

供热机组增汽机改造方案能效分析

李东¹, 丁立平¹, 郑涛¹, 曹越²

(1. 内蒙古京隆发电有限责任公司, 内蒙古 丰镇 012100;

2. 东南大学 能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 江苏 南京 210096)

摘要: 清洁能源发电并网导致大量热电联产机组在采暖季有时难以满足外部用热需求, 为了进一步提高增汽机供热机组的供热能力并挖掘热电联供机组的节能潜力, 降低供热过程中的有用能损失, 确定最优的供热改造方案。基于 Ebsilon 平台分模块建立各设备的热力学模型并开展仿真试验, 对某电厂的两种供热改造方案进行对比, 在典型供热工况下分析供热量分配对两台机组抽汽量和系统热耗率的影响。本文提出两种改造方案: 高背压改造方案为 2 号机组切缸抽汽改造 + 1 号机组高背压乏汽利用 + 1 号机组抽汽改造; 增汽机改造方案在高背压改造方案的基础上, 将 2 号机组增汽机系统串联在高背压热网凝汽器 A 和热网加热器之间, 提高系统的能量梯级利用能力。结果表明: 采用增汽机后系统总热耗量减少了 163 ~ 338 MW, 系统能效更优。

关键词: 热电联供系统; 供热改造; 增汽机; 余热利用

中图分类号: TM621 **文献标识码:** A **DOI:** 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.09.021

[引用本文格式] 李东, 丁立平, 郑涛, 等. 供热机组增汽机改造方案能效分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(9): 175-182. LI Dong, DING Liping, ZHENG Tao, et al. Energy efficiency analysis of retrofit scheme of steam ejector of heating unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(9): 175-182.

Energy Efficiency Analysis of Retrofit Scheme of Steam Ejector of Heating Unit

LI Dong¹, DING Liping¹, ZHENG Tao¹, CAO Yue²

(1. Inner Mongolia Jinglong Power Generation Co., Ltd., Fengzhen, China, Post Code: 012100;

2. Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)

Abstract: The grid connection of clean energy power generation leads a large number of cogeneration units sometimes difficult to meet the external heat demand in heating seasons. To further improve the heating capacity of heat supply unit of steam ejector and mine the energy saving potentials of the cogeneration unit, reduce the energy loss during heat supply and determine the optimal heating retrofit scheme. This paper established the thermodynamic model of each equipment in modules based on Ebsilon platform, carried out simulation tests, and compared two heating transformation schemes of a power plant. Under typical heating conditions, the impact of heat supply distribution on the amount of steam extraction and system heat consumption rate of the two units was studied. Two kinds of retrofit schemes were proposed in this paper. High backpressure retrofit scheme were the retrofit of cylinder-cutting steam extraction for unit 2, the use of high backpressure exhaust steam for unit 1, and the retrofit of the steam extraction for unit 1. Steam ejector retrofit scheme was based on the high backpressure scheme, in which the steam ejector system of unit 2 was connected in series between the condenser A of the high backpressure heat network and the heater of the heat network, increasing the system ability to utilize energy in a graded manner. The results show that the total heat consumption of the system is reduced by 163 to 338 MW, and the en-

收稿日期: 2023-10-21; 修订日期: 2023-11-13

作者简介: 李东 (1981-), 男, 内蒙古京隆发电有限责任公司高级工程师。

通信作者: 曹越 (1989-), 男, 东南大学副教授。

ergy efficiency of the system is better after using steam ejector.

Key words: cogeneration system, heating retrofit, steam ejector, waste heat utilization

引 言

近年来,由于风力、光伏等清洁能源发电并网,导致大量热电联产机组在非采暖季经常处于较低负荷甚至停机的运行状态,在“以热定电”运行模式下难以满足外部用热需求^[1]。增汽机作为一种结构简单、易于维护的利用高压流体抽吸低压流体的能混装置,通过将部分供热抽汽作为动力源,抽取乏汽并压缩升压,进而提高乏汽的饱和温度,以实现乏汽的余热回收^[2]。增汽机在热电联产机组的供热改造中的成功应用,将提高机组在中、低负荷下的工业供热能力,促使热电解耦,产生巨大的经济效益和环境社会效益^[3]。

李冰心等人^[4]针对某 660 MW 超临界机组,以屏式过热器出口蒸汽引射汽轮机抽汽,并将混合蒸汽作为新增高压加热器的汽源用来加热给水,以提高机组的采暖供热量。杨志平等人^[5]针对某 300 MW 高背压空冷机组乏汽利用率低的问题,将可调式蒸汽喷射器融入热电联产系统,发现新系统在设计工况下的乏汽利用率可提高约 20%,显著提高了机组热经济性。李鹏等人^[6]对采用前置凝汽器、增汽机凝汽器以及热网凝汽器三级梯级加热方式的供热机组的热力性能展开分析,结果表明,该机组的供热能力和运行经济性显著提高。Liu 等人^[7]以调峰能力、能源利用率、烟效率作为评价指标,对采用单个蒸汽喷射器、两个串联的蒸汽喷射器以及两个并联的蒸汽喷射器的热电联供系统的热电解耦性能和能耗特性进行比较,为采用蒸汽喷射器提高热电联供系统的灵活性提供了新思路。综上所述,增汽机技术可作为电厂现有余热回收方式的补充。

内蒙古京隆发电有限责任公司安装运行两台 600 MW 亚临界燃煤直接空冷凝汽式机组,机组投产以后一直在纯凝工况下运行,热耗较高,冷端能源浪费严重,本次供热改造依据电厂供热能力、现状和特点,在对两种不同供热技术路线分析、比对的基础上,分析了增汽机改造方案在回收汽轮机乏汽余热、提高电厂的能源利用效率以及改善自身经济效益等方面的有益效果。本文基于 EBSILON 平台建立了

汽轮机组的仿真模型,对比了两种供热改造方案,分析了供热机组增汽机改造方案的经济性。

1 系统改造方案

1.1 高背压方案

改造前系统为 2×600 MW 三缸四排汽直接空冷式汽轮机,配三级高温加热器、三级低温加热器和除氧器,纯凝工况下额定排汽压力为 15 kPa。汽轮机乏汽潜热容量大,但是受限于饱和蒸汽温度难以充分利用。高背压方案(以下简称方案一)通过提高机组背压以提高乏汽利用率,具体方案为 2 号机组切缸抽汽改造 + 1 号机组高背压乏汽利用 + 1 号机组抽汽改造,其改造方案如图 1(a)所示。此外为了满足供水温度要求,增设热网加热器用于利用抽汽加热回水至指定温度。

该方案中汽轮机的抽汽供热工况最高背压为 33 kPa,低压缸排汽口至高背压热网凝汽器 A 入口的管路流动阻力估值为 2 kPa,高背压热网凝汽器 A 汽侧工作压力为 31 kPa,对应的饱和温度约为 69.8 °C,凝汽器热网水出口的设计温度为 67.8 °C(凝汽器端差为 2 °C)。

热网回水进入电厂后的加热流程为:最先经过高背压凝汽器 A,温度从 36 °C 加热至 67.8 °C,再流经热网加热器升温至所需温度后,送至城市供热。设计热负荷工况下,热网回水为 36 °C 时,乏汽供热约为 490 MW,对应乏汽利用量为 743 t/h,大于 1 号机组背压 33 kPa 抽凝工况运行时的低压缸最小排汽量 735 t/h,因此高背压的乏汽可以被 100% 利用;抽汽供热为 880 MW,对应最小供热抽汽量约 1 225 t/h,小于两台机组抽凝工况的最大抽汽量 1 266 t/h。

1.2 增汽机方案

增汽机方案(以下简称方案二)在高背压方案的基础上对 2 号机进行增汽机乏汽利用改造。将一套增汽机系统串联在高背压热网凝汽器 A 和热网加热器之间。一次热网循环水回水在电厂内经过三级加热依次为背压凝汽器 A、增汽机系统凝汽器 B 和热网加热器。方案二系统热力图如图 1(b)所示。该方案中增汽机出口蒸汽压力约为 52.7 kPa,考虑

管路压降为 0.7 kPa,下游增汽机凝汽器入口的混合蒸汽压力为 52 kPa,对应的饱和温度约为 82.2 ℃ (凝汽器端差为 2 ℃),增汽机凝汽器热网水出口的设计温度为 80.2 ℃。

热网回水进入电厂后的加热流程为:最先经过高背压凝汽器,温度从 36 ℃ 加热至 67.8 ℃,再经过增汽机系统的凝汽器加热至 80.2 ℃,最后流经热网加热器升温至所需温度后,送至城市供热。热网回水为 36 ℃ 时,乏汽供热约为 569 MW,对应乏汽利用量为 866 t/h,没有利用的乏汽需经上空冷岛冷却;抽汽供热为 801 MW,对应抽汽流量为 1 105 t/h,小于

两台机组抽凝工况的最大抽汽量 1 266 t/h。

方案二在方案一的基础上增加了增汽机,其可以利用一定量的高压蒸汽引射相应量的低压蒸汽,得到二者叠加量的中压蒸汽。方案二的热力系统如图 1 所示。方案二中高背压热网凝汽器 A 的热源和增汽机系统凝汽器 B 的低压蒸汽均来自 2 号机组汽轮机的乏汽,增汽机系统凝汽器 B 的引射汽源来自 2 号机组供热抽汽母管,热网加热器的热源均来自 1 号和 2 号机组的供热抽汽母管。系统改造后与 1 号机组高背压凝汽器、热网加热器组成三级加热系统。

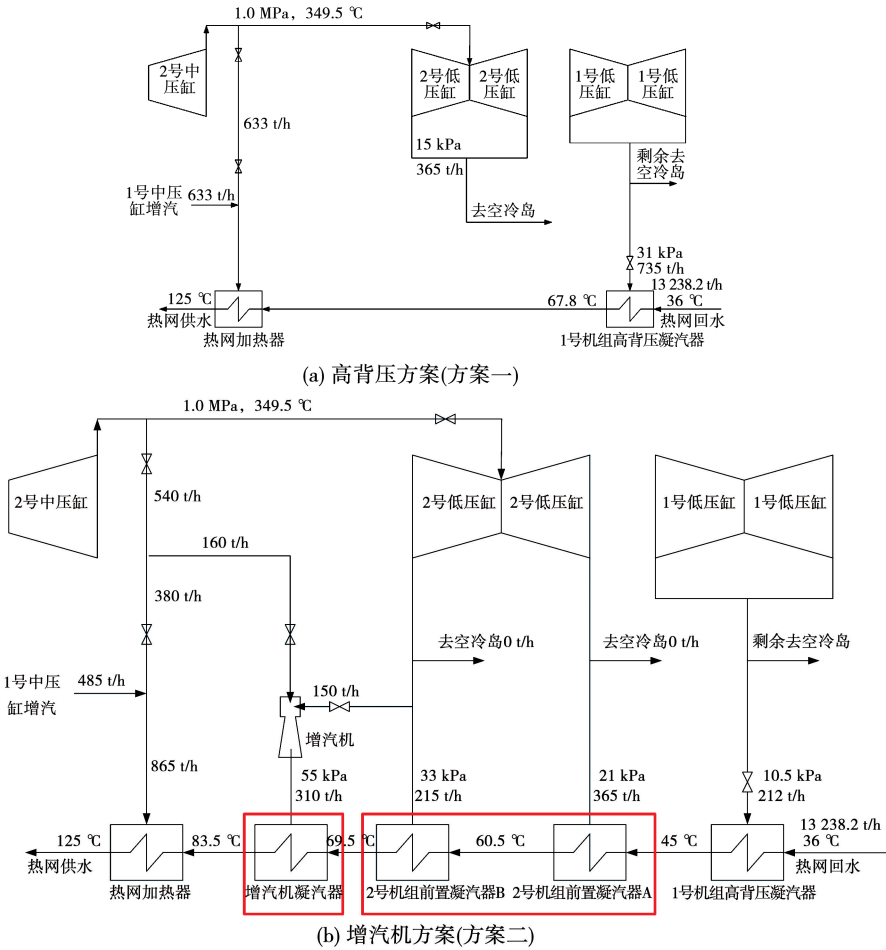


图1 供热改造热力系统图

Fig. 1 Thermodynamic system diagrams for heating retrofit

2 系统建模

以热电联供系统中各设备物理结构为边界,采用模块化建模方法,依次建立汽轮机、回热设备、凝汽设备和热网加热器等设备模型。

2.1 汽轮机模型

2.1.1 调节级

根据已知的喷嘴前参数求得通过单位面积喷嘴的临界流量:

$$G_c = G_{cr}/A_n = 0.648 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \tag{1}$$

式中： G_{cr} —通过渐缩喷嘴的临界流量，kg/s； A_n —渐缩喷嘴的出口面积，m²； p_0 —进口压力，Pa； v_0 —喷嘴前的蒸汽比体积，m³/kg。

2.1.2 非调节级

变工况下，压力级组的通流面积保持不变，因此可用弗留格尔公式(2)表征级组流量与级组前后参数的关系：

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \tag{2}$$

式中： G 、 G_1 —设计工况、变工况下压力级组的流量，kg/s； p_{01} —变工况下进口压力，MPa； p_z 、 p_{z1} —设计工况、变工况下出口压力，MPa； T_0 、 T_{01} —设计工况、变工况下进口绝对温度，K。

2.2 回热设备模型

2.2.1 表面式加热器

以高压加热器为例，假设各段内工质的物性参数均匀一致，其换热过程可由传热基本方程(3)和热平衡方程(4)表征：

$$Q = kA\Delta t_m \tag{3}$$

$$Q = q_{m1}c_{m1}\Delta t_1 = q_{m2}c_{m2}\Delta t_2 \tag{4}$$

式中： Q —换热量，kW； k —总传热系数，kW/(m²·℃)； A —传热面积，m²； Δt_m —对数平均温差，℃； q_{m1} 、 c_{m1} 、 Δt_1 —冷流体质量流量(kg/s)，冷流体比热容(kJ/(kg·℃))，冷流体进出口温差(℃)； q_{m2} 、 c_{m2} 、 Δt_2 —热流体质量流量(kg/s)，热流体比热容(kJ/(kg·℃))，热流体进出口温差(℃)。

2.2.2 除氧器

根据能量守恒方程(5)与质量守恒方程(6)，计算除氧器相关参数：

$$D_{out}h_{out} = D_{4c}h_{4c} + D_{fw}h_{fw} + D_dh_d \tag{5}$$

$$D_{out} = D_{4c} + D_{fw} + D_d \tag{6}$$

式中： D_{out} 、 h_{out} —除氧器出口给水流量(kg/s)，给水焓(kJ/kg)； D_{4c} 、 h_{4c} —四抽抽汽量(kg/s)，抽汽焓(kJ/kg)； D_{fw} 、 h_{fw} —给水流量(kg/s)，给水焓(kJ/kg)； D_d 、 h_d —上级疏水流量(kg/s)，疏水焓(kJ/kg)。

2.3 凝汽设备模型

凝汽器汽侧通常在饱和区内工作，凝汽器内的压力和温度呈对应关系，因此求出凝汽器内蒸汽温度便可计算出凝汽器压力，而凝汽器内的蒸汽温度

t_c 表达式为：

$$t_c = t_w + \Delta t + \delta t \tag{7}$$

式中： t_w —循环水进口温度，K； Δt —循环水温升，K； δt —传热温差，K。

利用凝汽器内压力和温度的对应关系，凝汽器压力 p_c 可以用经验公式计算得到^[8]：

$$p_c = 0.009\,81 \times \left[\frac{t_c + 373}{57.66} \right]^{7.46} \tag{8}$$

2.4 能效指标

机组总热耗量计算如下：

$$Q_{tp} = \frac{Q_0}{\eta_b \eta_p} \tag{9}$$

式中： Q_{tp} —机组总热耗量，MW； Q_0 —汽轮机总热耗量，MW； η_b 、 η_p —锅炉效率和管道效率，分别取 0.91 和 0.98。

$$Q_0 = \frac{\dot{m}_0 h_0 - \dot{m}_{fw} h_{fw} + \dot{m}_{zr} h_{zr} - \dot{m}_{lz} h_{lz} - \dot{m}_{jws} h_{jws}}{1\,000} \tag{10}$$

式中： $\dot{m}_0$ —主蒸汽流量，kg/s； h_0 —主蒸汽焓值，kJ/kg； $\dot{m}_{fw}$ —给水流量，kg/s； h_{fw} —给水焓值，kJ/kg； $\dot{m}_{zr}$ —再热蒸汽流量，kg/s； h_{zr} —再热蒸汽焓值，kJ/kg； $\dot{m}_{lz}$ —冷再蒸汽流量，kg/s； h_{lz} —冷再蒸汽焓值，kJ/kg； $\dot{m}_{jws}$ —减温水流量，kg/s； h_{jws} —减温水焓值，kJ/kg。

3 结果与分析

根据上述热力学关系建立模型，并利用 Ebsilion 软件进行仿真计算，分析不同电负荷下系统热力学特性和能效。

3.1 2 号机组 100% THA 供热工况

在热网供水温度为 125℃，2 号机组电负荷 E_2 为 460 MW 条件下，1 号机组电负荷 E_1 从 330 MW 以 10 MW 步长增加至 470 MW，方案一与方案二的系统各项性能参数有所变化。

图 2 为 1 号机组抽汽供热量随 E_1 的变化。由图 2 可知，方案二中 1 号机组抽汽供热量始终小于方案一，且两者差值逐渐减小，由 425.087 MW 减小至 103.723 MW。图 3 为 1 号机组乏汽供热量随 1 号机组电负荷 E_1 的变化。由图 3 可知，方案二中 1 号机组乏汽供热量也始终小于方案一，但两者差值变化趋势与 1 号机组抽汽供热量变化趋势相反，由 44.094 MW 逐渐增大至 362.945 MW。

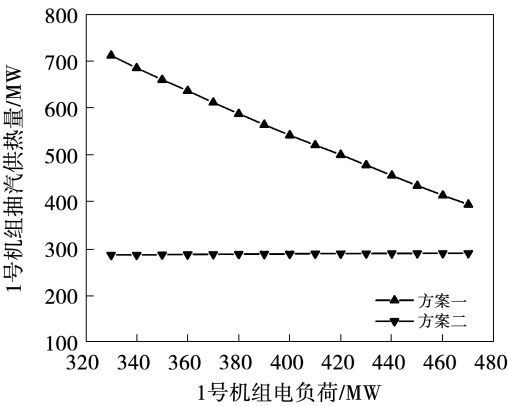


图2 1号机组抽汽供热量随1号机组电负荷的变化
Fig.2 Variation of extracted steam heat supply of unit 1 with power load of unit 1

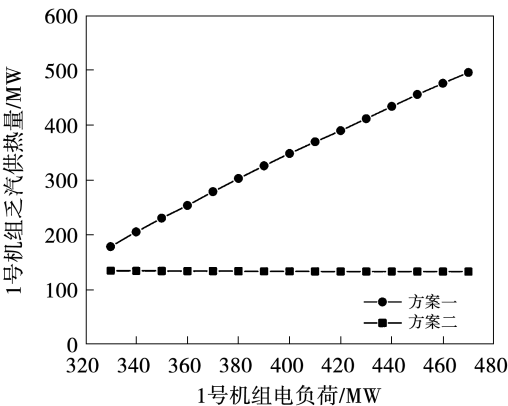


图3 1号机组乏汽供热量随1号机组电负荷的变化
Fig.3 Variation of exhaust steam heat supply of unit 1 with power load of unit 1

图4为2号机组抽汽供热量随1号机组电负荷 E_1 的变化。

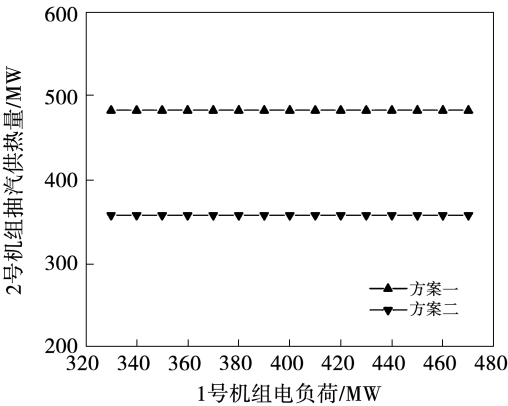


图4 2号机组抽汽供热量随1号机组电负荷的变化
Fig.4 Variation of extracted steam heat supply of unit 2 with power load of unit 1

由图4可知,方案二中2号机组抽汽供热量始终小于方案一。图5为方案二中2号机组乏汽供热量及增汽机供热量随1号机组电负荷 E_1 的变化。相比方案一,该方案通过增汽机增加了对2号机组乏汽的利用量,两者所提供的热量约为376.865和220.157 MW。由此可知,相比方案一,方案二更加充分利用乏汽潜热,从而减少抽汽供热,以提高系统运行经济性。

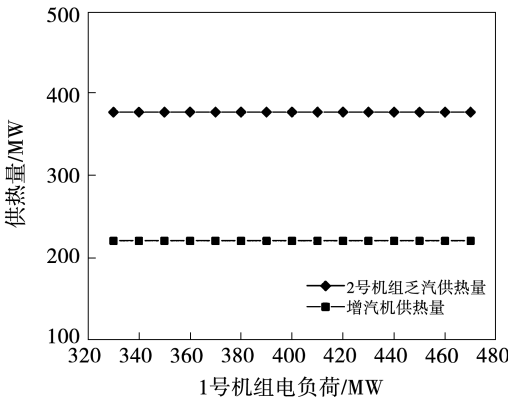


图5 方案二2号机组乏汽供热量和增汽机供热量随1号机组电负荷的变化
Fig.5 Variation of exhaust steam heat supply of unit 2 and steam ejector heat supply with power load of unit 1 in scheme 2

图6为系统总热耗量随1号机组电负荷 E_1 的变化。

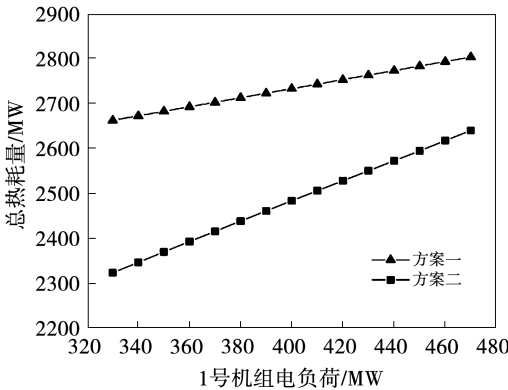


图6 系统总热耗量随1号机组电负荷的变化
Fig.6 Variation of total system heat consumption with power load of unit 1

由图6可知,当系统总供热量一定且2号机组电负荷一定时,随着1号机组电负荷的增加,系统总热耗量呈线性增加的趋势。方案一中当 E_1 从330

MW 增大至 470 MW 时,系统总热耗量增大 140.479 MW,增长速率为 0.04%;方案二中当 E_1 从 330 MW 增大至 470 MW 时,系统总热耗量增大 315.746 MW,增长速率为 0.08%。相同热电负荷条件下,方案二中系统总热耗量始终小于方案一,但方案二总热耗量的增长速率更快,故两种方案的热耗量差值随着 E_1 的增大而逐渐减小,从 338.303 MW 减小至 163.036 MW。

3.2 2 号机组 50% THA 供热工况

在热网供水温度为 106 ℃,2 号机组电负荷 E_2 为 213 MW 条件下,1 号机组电负荷 E_1 从 330 MW 以 10 MW 步长增加至 480 MW,方案一与方案二的系统各项性能参数有所变化。

图 7 为 1 号机组抽汽供热量随 1 号机组电负荷 E_1 的变化。由图 7 可知,当 $330\text{ MW} \leq E_1 \leq 433\text{ MW}$ 时,方案二中 1 号抽汽供热量始终小于方案一,且随着 E_1 的增大两者差值逐渐减小至零;当 $433\text{ MW} \leq E_1 \leq 480\text{ MW}$ 时,方案一中 1 号机组抽汽供热量小于方案二的,且随着 E_1 的增大两者差值逐渐增大,方案一的抽汽热负荷与电负荷耦合较强,需调整乏汽供热量以保证供热量需求。

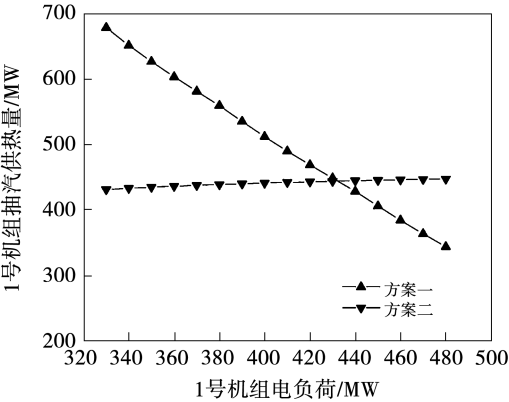


图 7 1 号机组抽汽供热量随 1 号机组电负荷的变化
Fig.7 Variation of extracted steam heat supply of unit 1 with power load of unit 1

图 8 为 1 号机组乏汽供热量随 1 号机组电负荷 E_1 的变化。由图 8 可知,方案二中 1 号机组乏汽供热量始终小于方案一,两者差值逐渐增大,由 60.752 MW 逐渐增大至 397.515 MW。

图 9 为 2 号机组抽汽供热量随 1 号机组电负荷

E_1 的变化。由图 9 可知,方案二中 2 号机组抽汽供热量始终小于方案一。

图 10 为方案二中 2 号机组乏汽供热量及增汽机供热量随 1 号机组电负荷 E_1 的变化。相比方案一,该方案同样利用增汽机提高了 2 号机组的乏汽利用,两者所提供的热量约为 252.203 和 172.093 MW。由此可知,相比方案一,方案二更加充分利用乏汽潜热,从而减少抽汽供热,以提高系统运行经济性。

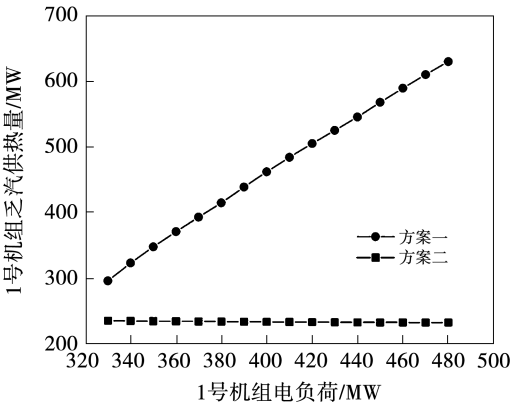


图 8 1 号乏汽供热量随 1 号机组电负荷的变化
Fig.8 Variation of exhaust steam heat supply of unit 1 with power load of unit 1

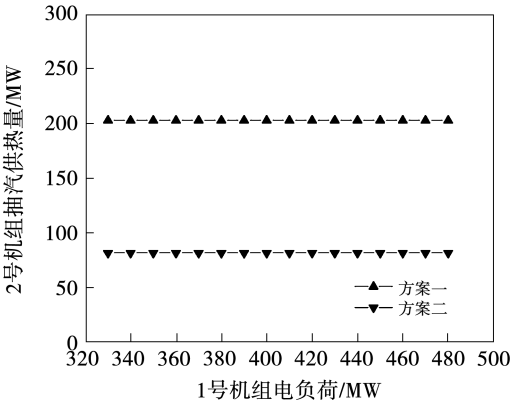


图 9 2 号机组抽汽供热量随 1 号机组电负荷的变化
Fig.9 Variation of extracted steam heat supply of unit 2 with power load of unit 1

图 11 为系统总热耗量随 1 号机组电负荷 E_1 的变化。由图 11 可知,系统总供热量一定且 2 号机组电负荷一定时,随着 1 号机组电负荷的增加,系统总热耗量呈线性增加的趋势。方案一中当 E_1 从 330 MW 增大至 480 MW 时,系统总热耗量增大 150.528

MW,增长速率为0.05%;方案二中当 E_1 从330 MW增大至480 MW时,系统总热耗量增大369.053 MW,增长速率为0.15%。相同热电负荷条件下,方案二中系统总热耗量始终小于方案一的,但方案二热耗量增长速率更快,故两种方案的热耗量差值随着 E_1 的增大而逐渐减小,从311.733 MW减小至93.208 MW。

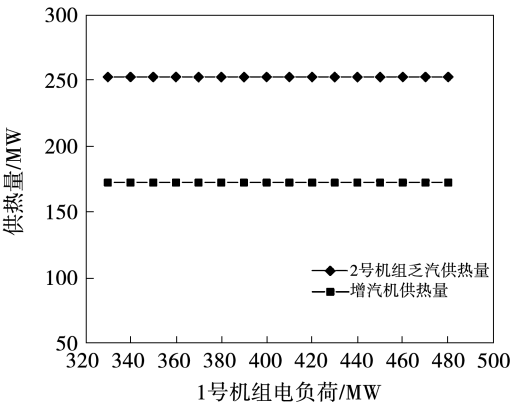


图10 方案二2号机组乏汽供热量及增汽机供热量随1号机组电负荷的变化

Fig. 10 Variation of exhaust steam heat supply of unit 2 and steam ejector heat supply with power load of unit 1 in scheme 2

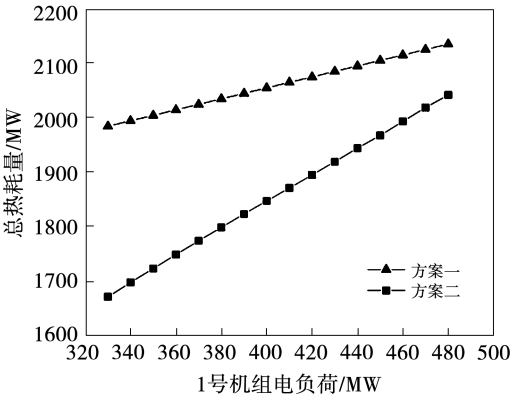


图11 系统总热耗量随1号机组电负荷的变化

Fig. 11 Variation of total system heat consumption with power load of unit 1

4 结 论

(1) 增汽机方案通过增加增汽机提高了乏汽利用,形成了能量梯级利用形式,更加充分利用了系统的乏汽潜热,减少冷凝损失。

(2) 在不同的供热工况下,高背压方案中随着1号机组总供热量不断增加,1号机组的供热负荷由抽汽供热向乏汽供热转移,2号机组的抽汽供热量几乎不变。

(3) 增汽机方案中更加充分利用乏汽潜热,抽汽供热量相比方案一大大减小。在相同热电负荷条件下,方案二的系统总热耗量始终小于方案一的,系统经济性更优。

(4) 增汽机实现了多热源梯级供热,可以根据需求的热网负荷和热源品质不同,依次投入多级热源,提高了机组供热方式的灵活性,最大限度地利用汽轮机余热。

参考文献:

[1] 赵孟浩,沈 亭. 大容量空冷机组热电联产改造及供热能力分析[J]. 热力发电,2021,50(3):138-144.

ZHAO Menghao, SHEN Ting. Combined heat and power generation transformation and heating capacity analysis of air cooling units with large capacity[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(3): 138-144.

[2] 徐海涛. 蒸汽喷射器的理论及数值研究[D]. 南京:南京工业大学,2003.

XU Haitao. Theoretical and numerical study of steam injectors [D]. Nanjing: Nanjing Tech University, 2003.

[3] 孙博昭. 350 MW 超临界机组可调式蒸汽喷射器工业供热应用研究[D]. 北京:华北电力大学,2021.

SUN Bozhao. Research on industrial heating application of adjustable steam ejector in 350 MW supercritical unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021.

[4] 李冰心,张国柱,陈伟雄,等. 采用蒸汽喷射器的低负荷给水加热系统变工况性能研究[J]. 西安交通大学学报,2017,51(1):65-71.

LI Bingxin, ZHANG Guozhu, CHEN Weixiong, et al. Analysis on the performance of low-load feed water heating system with jet heat pump under variable working conditions[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(1): 65-71.

[5] 杨志平,宋四明,李 维,等. 耦合喷射器热电联产系统设计及运行优化[J]. 中国电机工程学报,2020,40(9):2942-2951.

YANG Zhiping, SONG Siming, LI Wei, et al. Design and operation optimization of combined heat and power system coupling with ejector[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(9): 2942-2951.

[6] 李 鹏,常吉胜,陈国柱,等. 内蒙古京能盛乐2×350 MW 机组高背压供热改造技术[J]. 电子技术与软件工程,2021(2):212-213.

LI Peng, CHANG Jisheng, CHEN Guozhu, et al. Inner Mongolia Jingneng Shengle 2 × 350 MW unit high back pressure heat supply modification technology[J]. Electronic Technology & Software Engineering, 2021(2): 212 – 213.

[7] LIU M, WANG Y, CHEN W, et al. Thermodynamic optimization of coal-fired combined heat and power (CHP) systems integrated with steam ejectors to achieve heat-power decoupling[J]. Energy, 2021, 229: 120707.

[8] 康 松, 杨建明, 胥建群. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2000.

KANG Song, YANG Jianming, XU Jianqun. Turbine principle [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2000.

(王治红 编辑)

(上接第 174 页)

[8] 王 玲. 船用燃油辅锅炉炉膛爆燃关键因素研究[J]. 科技视界, 2020(8): 150 – 152.

WANG Ling. Study on furnace deflagrate key factors caused by marine fuel oil auxiliary boiler[J]. Science & Technology Vision, 2020(8): 150 – 152.

[9] 马健作. 浅谈船用转杯式燃烧器燃油锅炉的技术特点和典型故障[J]. 珠江水运, 2022(20): 57 – 59.

MA Jianzuo. A brief discussion on technical characteristics and typical faults of marine rotary cup burner oil boiler[J]. Pearl River Water Transport, 2022(20): 57 – 59.

[10] 张宝剑. 船舶辅锅炉点火故障分析[J]. 中国水运, 2022(4): 89 – 92.

ZHANG Baojian. Analysis of ignition fault of auxiliary boiler of ship[J]. China Water Transport, 2022(4): 89 – 92.

[11] 曹鹏飞, 刘彦辉, 张明敏, 等. 船用辅锅炉火焰故障原因分析与处理[J]. 机电信息, 2021(19): 32 – 34.

CAO Pengfei, LIU Yanhui, ZHANG Mingmin, et al. Cause analysis and treatment of flame failure of marine auxiliary boiler[J]. Mechanical and Electrical Information, 2021(19): 32 – 34.

[12] 陈祥光, 梁志鹏. 船舶辅锅炉点火失败故障分析与处理[J]. 中国修船, 2018, 31(2): 5 – 8.

CHEN Xiangguang, LIANG Zhipeng. Analysis and solution of ignition failure of marine auxiliary boiler[J]. China Ship Repair, 2018, 31(2): 5 – 8.

[13] 陈 军, 刘晟源, 赵 羚, 等. 基于组合赋权法和雷达图法的电能计量设备质量评估体系[J]. 能源工程, 2020, 40(2): 7 – 14.

CHEN Jun, LIU Shengyuan, ZHAO Ling, et al. Quality assessment system for electric energy metering equipment based on combination weighting method and radar chart method[J]. Energy Engineering, 2020, 40(2): 7 – 14.

[14] 吕文涛, 罗 晨, 黄家鑫. 航电系统可靠性对制造成本的影响研究[J]. 电子科学技术, 2015, 2(3): 291 – 294.

LYU Wentao, LUO Chen, HUANG Jiaxin. Study for effects on reliability of manufacturing cost of avionics system[J]. Electronic Science & Technology, 2015, 2(3): 291 – 294.

[15] 肖宪东, 龚亚林, 国家罡. 工业级脉冲中子发生器的可靠性设计[J]. 电子质量, 2020(9): 33 – 35.

XIAO Xiandong, GONG Yalin, GUO Jiagang. The reliability design of industrial pulsed neutron generator[J]. Electronics Quality, 2020(9): 33 – 35.

(王治红 编辑)