

核电供热系统耦合溴化锂热泵及小汽轮机 热经济性分析

王大林¹, 孟维岩¹, 黎高桥², 查国庆², 肖傲², 王宁玲²

(1. 国核电力规划设计研究院有限公司, 北京 100089; 2. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 北京 102208)

摘要:为解决传统核电机组采用高压缸排汽进行供热存在的能效问题,提出了一种耦合吸收式热泵及背压式小汽轮机的新型核能供热方案。该方案结合核电机组运行特点与吸收式热泵的适用条件,通过引入吸收式热泵回收机组余热、废热等低温热源,并集成背压式小汽轮机以优化能量利用流程,从而构建更为高效的供热系统。利用EBSILON仿真软件对2种供热方案进行仿真建模,从热泵参数对供热机组的影响、供热变工况方案以及机组节能降耗等方面对2种供热方案进行分析。结果表明:吸收式热泵低温热源进口温度及热网回水温度对热泵性能系数COP值及机组发电量均有较大影响;热网回水温度增大,热泵COP值减小,机组发电量增加;而低温热源温度升高,热泵COP值和机组发电量均增大;机组供热量从500 MW逐渐增加至800 MW时,3种工况下的新型供热系统发电热耗比高排抽汽供热系统分别降低了231.05、236.73和278.6 MW/(kW·h),占比为2.48%、2.52%和2.93%。

关键词:核电二回路;核能供热;吸收式热泵;热经济性分析;节能降耗

中图分类号:TM623

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.015

[引用本文格式]王大林,孟维岩,黎高桥,等.核电供热系统耦合溴化锂热泵及小汽轮机热经济性分析[J].热能动力工程,2025,40(11):128-137. WANG Dalin, MENG Weiyan, LI Gaoqiao, et al. Thermo-economic analysis of nuclear heating system coupled with lithium bromide heat pump and small steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 128-137.

Thermo-economic Analysis of Nuclear Heating System Coupled with Lithium Bromide Heat Pump and Small Steam Turbine

WANG Dalin¹, MENG Weiyan¹, LI Gaoqiao², ZHA Guoqing², XIAO Ao², WANG Ningling²

(1. State Nuclear Electric Power Planning Design & Research Institute Co., Ltd., Beijing, China, Post Code: 100089;

2. School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code: 102208)

Abstract: To address the energy efficiency issues associated with the use of high-pressure cylinder exhaust steam for heating in traditional nuclear power units, a novel nuclear heating scheme that couples an absorption heat pump with a back-pressure small steam turbine was proposed. This scheme, which integrated the operational characteristics of nuclear power units with the applicable conditions of absorption heat pumps, introduced absorption heat pumps to recover low-temperature heat sources such as waste heat and exhaust heat from the units, and was combined with a back-pressure small steam turbine to optimize the energy utilization process, thereby forming a more efficient heating system. EBSILON simulation software was used to carry out simulation modeling of the two heating schemes, and the two heating schemes were analyzed in terms of the influence of heat pump parameters on the heating unit, variable working conditions of the heating scheme, and energy conservation and consumption reduction. The result shows that the low-temperature heat source inlet temperature of absorption heat pump and the return water tem-

收稿日期:2025-05-12; 修订日期:2025-07-15

基金项目:国家自然科学基金创新研究群体科学基金(51821004)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51821004)

作者简介:王大林(1984-),男,国核电力规划设计研究院有限公司高级工程师。

通信作者:王宁玲(1975-),女,华北电力大学副教授。

perature of heat network have a large influence on the coefficient of performance (COP) value of heat pump and the power generation of the unit. As heat network return water temperature increases, heat pump COP value decreases and unit power generation capacity increases; as low-temperature heat source temperature increases, heat pump COP value and unit power generation capacity increase. When the unit heat supply capacity gradually increases from 500 to 800 MW, the power generation heat consumptions of the new heat supply system under the three working conditions are reduced by 231.05, 236.73 and 278.6 MW/(kW·h), respectively, compared with that of the high-extraction steam heating system, which account for 2.48%, 2.52% and 2.93%.

Key words: nuclear power two-loop, nuclear power heating, absorption heat pump, thermo-economic analysis, energy conservation and consumption reduction

引 言

核能作为一种清洁低碳的能源,而被成熟应用于发电领域。而从综合利用的角度来看,核能在集中供热领域同样具有十分巨大的潜力。相比于燃煤供热等传统方式,核能供热成本低、绿色低碳,能够有效缓解传统燃煤供热压力。目前,我国正处于“双碳”目标的关键阶段,发展核能供热具有十分重要的现实意义。

国外核电厂热电联产技术已经发展了数十年,尤其是瑞士、瑞典和俄罗斯等许多欧洲国家已经有利用核能集中供热的成功案例,积累了丰富的核电供热运行经验^[1-2]。瑞士贝兹诺核电站已有近 40 年的核电供热运行历史^[3]。

我国核能供热目前还处于起步阶段,随着供热需求逐年增加以及“双碳”战略的深入推进,核能供热技术也日益受到重视,国内已对个别核电机组进行了供热改造。在核能供热研究方面,国内外学者已开展大量分析及论证。Ghazaie 等人^[4]针对核能热电联产机组日益增长的灵活性运行要求,提出了一种集成储能系统的核能热电联产系统,该储能系统能够从核电站获取恒定功率的热能并将其传递给不同需求的供热区域。对该核能热电联产方案与不同热电联产方案进行了比较,并结合技术经济性分析得出结论:在冬季供热期间当电负荷为 95 MW,热负荷为 130 MW 时,热电联产机组总效率为 75%,且机组具有一定灵活性。顾先青等人^[3]用 APROS 热力软件对我国某 AP1000 核能供热机组进行了供热时期核电机组供热模型负荷预测,涵盖了核电厂、供热首站及供热管网系统等全厂范围,为该核电供热

机组安全运行提供指导。武心壮等人^[5]通过分析核电供热机组不同的抽汽供热负荷,比较了主蒸汽与高压缸第五级抽汽分别作为供热抽汽时对机组发电量的影响。研究发现,当热负荷较小时,供热抽汽采用主蒸汽时对机组出力影响最小;而当热负荷较大时,采用高压缸第五级抽汽时则对机组影响最小。潘宏刚等人^[6]通过仿真软件模拟 AP1000 核电供热机组不同供热抽汽点对机组发电量的影响,发现供热抽汽采用辅助蒸汽时对机组发电量影响最小。周正道等人^[7]以 AP1000 核电机组为研究对象,从机组经济性和安全性两个方面对不同供热抽汽来源进行分析,结果表明,高排抽汽供热方案相较于汽水分离再热器后蒸汽供热方案具有更优的经济性。

目前,将吸收式热泵与核电机组耦合的核能供热方式的相关研究较少。通过热泵等新兴技术合理利用核电机组余热,将极大提高机组的热经济性。基于此,本研究根据某核电机组二回路系统的特点,从核电机组余热利用的角度出发,提出一种新型核能供热系统。该系统通过耦合背压式小汽轮机与溴化锂吸收式热泵,实现能量梯级利用。

1 案例机组及供热系统介绍

1.1 案例机组介绍

案例机组为 AP1000 核电机组,汽轮机属于百万千瓦等级第三代核电汽轮机,该机组汽轮机高压缸与低压缸通流部分均为单轴、双分流对称分布,采用 7 级抽汽回热的给水加热系统。其中除氧器为混合式加热器,抽汽来自高压缸排汽。其余 6 级为表面式加热器,1~4 号低压加热器(简称低加)加热蒸汽来自低压缸,6,7 号高压加热器(简称高加)加热蒸汽来自高压缸^[7]。蒸汽通过主蒸汽系统供应到

汽轮机高压缸膨胀做功,做功后的高压缸排汽通过两级汽水分离再热器 (MSR) 之后再流入低压缸继续膨胀做功。机组热力系统如图 1 所示。

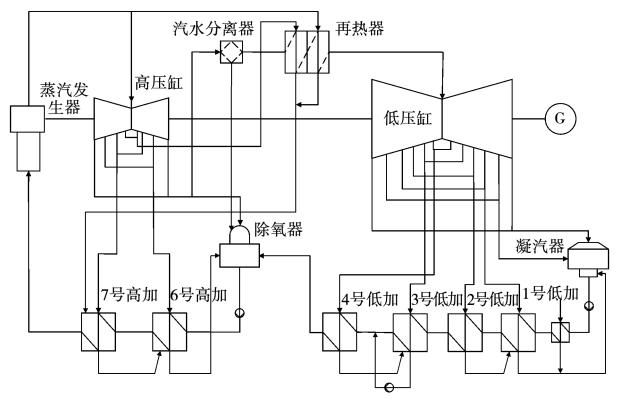


图 1 AP1000 机组热力系统图

Fig.1 AP1000 unit thermal system diagram

与常规火电机组相比,核电机组主蒸汽温度、压力较低,过热度低,流量较大。案例机组主蒸汽温度为 268. 6℃,压力为 5. 38 MPa,主蒸汽流量达到 6 799 t/h。该机组热效率为 36. 6% 与火电机组相比 较低。案例机组设计工况下相关参数如表 1 所示。

表 1 案例机组设计工况下基本参数

Tab.1 Basic parameters of the case unit under design conditions

参 数	数值	参 数	数值
主蒸汽温度/℃	268. 6	再热蒸汽压力/MPa	0. 932
主蒸汽压力/MPa	5. 38	再热蒸汽焓/kJ·kg ⁻¹	2961. 1
主蒸汽流量/t·h ⁻¹	6799. 0	低压缸排汽压力/kPa	3. 9
高压排汽温度/ MPa	179. 0	额定功率/MW	1 253. 0
高压排汽压力/℃	0. 981	额定热耗/(kJ·kW·h) ⁻¹	9 811. 6
高压排汽焓/kJ·kg ⁻¹	2 530. 8	机组热效率	36. 6%
再热蒸汽温度/℃	257. 03		

1.2 增设溴化锂吸收式热泵及背压式小汽轮机的新型供热系统

案例机组目前采用的供热方式为抽汽供热,供热蒸汽来源于高压缸排汽。设计工况下高压缸排汽温度为 179 ℃,压力为 0. 981 MPa,该蒸汽直接用于供热,加热 60 ℃ 的热网回水,以达到 120 ℃ 的热网供水温度。在实际工程中,一般供热抽汽压力为 0. 2~0. 4 MPa。案例机组采用高排供热方式时,供热抽汽与一次热网回水两股换热流体温差较大,且供热抽汽压力远大于供热抽汽需求压力,此种供热

方式导致得做功能力损失较大,不符合能量梯级利用原则。同时,案例机组低压缸疏水流量为 94. 6 t/h,温度 52 ℃,换热后的这部分抽汽与低压缸排汽一同被排入凝汽器,造成部分热量的浪费。如果能够降低供热过程中供热抽汽与热网回水的换热温差,使供热抽汽压力与供热需求匹配,同时将低压缸疏水热量回收用于供热,将进一步提高机组热经济性。因此,本研究提出了一种能量梯级利用的核能供热系统,如图 2 所示。

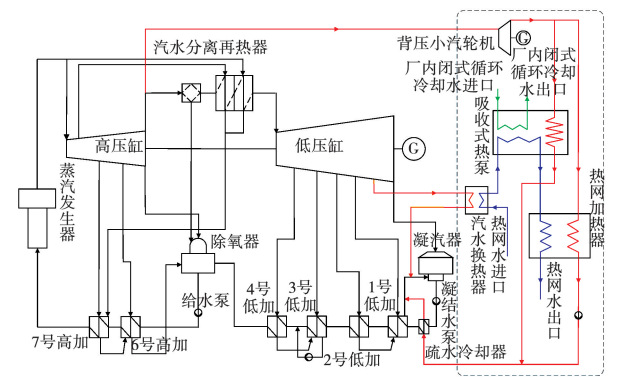


图 2 耦合吸收式热泵的核电供热机组原理示意图

Fig.2 Schematic diagram of a nuclear power heating unit coupled with an absorption heat pump

针对供热抽汽与一次热网水之间换热温差较大的问题,通过在热用户侧设置吸收式换热机组,可将一次热网回水温度由 60~70 ℃ 降至更低,在本研究设计中,该回水设计温度为 35 ℃。一次热网回水进入汽水换热器,在低压缸次末级抽汽预热后,进入溴化锂吸收式热泵。吸收式热泵需要驱动热源以及低温热源。设计系统中,部分高压缸排汽被抽出引至背压式小汽轮机,对高压缸排汽部分能量进行回收,从而使供热蒸汽品质与供热所需蒸汽品质相匹配,背压小汽轮机的部分排汽作为热泵驱动热源高温热源;吸收式热泵低温热源为厂内闭式循环冷却水,其温度在 30~40 ℃,可提供 70 MW 的热量。经吸收式热泵中升温后的热网水进入热网加热器,与背压小汽轮机出口蒸汽换热,最终温度升至 120 ℃,满足热网供水要求。

2 热力特性建模

2.1 案例机组 Ebsilon 模型

根据机组热力系统图,利用德国 STEAG 公司研发的电站热力系统仿真软件对研究对象不同工况进

行模型搭建。综合考虑机组安全性与经济性,选取案例机组 3 种较为常见的运行工况进行研究,分别为 100% THA,90% THA,75% THA 工况,THA 为标准工况案例机组 EBSILON 软件模型如图 3 所示。

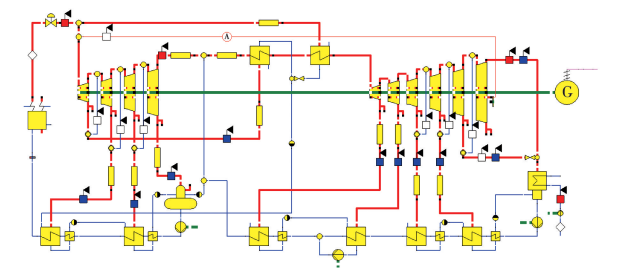


图 3 案例机组 EBSILON 仿真模型

Fig.3 EBSILON simulation model of case unit

利用 EBSILON 仿真软件对案例自机组 3 种工况进行建模,仿真结果与设计工况数据进行对比,结果如表 2 所示。从表 2 能够看出,EBSILON 仿真模型计算结果与设计工况数据之间的相对误差均小于 1%,最大误差为 0.180 3%。故案例机组 Ebsilon 仿真模型具有较高的准确度,模型精确度支持对该机组供热模型的搭建与计算。

表 2 EBSILON 模型误差

Tab.2 EBSILON model error

机组工况	参 数	设计值	模拟值	相对 误差/%
100% THA	机组功率/MW	1 253.0	1 252.92	0.006 4
	发电热耗/kJ·(kW·h) ⁻¹	9 811.6	9813.97	-0.024 2
90% THA	机组功率/MW	1 127.7	1 128.6	-0.079 7
	发电热耗/kJ·(kW·h) ⁻¹	9 936.6	9 946.94	-0.104 1
75% THA	机组功率/MW	939.75	940.5	-0.079 8
	发电热耗/kJ·(kW·h) ⁻¹	10175.8	10 194.15	-0.180 3

2.2 溴化锂吸收热泵模型及新供热系统 Ebsilon 模型

2.2.1 溴化锂吸收式热泵原理及数学模型

溴化锂吸收式热泵工作原理如图 4 所示。吸收式热泵工作原理可以分为两部分循环,分别为溴化锂溶液循环和工质(水)循环。溶液发生器中的溴化锂溶液在吸收驱动热源提供的热量后,溶液中的水在高温环境下蒸发为饱和水蒸气进入冷凝器,溴化锂溶液变为浓溶液,通过溶液换热器换热并在溶

液阀的作用下进入吸收器,在吸收器中吸收来自蒸发器的水蒸气变成稀溶液,在此过程中释放热量,用于加热进入吸收器的热水。随后稀溶液在溶液泵的作用下经过溶液换热器与浓溶液换热后进入发生器,至此完成溶液循环。而从发生器中蒸发的水蒸气进入冷凝器冷凝放热,二次加热热水。放热后的凝结水经过节流阀进入蒸发器,吸收低温热源热量后蒸发为水蒸气进入吸收器,被浓溶液吸收,随溴化锂溶液进行后续循环。

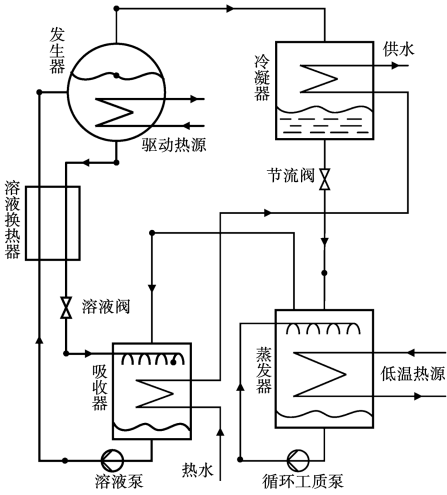


图 4 吸收式热泵原理图

Fig.4 Schematic diagram of absorption heat pump

在对吸收式热泵建模计算时,为便于对热泵进行性能分析,需要做以下假设^[8-9]:(1) 热泵系统处于热平衡且稳定流动状态;(2) 忽略系统部件与环境散热损失、结构造成的工质压力损失和流动阻力;(3) 发生器出口浓溶液、吸收器出口稀溶液以及冷凝器和蒸发器出口的制冷剂均处于相应压力下的饱和状态;(4) 不计泵功;(5) 节流前后焓值不变。

吸收式热泵系统热力与传热负荷采用文献[10-12]中计算模型。假设工质循环量为 1 kg/s,根据发生器中质量守恒可知,进入发生器的溴化锂量等于出发生器的溴化锂量,即:

$$\alpha x_A = (\alpha - 1)x_G \tag{1}$$

由上式可得稀溶液循环倍率 α 计算:

$$\alpha = \frac{x_G}{x_G - x_A} \tag{2}$$

式中: x_G —溴化锂浓溶液质量分数,%; x_A —溴化锂稀溶液质量分数,。

冷凝器热力与传热负荷计算:

假设由发生器进入冷凝器中的工质蒸汽温度等于发生过程开始与结束时溶液温度的平均温度,计算公式如下:

$$t_{\text{C}}^{\text{in}} = (t_5 + t_4)/2$$

(3)

式中: t_5 —发生器中发生过程开始时的温度,℃;
 t_4 —发生器溴化锂浓溶液出口温度,℃。

由此可求出单位质量工质蒸汽在冷凝器中的放热量为:

$$q_{\text{C}} = h_{\text{V}} - h_{\text{L}}$$

(4)

式中: h_{V} —发生器产生的工质蒸汽焓值, kJ/kg;
 h_{L} —工质蒸汽在冷凝器中凝结为饱和水的焓值, kJ/kg。

溶液换热器热力与传热负荷计算:

溶液换热器热回收率 η_{EX} :

$$\eta_{\text{EX}} = \frac{h_4 - h_8}{h_4 - h_6}$$

(5)

式中: h_8 —过溶液阀后溴化锂浓溶液焓值, kJ/kg;
 h_4 —发生器溴化锂浓溶液出口焓值, kJ/kg; h_6 —当溴化锂溶液浓度仍为 x_{C} , 压力为蒸发器压力时的溶液焓值, kJ/kg。

设溶液换热器的热回收率 η_{EX} 为 0.82, 通过式 (5) 得到:

$$h_8 = h_4 - \eta_{\text{EX}}(h_4 - h_6)$$

(6)

根据能量守恒, 溶液换热器中浓溶液放热量等于稀溶液吸热量, 故有:

$$\alpha(h_7 - h_2) = (\alpha - 1)(h_4 - h_8)$$

(7)

式中: h_7 —溴化锂稀溶液进入发生器前的焓值, kJ/kg; h_2 —吸收器出口溴化锂稀溶液焓值, kJ/kg。

在发生器产生单位质量工质蒸汽时, 溶液换热器内稀溶液与浓溶液换热量 q_{EX} 为:

$$q_{\text{EX}} = \alpha(h_7 - h_2)$$

(8)

吸收器热力与传热负荷计算:

根据吸收器的能量平衡, 单位质量工质蒸汽进入吸收器时, 吸收器对被加热工质放热量 q_{A} 为:

$$q_{\text{A}} = (\alpha - 1)h_8 + h_{\text{A}} - \alpha h_2$$

(9)

式中: h_{A} —进入吸收器的工质蒸汽焓值, kJ/kg。

根据发生器的能量平衡, 产生单位质量工质蒸汽时, 发生器从驱动热源吸收的热量 q_{G} 为:

$$q_{\text{G}} = (\alpha - 1)h_4 + h_{\text{V}} - \alpha h_7$$

(10)

蒸发器热力与传热负荷计算:

$$q_{\text{E}} = h_{\text{A}} - h_{\text{L}}$$

(11)

根据热泵系统能量守恒得到:

$$q_{\text{A}} + q_{\text{C}} = q_{\text{G}} + q_{\text{E}}$$

(12)

热泵制热性能系数 COP 计算公式:

$$\text{COP} = (q_{\text{G}} + q_{\text{E}})/q_{\text{G}}$$

(13)

2.2.2 溴化锂吸收式热泵 Ebsilon 模型

利用 EBSILON 仿真软件对溴化锂吸收式热泵建模, 如图 5 所示。

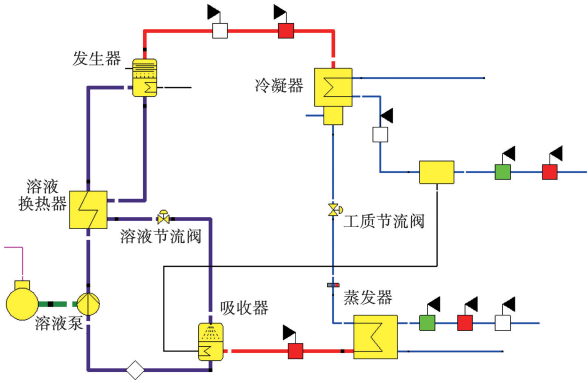


图 5 吸收式热泵 EBSILON 仿真模型

Fig. 5 EBSILON simulation model of absorption heat pump

为了验证热泵 EBSILON 模型的可靠性与准确度, 需要将该 EBSILON 模型设计工况下模拟仿真结果与数学模型进行结果对比。当两者误差小于 3% 时, 即可认为该热泵 EBSILON 仿真模型满足后续计算精度要求, 具有较高的可靠性。热泵 EBSILON 仿真模型与数学模型计算结果对比误差如表 3 所示。

表 3 热泵 EBSILON 仿真模型与数学模型计算结果

Tab. 3 Calculation results of EBSILON simulation model and mathematical model of heat pump

热泵参数	仿真模型	数学模型	误差/%
蒸发器换热负荷/kW	70 878.79	70 281.01	0.843
冷凝器换热负荷/kW	76 108.27	75 836.09	0.358
发生器换热负荷/kW	104 919.60	106 215.50	1.235
吸收器换热负荷/kW	98 471.88	100 634.50	2.196
溶液换热器换热负荷/kW	37 276.75	37 858.66	1.561
溴化锂稀溶液质量分数/%	0.568	0.570	0.352
溴化锂浓溶液质量分数/%	0.609	0.610	0.164
热泵性能系数 COP	1.664	1.661	0.150

由表 3 可知,热泵 EBSILON 模型与数学模型计算结果误差均小于 3%,说明热泵 EBSILON 仿真模型具有较高的可靠性,满足热泵后续变工况以及供热计算精确度要求。

3 系统热经济性分析方法

3.1 能量分析

使用机组发电热耗作为系统的评价指标^[13],计算公式如下:

$$q = \frac{Q}{P_e} = d \cdot (h_0 - h_{fw}) = \frac{3600}{\eta_e} \quad (14)$$

式中: q —机组发电热耗率, $\text{kJ}/(\text{kWh})$; Q —机组的热耗, kJ/h ; P_e —输出电功率, kW ; h_0 —主蒸汽的焓值, kJ/kg ; h_{fw} —给水的焓值, kJ/kg ; η_e —发电机效率, %。

3.2 焓分析

焓分析法依据焓平衡方程得来,主要用于评价能量系统的节能潜力^[14]。采用焓分析法对能量系统进行分析时,必须确定系统所处的环境状态。本研究以龟山 - 吉田体系作为基准系,环境温度 T_0 为 298.15 K ,环境压力 $p_0 = 0.1 \text{ MPa}$ ^[15-17]。单位质量的流动工质焓焓为:

$$e_x = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (15)$$

式中: e_x —流动工质的焓焓, MW ; h —工质在给定状态下的焓, kJ/kg ; s —工质在给定状态下的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; s_0 —环境状态下的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_0 —环境温度, K 。

在探究供热系统中各设备的焓损失时,需使用焓损失计算公式:

$$E_{x,d} = m(e_{x,in} - e_{x,out}) \quad (16)$$

式中: m —流动工质质量流量, kg/s ; $e_{x,in}$, $e_{x,out}$ —分别为系统输入比焓与输出比焓, MW 。

供热系统焓效率计算公式为:

$$\eta_x^e = (E_{x,e} + E_{x,h})/E_{x,in} \quad (17)$$

式中: η_x^e —系统焓效率, %; $E_{x,e}$, $E_{x,h}$ 和 $E_{x,in}$ —分别为供热系统输出的电能部分焓、输出的热能部分焓和输入系统的总焓, MW 。

4 结果分析

4.1 吸收式热泵参数变化对热泵 COP 及机组性能的影响

4.1.1 低温热源温度变化对热泵性能参数 COP 及机组发电量的影响

热泵低温热源来自厂内闭式循环冷却水,随着机组运行工况的变化,其温度在 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右波动。低温热源的进口温度对吸收式热泵性能具有较大的影响。在将热网水供水温度控制在 $120 \text{ }^\circ\text{C}$,并保持热网水流量及热网回水温度不变的情况下,进入热泵的低温热源温度在 $30 \sim 40 \text{ }^\circ\text{C}$ 之间。图 6 为低温热源进水温度对热泵 COP 及机组发电量的影响。

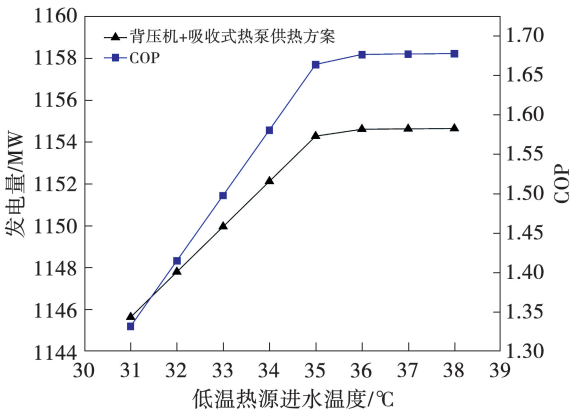


图 6 低温热源进水温度对热泵 COP 及机组发电量的影响

Fig. 6 Influence of inlet water temperature of low temperature heat source on COP of heat pump and power generation capacity of unit

从图 6 可知,随着进入热泵的低温热源温度逐渐升高,吸收式热泵性能参数 COP 也相应增大,高排抽汽供热方案与耦合吸收式热泵及小汽轮机供热方案(以下简称新供热方案)对应的机组发电量也随之增加。当低温热源进水温度增大到 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上时,热泵性能参数 COP 与机组发电量的增加速率降低,增幅趋于平缓。出现上述情况是由于当低温热源温度较低时,吸收式热泵从低温热源中提取的热量较少。随着低温热源进水温度升高,蒸发器内的蒸发压力提高,从低温热源中提取热量的能力逐渐增强,同时吸收器中溴化锂溶液质量分数随蒸发压力升高而降低,最终导致溴化锂稀溶液与浓溶液质

量分数差值变大,即放气范围增大,热泵的吸热能力提升,从而从低温热源提取的热量逐渐增加,因此热泵性能参数 COP 随之增大。对于整个机组而言,在供热量保持不变的情况下,热泵从低温热源中提取的热量逐渐增加,机组所提供的供热蒸汽量相应减小,因此机组发电量逐渐增加。当低温热源进水温度达到热泵设计工况温度 35 ℃ 时,在保证低温热源进水流量不变的前提下,热泵从低温热源所能提供的热量接近最大值,同时,由于低温热源进水温度与蒸发器中循环工质的温差逐渐缩小,换热效果随之降低,因此会出现热泵性能参数 COP 及机组发电量在低温热源进水温度达到 35 ℃ 后变化趋于平缓的现象。由此可见,对于采用耦合吸收式热泵的供热机组而言,为了提升吸收式热泵的性能,并改善机组热经济性,可以适当选取更高温度的低温热源。

4.1.2 热网回水温度对吸收式热泵 COP 及机组发电量的影响

在实际供暖期间,热网回水温度并非保持恒定,而是随室外环境变化而变化。这种变化对吸收式热泵及机组性能均产生影响。本文将热网水供热温度固定设为 120 ℃,热网水流量保持不变,使热网回水温度设定在 30 ~ 37 ℃ 范围内变化。通过改变供热回水温度来探究热网回水温度对热泵性能及机组发电量的影响,如图 7 所示。从图 7 可以看出,随着热网回水温度的逐渐增加,热泵性能参数 COP 逐渐降低,从 1.72 降低至 1.63;供热方案机组发电量则逐渐增加,增幅为 10.42 MW。根据吸收式热泵的工作原理,热网回水温度对吸收器出口溴化锂稀溶液温度和浓度影响较大。热网回水温度增加会导致吸收器中溴化锂稀溶液浓度升高,从而降低溴化锂稀溶液与浓溶液浓度差,放气范围减小,从而造成热泵性能衰减,性能参数 COP 逐渐降低。另外,随着热网回水温度逐渐增加,与吸收器中溴化锂溶液的换热温差逐渐减小,吸收器热负荷相应降低,吸收器加热热网水效果变差,进而也会导致热泵 COP 逐渐降低。对于机组发电量而言,由于热网供水温度及热网水流量保持不变,回水温度逐渐增加,这意味着当热网供热温度不变时,机组用于供热的抽汽量减少,因此机组发电量随之增加。

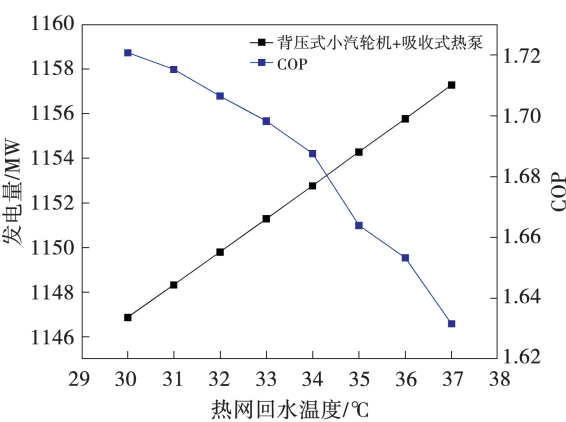


图 7 热网回水温度对热泵 COP 及机组发电量的影响
Fig. 7 Influence of return water temperature of heating network on COP of heat pump and power generation capacity of unit

4.2 机组变工况分析

4.2.1 相同供热量时两种供热系统不同工况机组发电量比较

图 8 为两种供热系统不同工况下机组发电量的比较。图 8 中,(a)、(b)和(c)3 图分别对应案例机组在 100% THA、90% THA 和 75% THA 工况下,高排抽汽供热方案与新供热方案在相同供热量下机组的发电量。以设计供热负荷 500 MW 为例,100% THA 工况下,高排抽汽供热方案发电量为 1 133.28 MW,新供热方案发电量为 1 168.61 MW。从上图看出,相较于高排抽汽供热方案,发电量增加了 35.33 MW,占比为 3.12%。90% THA 工况,高排抽汽供热方案发电量为 1 007.14 MW,新供热方案发电量为 1 036.64 MW,相较于高排抽汽供热方案发电量增加 29.5 MW,占比为 2.93%。75% THA 工况下,高排抽汽供热方案发电量为 817.36 MW,新供热方案发电量为 869.02 MW,相较于高排抽汽供热方案发电量增加了 51.66 MW,占比为 6.32%。随着供热量的增加,新供热方案发电量始终大于高排抽汽供热方案。这是由于二回路机组低压缸次末级排汽部分热量及厂内闭式循环冷却水的热量被回收用于供热,在相同供热负荷下,新供热方案机组用于供热的抽汽量小于高排抽汽供热方案供热抽汽量,使更多的蒸汽用于机组发电,同时供热方案又在背压机设备中利用供热蒸汽余压额外发电,故新具有更高的发电量。

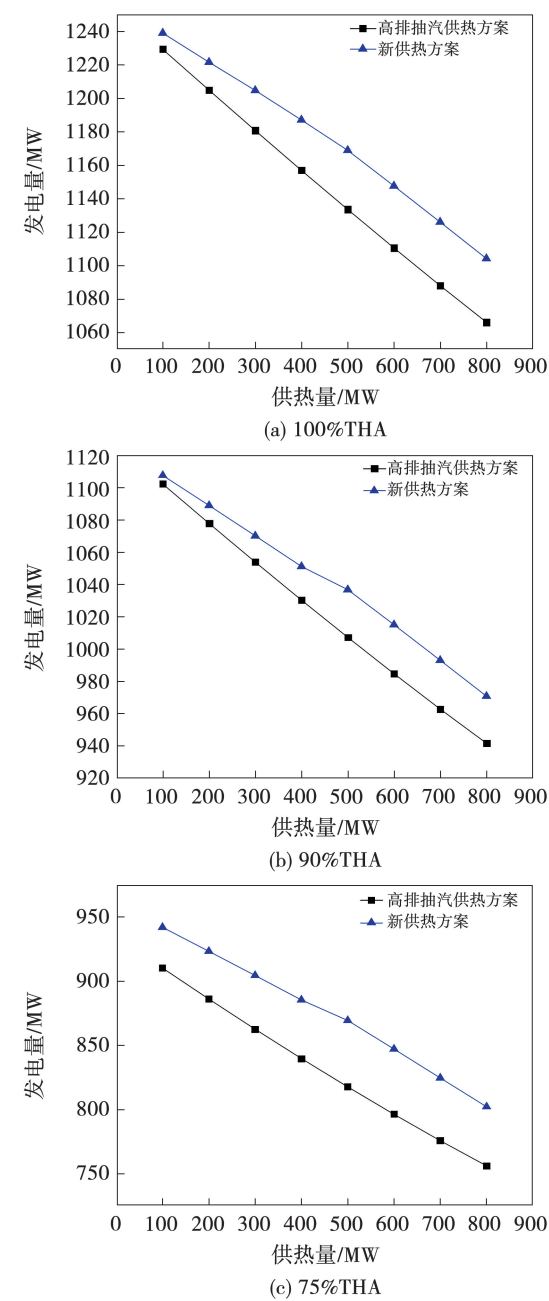


图 8 两种供热方案不同工况下机组发电量的比较

Fig. 8 Comparison of power generation capacity of unit under different working conditions in two heating schemes

4.2.2 相同供热量时两种供热系统不同工况下机组发电热耗比较

图 9 为新供热方案在核电机组不同工况下的结果与高排抽汽供热方案在相同供热量下机组发电热耗的比较图。图 9 中分别对应案例机组在 100% THA, 90% THA, 75% THA 工况下新型供热方案与高排抽汽供热方案相同供热量下机组发电热耗。图

10 为新供热方案在 3 种工况下不同供热量时对应的发电热耗。

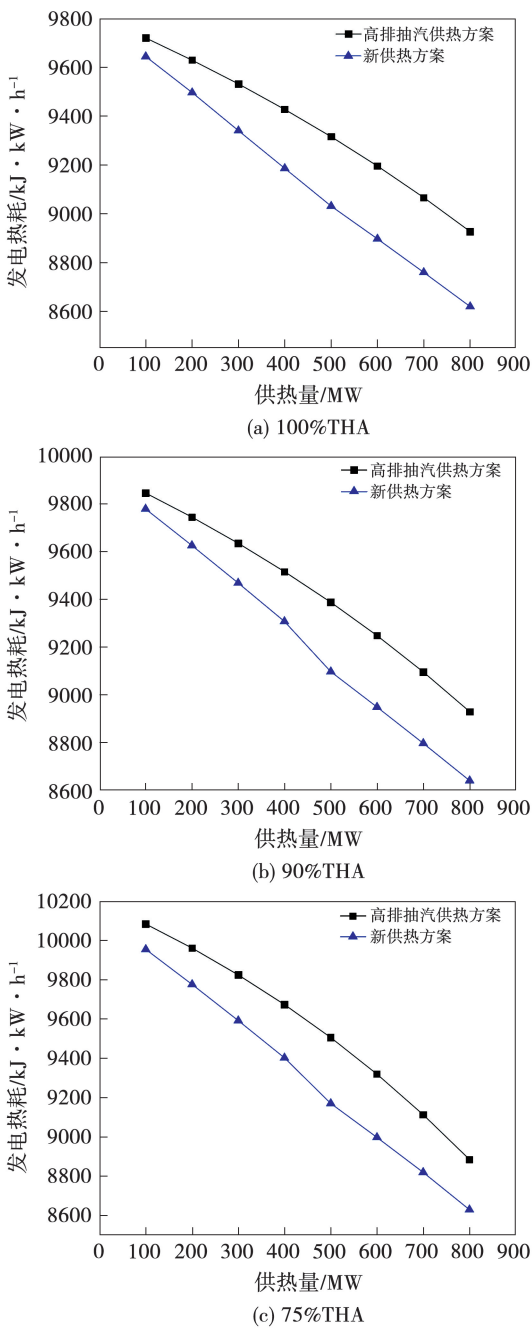


图 9 两种供热方案下热负荷对机组发电热耗的影响

Fig. 9 Influences of heat load on power generation heat consumption rate of unit in two heating schemes

从图 9 中能够看出,在不同工况下,新型供热系统与高排抽汽供热系统的发电热耗均随机组供热量的增加而减小,且新型供热系统发电热耗均小于高排抽汽供热系统。机组供热量从 100 MW 逐渐增加至 800 MW, 100% THA 工况下,新供热方案与高

排抽汽供热方案相比发电热耗差最大值为 231.05 MW/(kW·h),降低了 2.48%,最小差值为 69.268 MW/(kW·h),降低了 0.71%;90% THA 工况下,新供热方案与高排抽汽供热方案相比发电热耗最大差值为 236.73 MW/(kW·h),降低了 2.52%,最小差值为 63.107 MW/(kW·h),降低了 0.64%;75% THA 工况下,新供热方案与高排抽汽供热方案相比发电热耗最大差值为 278.60 MW/(kW·h),降低了 2.93%,最小差值为 119.44 MW/(kW·h),降低了 1.34%。3 种工况新供热方案平均发电热耗与高排抽汽供热方案相比分别降低了 1.9%,1.71% 和 2.02%。结果表明,新型供热系统在 3 种工况下发电热耗均随供热量的增加而降低,且工况越低,机组发电热耗越高,但随着机组供热量的增加,3 种工况下新型供热系统发电热耗差距逐渐缩小。

4.3 烟分析方法

对两种核能供热方案进行烟分析,能够更加清晰深入的展示系统的节能降耗的潜力。图 10 和图 11 分别为高排抽汽供热方案和新供热方案下的过程烟流图。

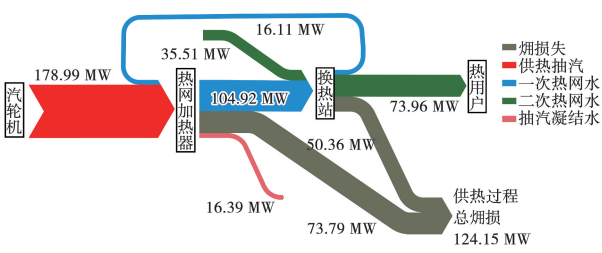


图 10 高排抽汽供热方案烟流图

Fig. 10 Exergy flow diagram of high-extraction steam heating scheme

由图 10 可知,高排抽汽供热方案供热过程烟损最大,达到 124.15 MW,烟效率最低,为 42.12%。高排抽汽供热烟损主要分为两部分,一部分为供热蒸汽与一次热网水在热网换热器中的换热过程,其烟损为 73.79 MW,占比为 59.4%,这部分烟损主要是由于供热蒸汽压力较高,与热网回水温差较大,与冷流热网回水能级不匹配造成的不可逆热损失;另一部分烟损同样是由于一次热网水与二次热网水换热温差过大造成的不可逆热损失。图 11 中新供热方案相对于高排抽汽供热方案,烟损为 84.24 MW,烟效率为 57.12%,烟损减少 39.91 MW,烟效率提升了 15%。

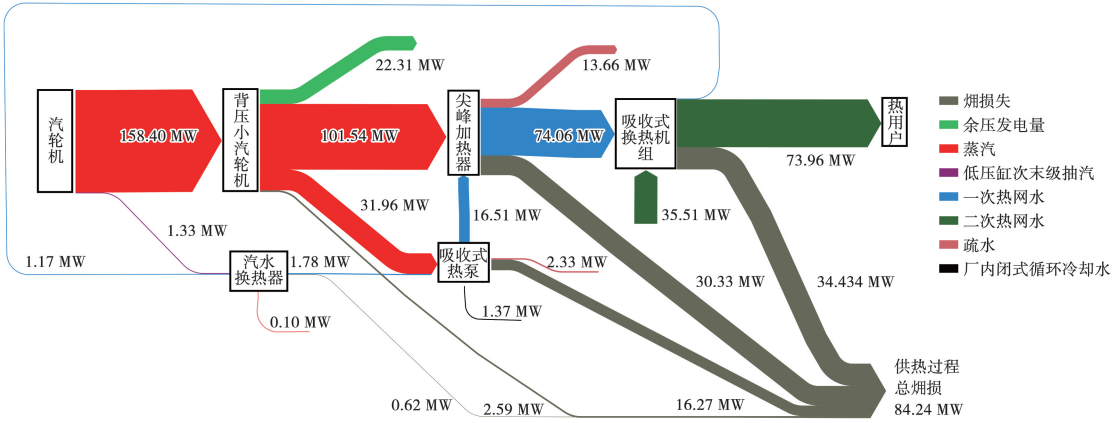


图 11 新供热方案烟流图

Fig. 11 Exergy flow diagram in new heating scheme

5 结 论

(1) 热网回水温度以及低温热源温度变化都会对热泵 COP 和机组发电量造成影响。吸收式热泵低温热源进水温度升高,导致热泵性能参数 COP 和机组发电量逐渐增加。但当吸收式热泵低温热源进水温度达到设计温度 35℃后,热泵 COP 和机组发

电量升幅较小。因此,为了使增设吸收式热泵的供热系统能够达到更好的节能效果,在吸收式热泵选型的过程中,应充分考虑低温热源温度的影响。对于热网回水温度而言,在热网水流量及热网水供热温度保持不变的情况下,热网回水温度升高,吸收式热泵 COP 逐渐减小,机组发电量逐渐增加。

(2) 100% THA, 90% THA 及 75% THA 3 种工况下,相同供热量时,新型供热系统发电热耗和供热抽汽量均低于高排抽汽供热系统。机组供热量从 100 MW 逐渐增加至 800 MW 时,3 种工况下新型供热系统发电热耗比高排抽汽供热系统分别降低了 231.05,236.73 和 278.6 MW/(kW·h),占比为 2.48%,2.52% 和 2.93%。

参考文献:

[1] 林学忠,葛政法,吴元柱. 核电机组供热安全性分析[J]. 节能技术,2017,35(4):355-357,366.
LIN Xuezhong, GE Zhengfa, WU Yuanzhu. Preliminary analysis of the safety of nuclear power plants for district heating[J]. Energy Conservation Technology, 2017, 35(4): 355-357, 366.

[2] 罗再青. 核供热及其安全问题[J]. 国外核新闻, 1981(9): 16-17.
LUO Zaiqing. Nuclear heating and its safety issues[J]. Foreign Nuclear News, 1981(9): 16-17.

[3] 顾先青, 庄亚平, 张真, 等. AP1000 核电厂核能供热系统热工建模及瞬态分析[J]. 区域供热, 2023(5): 65-72.
GU Xianqing, ZHUANG Yaping, ZHANG Zhen, et al. Thermal modeling and transient simulation analysis of nuclear energy heating system in AP1000 nuclear power plant[J]. District Heating, 2023(5): 65-72.

[4] GHAZAI S H, SADEGHI K, CHEBAC R, et al. On the use of advanced nuclear cogeneration plant integrated into latent heat storage for district heating[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022, 50: 101838.

[5] 武心壮, 夏栓. AP1000 核电机组抽汽供热经济性分析[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(6): 475-477.
WU Xinzhuan, XIA Shuan. Thermo-economic analysis for extraction heat supply of AP1000 nuclear power plant unit[J]. Turbine Technology, 2020, 62(6): 475-477.

[6] 潘宏刚, 张益宁, 孟昭发, 等. 核电厂区供热与发电量变化仿真分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(10): 297-302.
PAN Honggang, ZHANG Yining, MENG Zhaofa, et al. Simulation analysis of electricity output changes of nuclear power plant caused by plant area heating[J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2023, 37(10): 297-302.

[7] 周正道, 华志刚, 包伟伟, 等. AP1000 核电机组供热方案研究及分析[J]. 热力发电, 2019, 48(12): 92-97.
ZHOU Zhengdao, HUA Zhigang, BAO Weiwei, et al. Study on heat supply scheme for AP1000 nuclear steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(12): 92-97.

[8] 周涛, 张明, 张蕾, 等. 中国核电汽轮机的参数及其发展趋势研究[J]. 中国电机(技术版), 2012(2): 43-47.

ZHOU Tao, ZHANG Ming, ZHANG Lei, et al. Study on the nuclear turbine parameters and development tendency[J]. China Electric Power(Technology Edition), 2012(2): 43-47.

[9] 成岭, 张婧, 金璐, 等. LiBr-H₂O 吸收式热泵的热力学分析[J]. 制冷学报, 2019, 40(1): 128-134.
CHENG Ling, ZHANG Jing, JIN Lu, et al. Thermodynamic analysis of LiBr-H₂O absorption heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(1): 128-134.

[10] 彭烁, 周贤, 王保民. 第二类吸收式热泵模拟研究[J]. 动力工程学报, 2017, 37(4): 329-334.
PENG Shuo, ZHOU Xian, WANG Baomin. Simulation study of an absorption heat transformer[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(4): 329-334.

[11] 郭中旭, 戈志华, 赵世飞, 等. 耦合吸收式热泵机组变工况分析[J]. 热能动力工程, 2018, 33(2): 25-32.
GUO Zhongxu, GE Zhihua, ZHAO Shifei, et al. Analysis of the off-design operation conditions of a coupled absorption type heat pump unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(2): 25-32.

[12] 陈东. 热泵技术手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2018.
CHEN Dong. Heat pump technology handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2018.

[13] 李蔚, 杨存辉, 吴国林, 等. 热电联产机组耦合吸收式热泵运行特性的研究[J]. 动力工程学报, 2023, 43(7): 951-958.
LI Wei, YANG Cunhui, WU Guolin, et al. Research on operating characteristics of coupled absorption heat pump cogeneration units[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2023, 43(7): 951-958.

[14] 康家豪. 核电机组常规岛性能诊断与供热研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2022.
KANG Jiahao. Performance diagnosis and heat supply research of conventional island of nuclear power plant[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2022.

[15] 周家辉, 邓庚庚, 汪茹康, 等. 配置吸收式热泵的余压梯级利用供热系统优化设计[J]. 动力工程学报, 2023, 43(2): 165-173.
ZHOU Jiahui, DENG Gengeng, WANG Rukang, et al. Optimal design of residual pressure cascade utilization heat supply system with absorption heat pump[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2023, 43(2): 165-173.

[16] 傅秦生编著. 热工基础[M]. 西安交通大学出版社, 2005.
FU Qinsheng. Fundamentals of thermal engineering[M]. Xi'an Jiaotong University Press, 2005.

[17] 梁甜. 燃气-蒸汽联合循环的热经济性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2020.
LIANG Tian. Thermoeconomic performance analysis of gas-steam combined cycle[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020.