YANG Xiao-long¹, ZHOU Shuai¹, XIAO Xin-yu¹

(1 Jiangsu Frontier Electric Technology Co., Ltd., Nanjing 211102, China; 2 Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing 210096, China; 3 Shanghai Minghua Power Technology and Engineering Co., Ltd., Shanghai 200090, China)

Abstract: The reason for the low economical efficiency of the throttling steam distribution unit in wide load operation was analysed. Based on a new configuration method of high pressure cylinder arrangement, the model and simulation of the new unit were carried out based on APROS platform, and the strategy of the optimized unit adapting to wide load operation was studied. Compared with the reference unit, the heat consumption rate is reduced by 151 kJ/(kW·h) in the cylinder cutting condition, and the energy saving is obvious. From the thermal analysis method and the exergy analysis method, the optimized system was analyzed economically, and the heat consumption rate calculation model was established. Through the relationship between the valve opening with the comprehensive valve throttling efficiency, and the relationship between the main steam pressure with the cycle efficiency, the heat consumption rate corresponding to the working condition can be directly obtained according to the above-mentioned relational model. An exergy analysis of the optimized unit found that the overall exergy loss is 35 MW smaller than that of the reference unit, and the parts where the exergy efficiency is improved are in the boiler, heater, and condenser.

Key words: depth peak regulation; configuration optimization; thermal analysis; exergy analysis

0 前 言

在目前的能源体系中,水电开发周期长,核电的安全性要求高,可再生能源趋向概念化。而丰富的资源,相对较好的性能,让火电在我国拥有无可比拟的成本优势。作为可操作性的关键选择,当前电力系统持续改造的重担依旧落在火力发电厂^[1-3]。主要是依靠常规火电厂补偿调峰来确保电网的供电稳定性。因此新形势下火电机组逐渐发展成为承担调峰的任务这一趋势是毋庸置疑的^[6-8]。

在增强火电机组深度调峰运行能力方面,国内外进行了很多研究。主要包括 3 个方面:热力系统的集成优化、利用

收稿日期: 2022-03-05

作者简介: 周丽丽(1996-),女,硕士研究生,助理工程师。主要从事火电机组建模仿真与性能优化研究。

火电机组蓄能参与灵活性运行以及火电机组宽负荷高效技术的开发。热力系统集成优化是指电力系统和热力系统的协调优化运行。丹麦学者 Lund 为解决风电消纳问题提出将热电联产机组与电制热装置和储热装置结合起来,实现热电解耦增强热电机组的调峰能力^[9,10]。Suresh 等人^[11,12]对太阳能辅助燃煤发电系统进行性能分析,揭示了 SPAG 系统是常规化石燃料与可再生能源综合利用的一种强有力的集成方式。Markus 等人^[13]对德国 4 种不同类型燃煤电厂进行仿真研究,讨论了降低最小负荷和提高负荷变化率的限制因素,通过 EBSILON 仿真软件建模评估,提出适当地集成热能存储是提高宽负荷运行能力的有效方法。燃煤机组锅炉和汽轮机系统本身具有很大的蓄热潜能。锅炉蓄热量大,但其

负荷响应速率慢,依靠锅炉调节难以达到深度调峰所需的品质。汽轮机是除了锅炉之外存积了大量蓄热的子系统,与锅炉相比,汽轮机参与负荷调节可以实现快速的负荷响应,延迟较短,宽负荷运行灵活性优势明显。可以采用以下措施来快速释放汽轮机侧的储能:高加给水旁路、高加抽汽节流、低加抽汽节流、凝结水节流。火电机组宽负荷高效技术是机组在 50%~100% 负荷的运行工况下,保持较高的机组热效率的技术^[4]。主要是针对主机、辅机、系统等方面进行相关的优化研究工作。与主机相关的技术,如部分负荷下仍保持较高能效水平的锅炉和汽轮机相关技术的开发;与系统设计相关的技术,如创新型热力系统,包括零号高加系统和烟气余热回收系统;与辅机配置相关的技术,如高效凝汽器技术,与运行有关的技术,如循环泵优化运行技术等^[5]。

本文正是在这一背景下,以某超超临界 1050MW 机组为对象,基于 APROS 仿真平台建立模型,以热力设计数据为基础对模型进行调试,在模型验证准确的基础上,开展宽负荷运行研究工作。针对当前主流的节流配汽机组,分析宽负荷运行经济性低的原因,参照祝建飞等人提出的一种高压缸并列布置的新型配置方法^[6],对新型机组基于 APROS 平台进行建模仿真,研究优化后机组适应宽负荷运行的策略,从热量分析法和焓分析法两个方面分析其热力经济性特点。

1 配置优化方案

热力发电的基础循环是朗肯循环,由式(1)可知,影响汽轮机热耗率的因素主要是循环热效率和汽轮机内效率^[7,13]。汽轮机内效率和高压缸、中压缸和低压缸效率有关,对节流配汽超超临界机组而言,负荷的变化对高、中、低压缸效率的影响不大,故导致低负荷下汽轮机热耗率增加的根本原因是循环效率下降。

$$q = \frac{3600}{\eta_i \eta_{th} \eta_m} \quad (1)$$

汽轮机组的循环热效率可用式(2)计算:

$$\eta_i = 1 - \frac{q_0 - w}{q_0} \quad (2)$$

式中, q_0 为循环吸热量; w 为做功量。

$$\eta_i = 1 - \frac{\Delta s_{q0} T_2}{\Delta s_{q0} T_1} \quad (3)$$

式中, Δs_{q0} 为循环吸热过程的熵增; T_1 为平均吸热温度; T_2 为平均放热温度。

$$T_1 = \frac{q_0}{\Delta s_{q0}} = \frac{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh} q_{rh}}{s_0 - s_{fw} + \alpha_{rh} (s_{rh} - s_H)} \quad (4)$$

$$T_2 = \frac{q_0 - w}{\Delta s_{q0}} = \frac{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh} q_{rh} - w}{s_0 - s_{fw} + \alpha_{rh} (s_{rh} - s_H)} \quad (5)$$

式中, h_0 为主汽焓值; h_{fw} 为给水焓值; α_{rh} 为再热份额; q_{rh} 为再热吸热量; s_0 为主汽熵; s_{fw} 为给水熵; s_{rh} 为再热蒸汽熵; s_H 为高排蒸汽熵。

将式(4)、式(5)代入式(3),得到:

$$\eta_i = \frac{w}{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh} q_{rh}} \quad (6)$$

$$q \propto \frac{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh} q_{rh}}{w} \quad (7)$$

根据式(7),主要有以下几个因素影响机组热耗率。在相同负荷下,主汽焓值越低,给水焓值越高,再热吸热量越少,循环效率越高,整机热耗率越低。节流配汽滑压运行的超超临界机组,在中低负荷下,一方面滑压运行,主蒸汽压力大幅度降低,配汽端参数下降,另一方面,回热段给水温度下降,导致循环效率下降,从而使汽轮机热耗率增加。

为了提升超超临界机组中低负荷下的经济性,降低热耗率,可以降低中低负荷下主汽焓值,提高主汽压力,提高回热给水温度,使机组的循环效率提升。从创新热力系统设计角度出发,参照祝建飞等人^[6]提出的宽负荷高效汽轮机构想,对超超临界汽轮机在配置方式上进行适当优化,配置优化方式如图1所示。

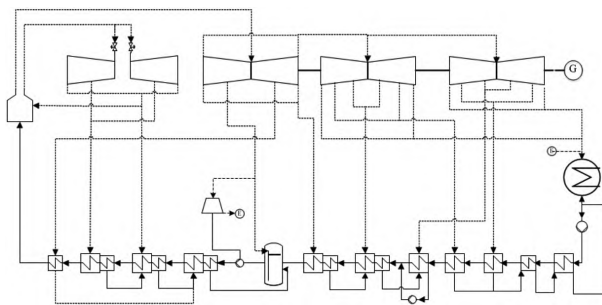


图1 配置优化原则性热力系统图

2 配置优化机组变工况运行策略

不同的大小缸调阀开度搭配不同的主汽压力运行时,100% THA 工况减负荷到 68.8% THA(小缸前调阀全关)工况,从中间某一工况开始,提升主汽压力到 27MPa,关小小缸调阀的运行方式比原大缸小缸调阀全开滑压运行的方式热耗率低,更经济。即在中间某一工况下切缸可以实现宽负荷高效发电的目标。

在高负荷区域进行小缸调阀的滑压优化仿真,计算结果表明,在 85% THA 以下负荷时,采用关小小缸调阀,提升主汽压力到 27MPa 的方式,比大小缸同步滑压更为节能。重新进行配置设计的机组优化运行方式下和参考机组滑压运行时的热耗率对比如图2所示,优化运行时大小高压缸调阀开度和主蒸汽压力变化如图3所示。

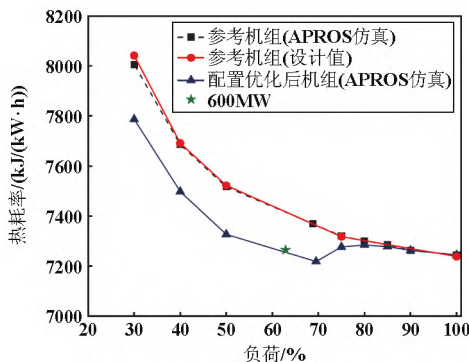


图2 原模型与优化后模型热耗率对比

当小缸调阀全关,大缸调阀全开,主汽压力提升至额定值 27MPa 时,发电机有功功率为 723.4MW,该工况为 68.8%

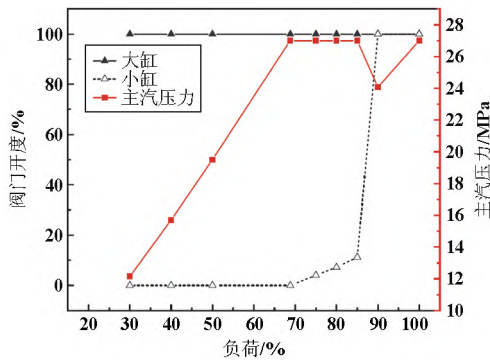


图 3 优化后机组调阀开度、主汽压力随负荷变化

THA,与参考机组相比,在这一工况下可以降低热耗率 151kJ/(kW·h),相对下降了 2.1%。随着负荷降低,配置优化方式的经济性优势更大,在 50% 负荷处可降低热耗率约 190kJ/(kW·h),相对下降了 2.5%,在 30% 负荷处可降低热耗率约 219kJ/(kW·h) 相对下降了 2.7%。

3 配置优化机组经济性分析

热量分析法以热力学第一定律为基础,以机组的热耗率或者效率值作为主要评价指标,在目前的电站热力系统中应用广泛^[9]。热量分析方法可以系统直观的对电站经济性能进行评估,但是对具体改造和优化的环节或者部件定性分析过于复杂。焓分析法基于热力学第二定律,可以用于针对系统内单个部件或者单个环节的效率以及损失的分析,该方法适用于指导电站热力系统的优化改造升级。本文将分别采用上述两种分析方法,对配置优化后的机组进行经济性分析。

3.1 热量分析法

热量分析法是基于热力学第一定律提出的,主要依据的性能参数有热效率、热耗率、功率等。

热耗率是发电机输出功率和循环吸热量的比值:

$$q = \frac{Q}{P_e} \tag{8}$$

对于采用汽动给水泵的中间再热式的机组,热耗率计算公式为:

$$q = \frac{D_0(H_0 - H_{main}) + D_{sr}(H_{sr} - H_{sl})}{P_e} \tag{9}$$

式中, q 为机组热耗, kJ/(kW·h); D_0 为主蒸汽流量, kg/s; H_0 为主蒸汽焓值, kJ/kg; H_{main} 为锅炉主给水焓值, kJ/kg; D_{sr} 为再热蒸汽管道热段流量, kg/s; H_{sr} 为再热蒸汽热段焓值, kJ/kg; H_{sl} 为再热蒸汽冷段焓值, kJ/kg; P_e 为发电机输出功率, MW; Q 循环吸热量, kJ。

3.1.1 阀门节流对经济性的影响

选择了 5 个不同的主汽压力进行了不同大小缸调阀开度试验。从前节的分析得知,机组的经济性主要有两个影响因素。主汽压力影响机组的循环效率,不同调阀开度调阀的节流效率也不同。表 1 列出了在不同的主汽压力下,不同大小缸调阀开度对应的调阀节流效率。

由于设计的大小缸的进汽比例不同,在小缸调阀开度较小时,小缸对应的调阀节流损失较大,但因与大缸相比其进

汽量也较小,在此用综合阀门节流效率来概括表示大小缸调阀节流对机组经济性的影响。

$$\eta_{th} = \frac{D_{大缸} \eta_{大缸} + D_{小缸} \eta_{小缸}}{D} \tag{10}$$

表 1 是保持大缸调阀开度 100% 不变,小缸调阀开度从 100% 关至 0%,主汽压力从 27MPa 降低到 22MPa 时,综合阀门节流效率的变化情况。表 2 是保持小缸调阀开度 100% 不变,大缸调阀开度从 100% 关至 0%,主汽压力从 27MPa 降低到 22MPa 时,综合阀门节流效率的变化情况。

表 1 不同小缸开度下综合阀门节流效率 单位: %

大缸调阀 开度/%	小缸调阀 开度/%	主汽压力/MPa				
		27	25	24	23	22
100	100	99.84	99.84	99.84	99.84	99.84
100	50	99.69	99.69	99.69	99.69	99.69
100	40	99.60	99.60	99.60	99.59	99.59
100	30	99.44	99.44	99.43	99.43	99.43
100	25	99.32	99.31	99.31	99.30	99.30
100	20	99.15	99.14	99.14	99.13	99.13
100	15	98.93	98.92	98.91	98.91	98.90
100	10	98.67	98.66	98.65	98.65	98.65
100	8	98.58	98.57	98.56	98.56	98.55
100	5	98.54	98.53	98.53	98.52	98.52
100	3	98.71	98.70	98.70	98.70	98.69
100	0	99.84	99.84	99.84	99.84	99.84

表 2 不同大缸开度下综合阀门节流效率 单位: %

大缸调阀 开度/%	小缸调阀 开度/%	主汽压力/MPa				
		27	25	24	23	22
100	100	99.84	99.84	99.84	99.84	99.84
50	100	99.59	99.58	99.58	99.58	99.58
40	100	99.42	99.42	99.41	99.41	99.41
30	100	99.13	99.12	99.11	99.11	99.11
25	100	98.89	98.88	98.87	98.87	98.86
20	100	98.56	98.55	98.53	98.53	98.52
15	100	98.14	98.07	98.05	98.05	98.04
10	100	97.42	97.40	97.38	97.38	97.37
8	100	97.13	97.11	97.09	97.08	97.07
5	100	96.77	96.75	96.74	96.73	96.72
3	100	96.86	96.84	96.83	96.82	96.82
0	100	99.84	99.83	99.83	99.83	99.83

由表中可知,大小缸的综合阀门节流效率与主汽压力无关,节流效率只与调阀开度相关。从图 4 可以看出,在 50% 以上开度时,综合阀门节流效率与小缸调阀开度线性相关,且在 50% 以上开度变化时,调阀开度变化对机组经济性的变化较小,小缸调阀为 50% 开度时,综合阀门节流效率仅下降了 0.15%,热耗率增加了约 9.5kJ/(kW·h)。

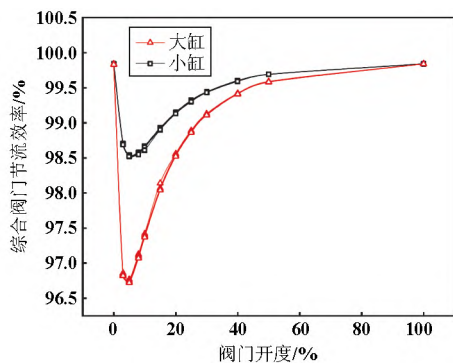


图4 不同调阀开度下综合阀门节流效率

小缸调阀开度在 10% ~ 50% 之间变化时,综合阀门节流效率与小缸的调阀开度之间关系可以描述成如式(11)所示的二次多项式关系。在 10% 以下开度时,开度与综合阀门节流效率之间的关系如式(12)所示。从图 4 不同调阀开度下综合阀门节流效率可以看出,当调阀开度在 5% 以下时,小缸调阀开度继续减小,综合阀门节流效率逐渐增加。在小缸调阀开度在 5% 左右时,综合阀门节流效率最低,与 100% 开度相比,减少了 1.3%,热耗率增加了 83.49 kJ/(kW·h)。

$$\eta_{th} = -0.0008X_V^2 + 0.0694X_V + 98.066 \quad (11)$$

$$\eta_{th} = -0.0048X_V^3 + 0.0974X_V^2 - 0.6242X_V + 99.84 \quad (12)$$

式中, η_{th} 为综合阀门节流效率; X_V 为小缸调阀开度。

大缸的调阀开度与综合阀门节流效率的变化关系与小缸一致。但由于大缸的进汽份额高于小缸,大缸的调阀开度对综合阀门节流效率影响较大。

$$\eta_{th} = -0.0022X_V^2 + 0.1771X_V + 95.983 \quad (13)$$

$$\eta_{th} = -0.0196X_V^3 + 0.3463X_V^2 - 1.8561X_V + 99.84 \quad (14)$$

式中, η_{th} 为综合阀门节流效率; X_V 为大缸调阀开度。

在 50% 开度下,与大缸调阀 100% 开度相比,综合阀门节流效率下降了 0.25%,热耗率增加了约 15.86 kJ/(kW·h)。大缸调阀开度在 10% ~ 50% 之间变化时,综合阀门节流效率与大缸的调阀开度之间关系可以描述成如式(13)所示的二次多项式关系。在 10% 以下开度时,开度与综合阀门节流效率之间的关系如式(14)所示,且从图 4 可以看出,当调阀开度在 5% 以下时,大缸调阀开度继续减小,综合阀门节流效率逐渐增加。在大缸调阀开度在 5% 左右时,综合阀门节流效率最低,与 100% 开度相比,减少了 3.07%,热耗率增加了 200.76 kJ/(kW·h)。

3.1.2 主汽压力对经济性的影响

图 5 所示为不同主汽压力下循环效率的变化情况,从图 5 可以看出,在不同调阀开度下,主汽压力与循环效率之间是一次函数关系。主汽压力的增加,提高了平均吸热温度,使系统整体的循环效率提升。主汽压力每提升 1 MPa,循环效率增加提升 0.23%,对应热耗下降 26.43 kJ/(kW·h)。

3.1.3 热耗率计算模型

大小缸不同调阀开度对应不同阀门压损,使得不同调阀开度下综合阀门节流效率变化。在上述分析中发现,综合阀门节流效率只与大小缸调阀开度有关,并建立了综合阀门节

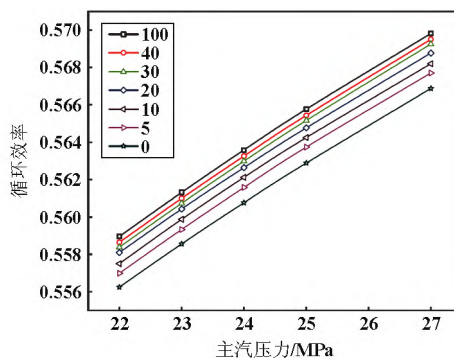


图5 循环效率随主汽压力变化

流效率和大小缸调阀开度的关系模型,可以求解在任意调阀开度下的综合阀门节流效率。

主汽压力影响循环效率,主汽压力提升 1 MPa,循环效率增加提升 0.23%。通过调阀开度与综合阀门节流效率的关系以及主汽压力和循环效率的关系,在已知大小缸调阀开度和主汽压力的条件下,可以根据以上关系模型直接求得对应工况下的热耗率大小,如图 6 所示。

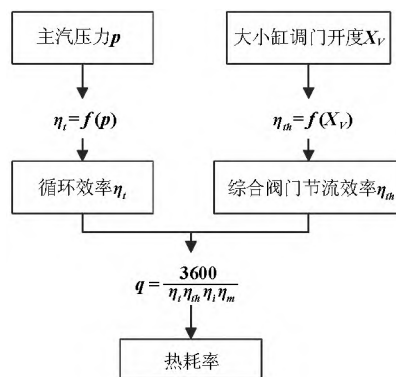


图6 热耗率影响因素

利用主汽压力和循环效率的关系以及大小缸调阀开度和综合阀门节流效率的关系计算得出了优化后系统运行时的热耗率具体值,与 APROS 仿真得到的热耗率进行对比,具体数值见表 3。分析模型计算出的热耗率与 APROS 仿真值误差很小,绝对误差最大值为 3.35 kJ/(kW·h),相对误差不超过 0.1%,计算精度较高。

表3 配置优化后系统 APROS 仿真与数学模型

热耗率对比 单位: kJ/(kW·h)

负 荷	热耗率 (APROS 仿真值)	热耗率 (模型计算值)	热耗率误差 (绝对量)	热耗率误差 (相对量) %
100% THA	7244.30	7244.30	0.00	0.00
90% THA	7262.12	7262.12	0.00	0.00
85% THA	7277.92	7275.41	2.51	0.03
80% THA	7283.80	7281.22	2.58	0.04
75% THA	7276.50	7273.15	3.35	0.05
68.8% THA	7217.60	7220.00	-2.40	-0.03

因此建立的优化后机组热耗率分析模型可以较准确反映机组在各个工况下的热耗率变化情况,这可为之后该类型

机组投入运行后的经济性分析提供指导。

3.2 焓分析法

焓分析是基于系统的焓平衡。在实际过程中,进入系统的焓不等于离开系统的焓^[20,21]。因此,建立系统的焓平衡方程需要考虑焓损失。根据系统各能量项之间的平衡方程,可以计算出整个过程的焓损失和效率,以及损失的来源和能量利用的薄弱环节。焓分析法的主要内容如下^[22,23] :

- (1) 确定进出系统的工作流体流量、热流、工作流程,以及每种工作流体的状态参数;
- (2) 计算每股焓流;
- (3) 分析过程中的焓损失;
- (4) 计算性能评价指标,如焓效率、焓损失率。

3.2.1 部件焓计算方法

焓是一种能量可用性的度量,指的是某种形式的能量在一定条件下所做的最大功量。在实际工程计算中,与熵相比,宏观动能和势能的值相对较小,可以忽略不计。因此,稳

定流工作流体的焓只考虑总能量中的熵,可以表示为:

$$e = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \tag{15}$$

焓效率是指热力系统的能量利用程度,它能反映整个机组及其部件的热力性能,如方程(16)所示:

$$\eta_e = \frac{E_p}{E_f} \tag{16}$$

焓计算基准态为 20℃,0.1MPa, $H_0 = 83.95\text{kJ/kg}$, $S_0 = 0.2963\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

3.2.2 焓分析法结果

系统经过配置优化后与参考机组的区别在于高压缸、高压加热器部分,中低压缸基本不变。鉴于此,对于优化后的系统进行焓分析时,将系统分成以下几个部分来进行焓分析计算,包括锅炉、高压缸、中低压缸、高压加热器、低压加热器、凝汽器以及给水泵。以 68.8%THA 为对象工况,根据各个部件的焓计算方法,计算各部分的焓损失以及焓效率,比较配置优化前后系统的焓损失和焓效率变化情况,结果见表 4。

表 4 焓分析结果

	参考机组 100% THA		参考机组 68.8% THA		配置优化后机组 68.8% THA	
	焓损失/MW	焓效率/%	焓损失/MW	焓效率/%	焓损失/MW	焓效率/%
锅炉	1051.11	56.67	759.98	54.88	724.92	56.12
高压缸	9.31	97.16	8.42	96.00	13.10	95.03
中低压缸	64.48	92.04	46.86	91.73	44.13	91.78
高压加热器	11.60	93.40	7.34	92.66	7.21	93.20
低压加热器	14.82	97.72	9.23	97.56	9.11	97.63
凝汽器	29.51	—	19.33	—	17.88	—
给水泵	3.50	88.00	2.51	87.95	2.45	87.93
总焓损失	1184.33	—	853.67	—	818.80	—

在焓分析的过程中发现,锅炉的焓损占系统总焓损失的 88% 以上,其余部件中汽轮机系统的焓损失占 6.2% 左右,凝汽器焓损占 2.5%,加热器焓损约占 2.2%。对比配置优化机组和参考机组各部分的焓损发现,配置优化后后机组的整体焓损失比参考机组小 35MW。其中锅炉的焓损失最大,占总焓损失的 88.5%,配置优化后锅炉的焓损失下降了 35MW。由此可见,配置优化方式带来的焓收益主要体现在锅炉上。按照各部件焓损失从高到低排名情况,汽轮机通流部分的焓损失仅次于锅炉,从汽轮机通流部分的焓损失和焓效率来看,由于配置优化后机组高压缸部分做功明显提升,高排的参数明显降低,熵增变大,因此高压缸部分的焓损失比参考机组高 4.68MW。配置优化后对中低压缸的改变不大,但同样的负荷下机组的进汽量减少,配置优化后中低压缸的焓损失减少。配置优化后机组的凝汽器和加热器焓损失也下降,配置优化方式使机组的加热器焓性能有了一定程度的提升。

4 总 结

(1) 对机组运行经济性分析,宽负荷运行时汽轮机热耗率上升的根本原因是主蒸汽压力降低,参照高压缸分列布置

的新型配置方法,建立了超超临界机组高压缸分列布置 APROS 仿真模型。

(2) 对采用不同主汽压力搭配不同大、小缸调阀开度的运行方式进行仿真,对比了不同工况下各运行方式的经济性差异,得到了优化后机组的变工况运行策略。

(3) 通过改变机组变工况运行过程中的调阀开度和主汽压力,分析发现大小缸调阀开度和主汽压力是影响阀门节流效率和循环效率的主要因素。建立热耗率计算模型,通过调阀开度与综合阀门节流效率的关系以及主汽压力和循环效率的关系,在已知大小缸调阀开度和主汽压力的条件下,可以根据所建模型直接求得对应工况下的热耗率。

(4) 对配置优化后机组的进行焓分析发现,优化后机组整体焓损失比参考机组小 35MW,焓效率提升的部位在锅炉、加热器和凝汽器。

参 考 文 献

[1] 郑坚刚,张敬坤. 660 MW 超超临界节流调节机组滑压优化试验研究 [J]. 浙江电力,2018,37(6):81-87.
[2] 章良利,李 敏,等. 深度调峰下燃煤机组运行方式对能耗的影响 [J]. 中国电力,2017,50(7):85-89.
[3] 包劲松,顾正皓,秦 攀,等. 浙江省燃煤机组深度调峰能耗试验与分析 [J]. 浙江电力,2019,38(5):98-102.

- [4] Nicol, K. Status of Advanced Ultra-Supercritical Pulverised Coal Technology [J]. IEA Clean Coal Centre: London, UK, 2013.
- [5] 赫广迅,康剑南. 火电机组参与灵活性调峰的可行性研究 [J]. 机械工程, 2017(9): 46, 49.
- [6] Ali C, Ali G. A Model-Based Coordinated Control Concept for Steam Power Plants [J]. Journal of Engineering, 2013, (2013-1-16), 2013, 2013: 1-11.
- [7] Kaikko J, Backman J. Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation [J]. Energy, 2007, 32(4): 378-387.
- [8] Leavesley G H, Restrepo P J. The Modular Modeling System (Mms), Users Manual [J]. Available on, 1996.
- [9] Burton Z, Hogg S, Ingram G. The influence of inlet asymmetry on steam turbine exhaust hood flows [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(4): 0426021-426029.
- [10] Lund H, Clark W W. Management of fluctuations in wind power and CHP comparing two possible Danish strategies [J]. Energy, 2002, 27(5): 471-483.
- [11] Leadbetter J, Swan LG. Selection of battery technology to support grid-integrated renewable electricity [J]. Journal of Power Sources, 2012, 216: 376-386.
- [12] Suresh M V J J, Reddy K S, Kolar A K. 4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants [J]. Energy for Sustainable Development, 2010, 14(4): 267-279.
- [13] Markus Lauer, Martin Dotzauer, Christiane Hennig. Flexible power generation scenarios for biogas plants operated in Germany: impacts on economic viability and GHG emissions: Flexible power generation scenarios for biogas plants [J]. International Journal of Energy Research, 2016, 41(1).
- [14] 马佳燕. 火电机组运行灵活性及高效宽负荷技术综述 [J]. 热力透平, 2017, 46(2): 108-110, 116.
- [15] 高景辉,王 林. 1000 MW 高效宽负荷率示范机组技术特点与经济性分析 [J]. 热力发电, 47(12): 14-20.
- [16] 祝建飞,姚 峻,艾春美,等. 一种高压缸同轴分缸布置的宽负荷高效汽轮机 [J]. 上海市: CN11042880A, 2020-04-21.
- [17] 清华大学热电工程教研组. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国工业出版社, 1961.
- [18] 童钧耕. 工程热力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [19] 吕海祯,丁立新. 汽轮机热力性能指标公式推导及验证 [J]. 发电设备, 2019, 33(6): 389-392, 398.
- [20] Kanoglu M, Dincer I, Rosen MA. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants [J]. Energy Policy, Elsevier, 2007, 35(7): 3967-3978.
- [21] Gu H, Si F, Cui Y, et al. Information entropy theory for steam turbine system monitoring study [J]. Engineering Reports, 2020.
- [22] Dincer I, Rosen M A. Exergy Analysis of Steam Power Plants [J]. Exergy, 2007: 229-256.
- [23] 孙 剑. 基于熵方法的联合循环机组性能分析与故障诊断 [J]. 南京: 东南大学, 2018.

(上接第 96 页)

目已建成投产,一期工程发电装机 60MW,储能容量 300 MW·h,项目远期规划 1000MW,其系统储能效率大约为 60%^[10],同时压缩空气储能电站整体运行效率也会受到储气库容积的大幅度制约。在本文设计的运行模式下火电站转型储能电站的循环电效率约 57.162%,因此可判断现阶段两者实际工程应用后电转化效率应不存在明显的差距。

(3) 功能适应性。火电站转型储能电站具备压缩空气储能电站全套功能覆盖性,同时灵活性运行水平较高,并具备供热(工业供汽、供暖)能力,且供热运行后电站综合能源利用效率会有较大幅度提升。

(4) 运行智能化水平。从 2015 年开始国内开展智能化电厂建设论证,目标构建“智能发电、智慧电厂”,现阶段已初具雏形,在汽轮机发电机组上已配备成熟的智能化运行模块,存在明显的基础优势。

(5) 工程造价及工程建设周期。火电站转型储能电站因充分利用现有旋转机械及配套热力系统和辅机设备,单位发电功率工程造价更低,且因无大范围自然环境改造(如人工造穴等)工程建设周期无特殊因素的制约。

4 结 语

对火电站转型储能电站开展超高温热泵系统建模及性能优化,热泵在 550℃ 制热温度要求下具有 1.2623 的制热效率,通过电站运行优化及容量设计,实现集成设计的整套系统电转化效率可达到 57.162% 以上,并具有比现有压缩空气

储能电站更广的功能适应性、更完善的智能化基础、更低的工程造价及更短的工程建设周期,具有较好的市场推广应用价值。

参 考 文 献

- [1] 林伯强,李江龙. 环境治理约束下的中国能源结构转变——基于煤炭和二氧化碳峰值的分析 [J]. 中国社会科学, 2015, 237(9): 84-107.
- [2] Bernd Eppinger, Daniel Steger, Christoph Regensburger, Juergen Karl, Eberhard Schluecker, Stefan Will. Carnot battery: Simulation and design of a reversible heat pump-organic Rankine cycle pilot plant [J]. Applied Energy, 2021, 288(15): 116650. 1-116650. 10.
- [3] 张 勇,刘群生,李云苍. 热泵技术的发展与应用 [J]. 能源工程, 2001, 12(4): 32-35.
- [4] 张 涵,王 亮,林曦鹏,等. 基于逆/正布雷顿循环的热泵储热系统性能 [J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1796-1805.
- [5] 过增元,赵 甜,薛提微. 逆卡诺循环与逆 p-V 循环性能分析 [J]. 中国科学: 技术科学, 2018, 48(11): 1190-1198.
- [6] 赵永亮,王朝阳,等. 基于跨临界循环的卡诺电池储能系统构型优化 [J]. 工程热物理学报, 2021, 42(7): 1659-1666.
- [7] 张谨奕,白 宁,李京浩,等. 基于 Simulink 的热泵储电系统动态仿真 [J]. 分布式能源, 2020, 5(3): 15-22.
- [8] 杨金海,武家辉,王海云,等. 不同渗透率下多种新能源电力系统动态安全域分析 [J]. 电力建设, 2022, 43(4): 58-68.
- [9] GB/T 51396-2019 槽式太阳能光热发电站设计标准 [J].
- [10] 郑明阳,赖 杰. 中盐金坛建压缩空气储能电站,储能领域“前沿中的前沿” [J]. 中国盐业, 2019, 201(9): 29-32.