文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09
doi:10.12465/issn.0253-4339.20250613001

热水长输供蒸汽吸收-压缩耦合高温热泵性能研究

黄国华[1,2] 江 亿[1] 李亚南[2] 赵金姊[2] 谢晓云[1]

(1 清华大学建筑节能研究中心 北京 100084; 2 同方节能工程技术有限公司 北京 100083)

摘 要 针对热电联产热水长输末端高效制蒸汽应用场景,本文将吸收式换热器与高温蒸汽热泵相结合,提出了一种新型吸收-压缩耦合高温热泵循环系统,建立了系统热力学模型,分析了一次网供水温度、微压蒸汽温度、蒸汽供给温度等参数对耦合高温热泵性能的影响。结果表明:一次网供水温度越高,吸收式换热器提升温度的能力越大,耦合系统COP越大,单位蒸汽耗电量越小。随着微压蒸汽的温度由75 ℃增至100 ℃,耦合系统COP先增大后减小,单位蒸汽耗电量先减小后增大。当微压蒸汽温度为80 ℃时,耦合系统COP为最大值2.6,单位蒸汽耗电量为最小值285.3 kW·h/(t/h)。随着蒸汽供应温度的升高,耦合系统COP单调减小,单位蒸汽耗电量单调升高。当蒸汽供给温度由100 ℃升至200 ℃时,耦合系统COP由4.3降至2.3,单位蒸汽耗电量由166.2 kW·h/(t/h)升至316.0 kW·h/(t/h)。

关键词 高温蒸汽热泵;吸收-压缩耦合;热水长输;末端蒸汽制备;大温差
中图分类号: TB657.5;TK123 **文献标识码**: A

Performance of Coupled High-Temperature Heat Pump with Steam Supply Through Long-Distance Hot-Water Pipeline

Huang Guohua[1,2] Jiang Yi[1] Li Yanan[2] Zhao Jinzi[2] Xie Xiaoyun[1]

(1. Building Energy Research Center, Tsinghua University, Beijing, 100084, China; 2. Tongfang Energy Saving Engineering Technology Co., Ltd., Beijing, 100083, China)

Abstract To achieve efficient steam generation at the end of long-distance hot-water transmission in cogeneration systems, this study combines an absorption heat exchanger with a high-temperature steam heat pump and proposes a novel absorption-compression-coupled high-temperature heat-pump cycle system. A thermodynamic model of the system is established, and the effects of parameters, such as the supply-water temperature of the primary network, the micro-pressure steam temperature, and the steam-supply temperature, on the performance of the coupled high-temperature heat pump are analyzed. The results show that the higher the supply-water temperature of the primary network, the greater is the temperature-increasing capacity of the absorption heat exchanger, the larger is the COP (coefficient of performance) of the coupled system, and the smaller is the unit steam consumption. As the temperature of the micro-pressure steam increases from 75 ℃ to 100 ℃, the COP of the coupled system first increases and then decreases, whereas the unit steam consumption first decreases and then increases. When the temperature of the micro-pressure steam is 80 ℃, the COP of the coupled system reaches a maximum value of 2.6, and the unit steam consumption records a minimum value of 285.3 kW·h/(t/h). As the steam-supply temperature increases, the COP of the coupled system decreases monotonically, while the unit steam consumption increases monotonically. When the steam-supply temperature increases from 100 ℃ to 200 ℃, the COP of the coupled system decreases from 4.3 to 2.3 while the unit steam consumption increases from 166.2 to 316.0 kW·h/(t/h).

Keywords high-temperature steam heat pump; absorption-compression coupling; long-distance transportation of hot water; terminal steam preparation; large temperature difference

热能是主要的能源利用方式,占全球能源消耗的50%[1]。在我国,工业为能源消耗的主要部门,约占一次能源使用量的70%[2]。其中,工业蒸汽为重要的热能形式,被广泛应用于化工、制药、纺织印染、食品加工等行业。2021年,我国工业蒸汽消费量约为47 682万GJ,随着我国市场经济的发展,工业企业对蒸汽的需求也将不断攀升。因此,在“双碳”目标下,寻求高效节能的蒸汽供应方式势在必行。热电联产

基金项目:国家重点研发计划(2024YFC3810002)资助项目。(The project was supported by the National Key Research and Development Program of China (No. 2024YFC3810002).)

收稿日期:2025-06-13;修回日期:2025-08-18;录用日期:2025-08-19

集中供热，可以有效利用发电蒸汽，向周边工业企业进行集中供热，通过电厂集中热源供应站取代分散企业工业小锅炉，可大幅提高能源综合利用率；同时，可与新能源电厂结合，有效减少碳排放，是优选的蒸汽供应方式之一。

目前，热电联产集中蒸汽供应系统主要由热源、供热管网及热用户组成。其中，供热管网作为热量输送环节，其规格参数、铺设方式等直接影响蒸汽的供应品质和供热范围。为了提高蒸汽的供应品质，扩大蒸汽的供热范围，现有文献针对管道的保温、压降、温降、热应力补偿等进行了相应的优化研究[3-7]。但长输蒸汽的覆盖范围仍然有限，现有案例的输送距离不超过30 km，限制了热电联产集中蒸汽供应的应用。同时，现有热电联产长输供热水技术非常成熟，尤其在吸收式换热概念提出后[8-9]，基于吸收式循环的热电联产集中供热系统可实现电厂余热高效利用和热水长距离经济输送（可达100 km以上）。因此，本文提出热水长输制蒸汽方案，采用现有的热电联产管网进行热水输送，在用户末端进行蒸汽制备，可有效提高热电联产蒸汽供应的覆盖范围，但如何实现末端的蒸汽制备仍需进行论证。

现有吸收式循环的热电联产集中供热系统在热力站端采用第一类吸收式热泵对二次网水进行加热实现供暖[10-11]，国内外学者针对吸收式换热技术进行了各方面的研究。谢晓云等[12-13]给出了理想溶液和真实溶液下吸收式热泵的理想过程模型，定义了温度提升系数，描述了吸收式热泵的能量变换本质。Yi Yuhao等[14-15]理论分析了吸收式换热体系的能量平衡关系，进一步完善了能量分析方法，并整合了吸收式热泵系统中可优化的环节，提出了优化原则，进行了优化，优化后的系统传热效率提高8.5%。D. S. Ayou等[16]对吸收式热泵的制热和制冷2种运行方式进行了动态建模及仿真，结果表明，采用吸收式热泵系统比传统冷热系统的一次能源消耗减少了30%。

通过学者们的研究，有效提高了吸收式热泵的性能，但第一类吸收式热泵的温升有限，无法实现蒸汽供应。第二类吸收式热泵可以实现较大温升，但性能系数（coefficient of performance，COP）较低。因此，为提高吸收式热泵的工作温度范围和系统性能，国内外学者提出了各种吸收-压缩耦合系统。姜迎春等[17]提出的吸收-压缩复合热泵系统将热压缩与机械压缩相结合，利用烟气余热进行工艺蒸汽制备。安美燕等[18]利用Aspen Plus建立了大温升型和高温输出型2种吸收-压缩耦合热泵循环模型，并与压缩式循环进行对比，耦合热泵系统的循环性能更优。Gao Jintong等[19]提出的吸收-压缩热泵系统将压缩系统的冷凝器与吸收式的发生器和蒸发器结合，结果表明，在废热温度为45 ℃时可以实现55 ℃的温升，COP为2.15。Sun Dahan等[20]提出的吸收-压缩耦合系统利用压缩式系统作为低温级为吸收式系统提供热量，研究了影响系统性能的关键因素，结果表明，该系统比单效吸收式热泵系统更节能。孙健等[21-22]提出一种吸收-压缩耦合超高温空气源热泵系统，可以利用120 ℃余热和空气热量进行160 ℃热水供应，结果表明，该系统在环境温度为30 ℃，制热水温度为130 ℃时，COP为1.6。随后又提出一种新型耦合系统，将压缩式作为高温级，第二类吸收式热泵作为低温级，实现余热温度为90 ℃时115 ℃热水供应，系统COP为2.33。

综上所述，现有多种吸收-压缩耦合热泵的循环方式，但并不适用于热电联产热水长输末端高效制蒸汽场景。因此，本文将吸收式换热器与压缩式热泵相结合，提出一种新型吸收-压缩耦合高温热泵循环系统[23-24]，建立系统的热力学模型，分析一次网供回水温度、微压蒸汽温度、蒸汽供给温度对热泵性能的影响。通过本文研究，可为热电联产热水长输供蒸汽耦合热泵系统开发和推广应用提供研究基础，并有助于提高热电联产蒸汽供应的覆盖范围，提高能源利用效率。

1 系统介绍

本文提出的吸收-压缩耦合高温蒸汽热泵系统原理如图1所示，吸收式换热器和高温蒸汽热泵深度结合，吸收式换热器由长输热水驱动，产生的热量作为蒸汽热泵的热源，蒸汽热泵的制冷剂回路与吸收式真空回路直接换热，实现热量的传递。高温蒸汽热泵采用蒸汽发生器直接产生微压蒸汽，避免了闪蒸过程的压力损失。水蒸气压缩机可将微压蒸汽提升为高压蒸汽，满足用户对蒸汽的品位需求。

该系统可充分利用供热管网输送能力，实现驱动能源的梯级利用，在末端制备蒸汽，可消除蒸汽直接输送过程的能量损耗，扩大集中式蒸汽供应的输送距离，同时可实现精准供汽，为蒸汽长输供能提供了一种新型解决方案。

该系统的具体循环流程如图2所示，系统由大温差蒸发器单元和高温提升单元组成。大温差蒸发器单元采用吸收式换热器为高温提升单元提供热源，高温提升单元采用压缩式热泵循环进行蒸汽制备，通过该耦合系统可有效提高系统综合性能。工作过程如下：

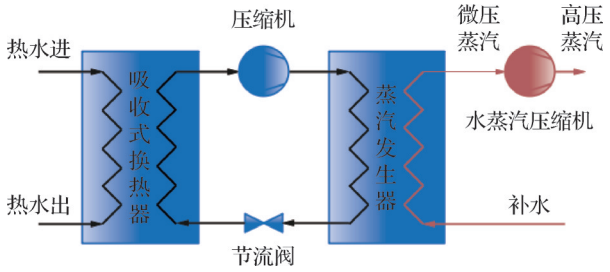

图1 吸收-压缩耦合高温蒸汽热泵系统原理

Fig.1 Principle of the absorption-compression coupled high-temperature steam heat pump system

热电联产的长输一次网出水作为驱动热依次通过大温差蒸发器单元的发生器、板换、蒸发器换热降温后回水。吸收器中，溴化锂浓溶液吸收蒸发器中产生的低压水蒸气，形成溴化锂稀溶液，经溶液泵升压后经溶液交换器加热进入发生器。在发生器中溴化锂稀溶液吸收一次网水热量变成溴化锂浓溶液，经溶液热交换器放热后进入吸收器，进入下一次循环；稀溶液在发生器中变浓时析出的水蒸气进入冷凝器放热为液态水并经膨胀阀降压后进入蒸发器，在蒸发器中吸收热量，变为低压水蒸气，进入吸收器，开始下一次循环。

高温提升单元循环分为2路，一路以大温差蒸发器单元的吸收器、冷凝器为蒸发器（回路1），一路以板换为蒸发器（回路2）。循环制冷剂吸收吸收器、冷凝器、板换中的热量后经压缩机压缩为高压高温气态进入蒸汽蒸发器对水加热，经预热器、经济器进一步放热后进入膨胀阀节流降压，进入蒸发吸热过程。

补水经过预热器预热后进入蒸汽发生器吸热蒸发为微压蒸汽（≤130 ℃），后经水蒸气压缩机压缩为高压蒸汽，从而制备高品质工业蒸汽。

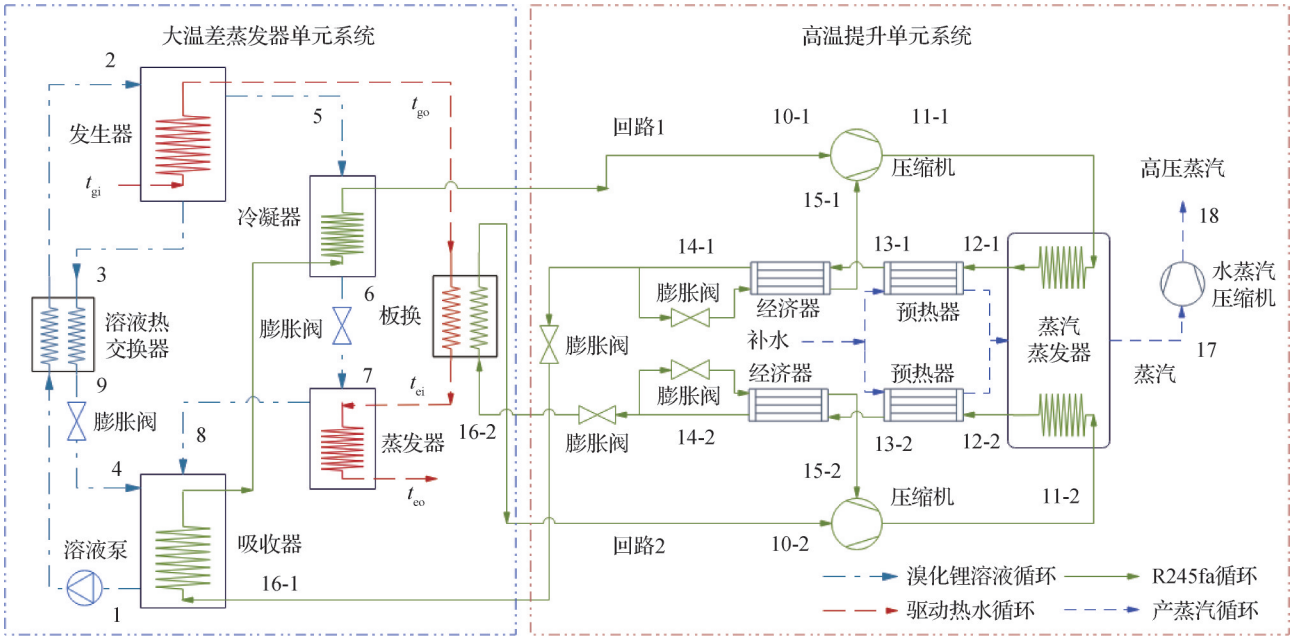

图2 吸收-压缩耦合高温蒸汽热泵系统流程图

Fig.2 Flowchart of the absorption-compression coupled high-temperature steam heat pump system

2 耦合高温热泵热力学模型

2.1 假设

本研究基于能量守恒与质量守恒对耦合热泵系统进行热力学稳态模型建立，采用EES（engineering equation solver）软件对系统热力学方程进行求解。为方便求解并保证模型准确性，作如下假设：

1）蒸发器、冷凝器中的换热为等压过程，忽略蒸发与冷凝过程中压降的影响[25]；

2）节流阀及溶液泵前后焓相等；

3）忽略工质在换热过程及管道流动过程中的热损失[26]；

4）R245fa压缩机的等熵效率取0.7，水蒸气压缩机的等熵效率取0.7。

2.2 热力学模型

系统循环中各部件热力学稳态模型如下：

大温差蒸发器单元发生器模型：

$$q_{m,3}\xi_g = q_{m,2}\xi_a \tag{1}$$

$$q_{m,2} = q_{m,3} + q_{m,5} \tag{2}$$

$$Q_g = q_{m,2}h_2 - q_{m,3}h_3 - q_{m,5}h_5 = c_p q_{m1,w}(t_{gi} - t_{go}) \tag{3}$$

式中：$q_{m,2}$为稀溶液质量流量，kg/s；$q_{m,3}$为浓溶液质量流量，kg/s；$q_{m,5}$为水蒸气质量流量，kg/s；$q_{m1,w}$为一次

网水质量流量，kg/s；ξ_g为浓溶液质量分数，%；ξ_a为稀溶液质量分数，%；Q_g为发生器热负荷，kW；c_p为一次网水比定压热容，kJ/(kg·℃)；h_2为稀溶液进发生器比焓，kJ/kg；h_3为浓溶液出发生器比焓，kJ/kg；h_5为制冷剂水蒸气出发生器比焓，kJ/kg；t_{gi}为一次网水进发生器温度，℃；t_{go}为一次网水出发生器温度，℃。

大温差蒸发器单元吸收器模型：

$$q_{m,4}\xi_g = q_{m,1}\xi_a \tag{4}$$

$$q_{m,1} = q_{m,4} + q_{m,8} \tag{5}$$

$$Q_a = q_{m,4}h_4 - q_{m,1}h_1 + q_{m,8}h_8 = q_{mr1,1}(h_{r,ao} - h_{r,ai}) \tag{6}$$

$$q_{m,1} = q_{m,2} \tag{7}$$

$$q_{m,3} = q_{m,4} \tag{8}$$

式中：$q_{m,1}$为溴化锂稀溶液质量流量，kg/s；$q_{m,4}$为溴化锂浓溶液质量流量，kg/s；$q_{m,8}$为制冷剂水蒸气质量流量，kg/s；$q_{mr1,1}$为制冷剂（R245fa）回路1低压侧质量流量，kg/s；Q_a为吸收器热负荷，kW；h_4为浓溶液进吸收器比焓，kJ/kg；h_1为稀溶液出吸收器比焓，kJ/kg；h_8为制冷剂水蒸气进吸收器比焓，kJ/kg；$h_{r,ai}$为制冷剂进吸收器比焓，kJ/kg；$h_{r,ao}$为制冷剂出吸收器比焓，kJ/kg。

大温差蒸发器单元蒸发器模型：

$$Q_e = q_{m,8}h_8 - q_{m,7}h_7 = c_p q_{m1,w}(t_{ei} - t_{eo}) \tag{9}$$

式中：$q_{m,7}$为制冷剂水蒸气质量流量，kg/s；h_7为制冷剂水蒸气进蒸发器比焓，kJ/kg；Q_e为蒸发器热负荷，kW；t_{ei}为一次网水进蒸发器温度，℃；t_{eo}为一次网水出蒸发器温度，℃。

大温差蒸发器单元冷凝器模型：

$$Q_c = q_{m,5}h_5 - q_{m,6}h_6 = q_{mr1,1}(h_{r,co} - h_{r,ao}) \tag{10}$$

$$q_{m,5} = q_{m,6} = q_{m,7} = q_{m,8} \tag{11}$$

式中：Q_c为冷凝器热负荷，kW；$h_{r,co}$为制冷剂出冷凝器温度，℃。

大温差蒸发器单元板换模型：

$$Q_{ex} = c_p q_{m1,w}(t_{go} - t_{ei}) = q_{mr2,1}(h_{r,exo} - h_{r,exi}) \tag{12}$$

式中：Q_{ex}为板换热负荷，kW；$q_{mr2,1}$为制冷剂（R245fa）回路2低压侧质量流量，kg/s；$h_{r,exo}$为制冷剂出板换比焓，kJ/kg；$h_{r,exi}$为制冷剂进板换比焓，kJ/kg。

大温差蒸发器单元溶液换热器模型：

$$Q_{ex,y} = q_{m,2}(h_3 - h_9) = q_{m,1}(h_2 - h_1) \tag{13}$$

式中：h_9为浓溶液出溶液热交换器的比焓，kJ/kg。

高温提升单元制冷剂压缩机功耗。

系统增加了补气增焓回路，补气比为补气制冷剂质量流量与低压侧制冷剂质量流量之比：

$$a = q_{mrj,a}/q_{mrj,1} \tag{14}$$

高压侧制冷剂质量流量：

$$q_{mrj,h} = q_{mrj,a} + q_{mrj,1} \tag{15}$$

压缩机功耗：

$$P_{rj} = q_{mrj,1}(h_m - h_{comr,i}) + q_{mrj,h}(h_{comr,o} - h_{mix}) \tag{16}$$

式中：j=1，2，分别表示高温提升单元制冷剂循环回路1和回路2；P_{rj}为制冷剂压缩机功耗，kW；h_m为制冷剂压缩至补气压力时比焓，kJ/kg；$h_{comr,i}$为压缩机进口制冷剂比焓，kJ/kg；$h_{comr,o}$为压缩机出口制冷剂比焓，kJ/kg；h_{mix}为补气后压缩机内制冷剂混合比焓，kJ/kg。

高温提升单元水蒸气压缩机功耗：

$$P_s = q_{ms}(h_{coms,o} - h_{coms,i}) \tag{17}$$

式中：P_s为水蒸气压缩机功耗，kW；q_{ms}为水蒸气质量流量，kg/s；$h_{coms,o}$为压缩机出口水蒸气比焓，kJ/kg；$h_{coms,i}$为压缩机进口水蒸气比焓，kJ/kg。

高温提升单元经济器换热模型：

$$Q_{bj} = q_{mrj,h}(h_{bj,zi} - h_{bj,zo}) = q_{mrj,a}(h_{bj,fo} - h_{bj,fi}) \tag{18}$$

式中：Q_{bj}为经济器换热负荷，kW；$h_{bj,zi}$为经济器主路制冷剂进口比焓，kJ/kg；$h_{bj,zo}$为经济器主路制冷剂出口比焓，kJ/kg；$h_{bj,fo}$为经济器辅路制冷剂出口比焓，kJ/kg；$h_{bj,fi}$为经济器辅路制冷剂进口比焓，kJ/kg。

高温提升单元预热器换热模型：

$$Q_{bwj} = q_{mrj}(h_{yj,ri} - h_{yj,ro}) = q_{ms,j}(h_{yj,wo} - h_{yj,wi}) \tag{19}$$

式中：Q_{bwj}为预热器换热负荷，kW；$h_{yj,ri}$为预热器制冷剂进口比焓，kJ/kg；$h_{yj,ro}$为预热器制冷剂出口比焓，kJ/kg；$h_{yj,wo}$为预热器补水出口比焓，kJ/kg；$h_{yj,wi}$为预热器补水进口比焓，kJ/kg。

高温提升单元蒸汽蒸发器换热模型：

$$\begin{aligned} Q_s &= \sum\nolimits_{j=1,2} q_{mrj}(h_{sj,ri} - h_{sj,ro}) \\ &= \sum\nolimits_{j=1,2} q_{ms,j}(h_{sj,so} - h_{yj,wo}) \end{aligned} \tag{20}$$

式中：Q_s为蒸汽蒸发器换热负荷，kW；$h_{sj,ri}$为蒸汽蒸发器制冷剂进口比焓，kJ/kg；$h_{sj,ro}$为蒸汽蒸发器制冷剂出口比焓，kJ/kg；$h_{sj,so}$为蒸汽蒸发器出口水蒸气比焓，kJ/kg。

2.3 系统性能评价指标

单位蒸汽耗电量：

$$w_s = (W_{r1} + W_{r2} + W_s)/q_{msh} \tag{21}$$

式中：w_s为单位蒸汽耗电量，kW·h/(t/h)；W_{r1}和W_{r2}分别为回路一和回路二制冷剂压缩机耗电量，kW·h；W_s为水蒸气压缩机耗电量，kW·h；q_{msh}为水蒸气流量，t/h。

耦合热泵系统COP：

$$\mathrm{COP} = Q_s/(P_{r1} + P_{r2} + P_s) \tag{22}$$

吸收式换热器温度提升系数：

$$\phi = (T_a - T_e)/(T_g - T_c) \tag{23}$$

式中：T_a为吸收温度，℃；T_e为蒸发温度，℃；T_g为发生温度，℃；T_c为冷凝温度，℃。

2.4 系统设计参数

耦合热泵系统的大温差蒸发器单元的总制热量为1 MW，考虑到机组关键部件选型及经济性，设计时，大温差蒸发器单元的板换与吸收器-冷凝器提供的热负荷相等。初始设计参数如表1所示。系统设计工况的关键节点参数计算结果如表2所示。

表1 系统设计参数

Tab.1 System design parameters

名称	参数
板换热负荷/kW	500
吸收器-冷凝器热负荷/kW	500
总蒸汽流量/(t/h)	2.2
微压蒸汽温度/℃	75~100
高压蒸汽温度/℃	100~180
一次网供水温度/℃	95~120
一次网回水温度/℃	30
放气范围	3%~5%
溴化锂溶液循环量/(L/min)	50
蒸汽发生器换热端差/℃	5
预热器换热端差/℃	5
中间补气过热度/℃	3
补水温度/℃	20
蒸汽发生器进水温度/℃	100
吸收式循环工质	溴化锂-水溶液
压缩式循环工质	R245fa、R718

表2 设计工况系统关键节点参数

Tab.2 Key node parameters of the system under design conditions

节点	含义	温度/℃	压力/kPa	质量流量/(kg/s)
1	吸收器稀溶液出口	53.5	4.3	1.22
2	发生器稀溶液进口	84.9	39.5	1.22
3	发生器浓溶液出口	99.9	39.5	1.12
4	吸收器浓溶液进口	63.5	4.3	1.12
5	发生器制冷剂水蒸气出口	99.9	39.5	0.10
6	冷凝器制冷剂水蒸气出口	75.0	39.5	0.10
7	蒸发器制冷剂水进口	30.2	4.3	0.10
8	吸收器制冷剂水蒸气进口	30.2	4.3	0.10
9	溶液热交换器浓溶液出口	63.5	39.5	1.12
10-1	回路1压缩机制冷剂进口	70.0	357.3	3.28
11-1	回路1压缩机制冷剂出口	124.0	1416	3.49
12-1	回路1蒸汽发生器制冷剂出口	105.0	1416	3.49
13-1	回路1预热器制冷剂出口	86.2	1416	3.49
14-1	回路1经济器制冷剂出口	79.9	1416	3.49
15-1	回路1压缩机补气口	75.6	697	0.21
16-1	回路1吸收器制冷剂进口	51.3	357.3	3.28
10-2	回路2压缩机制冷剂进口	70.0	343.2	3.27
11-2	回路2压缩机制冷剂出口	124.0	1416	3.48
12-2	回路2蒸汽发生器制冷剂出口	105.0	1416	3.48
13-2	回路2预热器制冷剂出口	86.0	1416	3.48
14-2	回路2经济器制冷剂出口	79.8	1416	3.48
15-2	回路2压缩机补气口	75.1	707	0.21
16-2	回路2板换制冷剂进口	50.0	343.2	3.27
17	水蒸气压缩机水蒸气进口	100.0	100	0.50
18	水蒸气压缩机水蒸气出口	180.0	1000	0.63

3 结果与分析

3.1 一次网供水温度

一次网水作为吸收式换热器的驱动热源，其温度变化对吸收式换热器系统性能影响较大。为回收电厂余热，一次网回水温度设定为30 ℃。吸收式换热器的$T_a - T_e$为温升收益，$T_g - T_c$为驱动温差，其比值为温度提升系数，其值越大，吸收式换热器提升温度的能力越大。

图3所示为一次网供水温度对温升收益、驱动温差和温度提升系数的影响，可以看出，随着供水温度的升高，温升收益越大，驱动温差越小，温度提升系数越大，吸收式换热器提升温度的能力越大，单位供水流量能够提供给高温提升单元系统的热量越大。当供水温度为120 ℃时，吸收式换热器的温度提升系数为0.37。

由于此分析工况保持系统产蒸汽量及蒸汽温度不变，则高温提升单元的蒸汽蒸发器所提供的微压蒸汽参数不变，水蒸气压缩机的功耗基本不变。图4所示为一次网供水温度变化对耦合系统COP和单位蒸汽耗电量的影响，可以看出，随着供水温度的升高，耦合系统COP增大，单位蒸汽耗电量减小。当供水温度为120 ℃时，耦合系统COP为2.56，单位蒸汽耗电量为292.5 kW·h/(t/h)。这是由于，吸收式换热器侧板换与吸收器-冷凝器提供的热负荷不变，而随着供水温度升高，板换与吸收器-冷凝器的制冷剂入口温度逐渐减少，出口温度逐渐增大，进出口焓差增大，因此所需的制冷剂质量流量逐渐减少，压缩机的

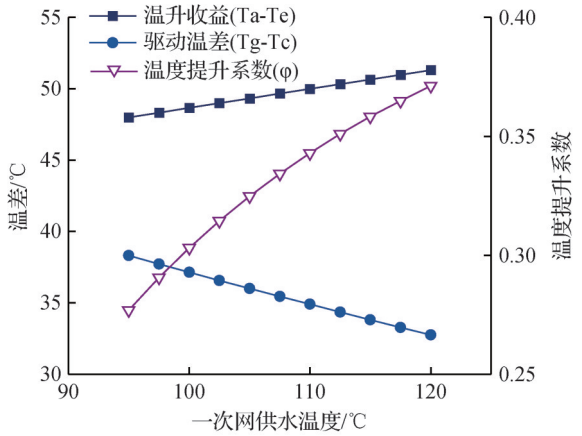

图3 一次网供水温度对温升收益、驱动温差和温度提升系数的影响

Fig.3 Influence of the supply water temperature of the primary network on the temperature rise benefit, driving temperature difference and temperature rise coefficient

功耗逐渐减小，如图5所示。

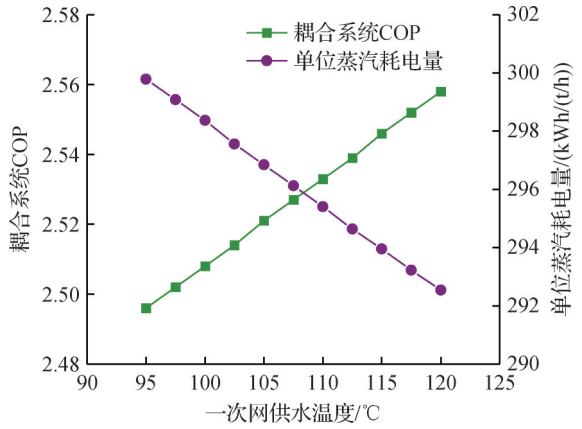

图4 一次网供水温度对耦合系统COP和单位蒸汽耗电量的影响

Fig.4 Influence of the supply water temperature of the primary network on the COP of the coupled system and the power consumption per unit steam

因此，一次网供水温度越高，越有利于耦合热泵综合性能及经济性的提高。基于现有热电联供的供水条件，选取供水120 ℃作为设计值，进行后续的敏感性分析。

3.2 微压蒸汽温度

图6所示为微压蒸汽温度对耦合系统功耗、制热量及COP的影响。由图6可知，当一次网供水温度为120 ℃，高压蒸汽出口温度为180 ℃不变时，随着微压蒸汽的温度由75 ℃增至100 ℃，产微压蒸汽功耗逐渐增大，蒸汽压缩功耗逐渐减小，但由于产微压蒸汽功耗增长较快，所以总功耗逐渐增大，蒸汽发生器的制热量也逐渐增大，耦合系统COP先增大后减小。

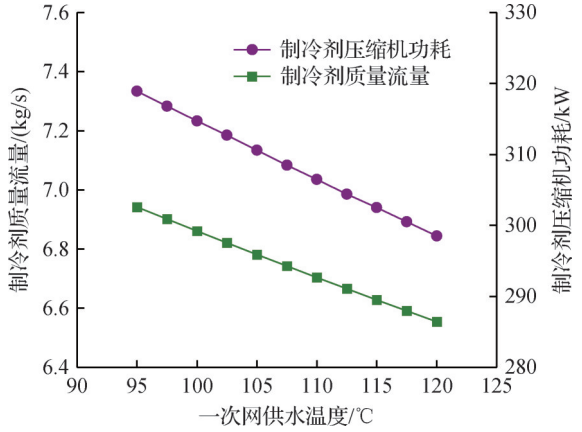

图5 一次网供水温度对制冷剂质量流量和制冷压缩机功耗的影响

Fig.5 Influence of the supply water temperature of the primary network on the mass flow rate of the refrigerant and the power consumption of the refrigeration compressor

当微压蒸汽温度为80 ℃时，耦合系统COP为最大值2.6。但微压蒸汽的温度过低会造成水蒸气压缩机的压比过高，所以微压蒸汽的温度选择需结合压缩机对进口压力的要求综合考虑。

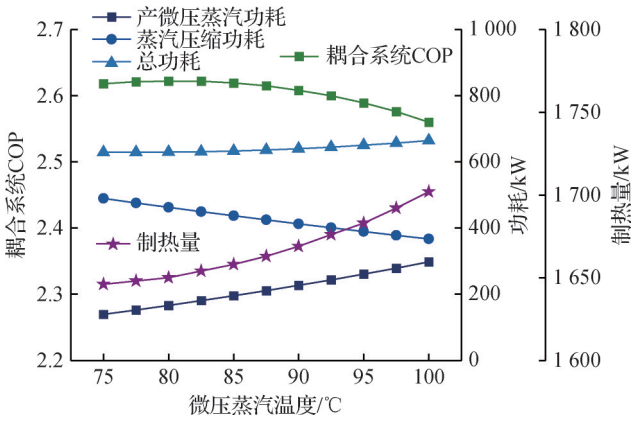

图6 微压蒸汽温度对耦合系统功耗、制热量及COP的影响

Fig.6 Influence of micro-pressure steam temperature on the power consumption, heating capacity and COP of the coupling system

图7所示为微压蒸汽温度对单位蒸汽耗电量和蒸汽流量的影响。由图7可知，随着微压蒸汽的温度由75 ℃增至100 ℃，总蒸汽流量逐渐升高，单位蒸汽耗电量先减小后增大，当微压蒸汽温度为80 ℃时，耦合系统的单位蒸汽耗电量最小，为285.3 kW·h/(t/h)。还可以看出，微压蒸汽的温度越低时，总蒸汽流量与微压蒸汽流量的差值越大，这是由于微压蒸汽温度越低，水蒸气压缩机的进口压力越小，压缩机喷水压差越大，喷入压缩机的水流量越大。

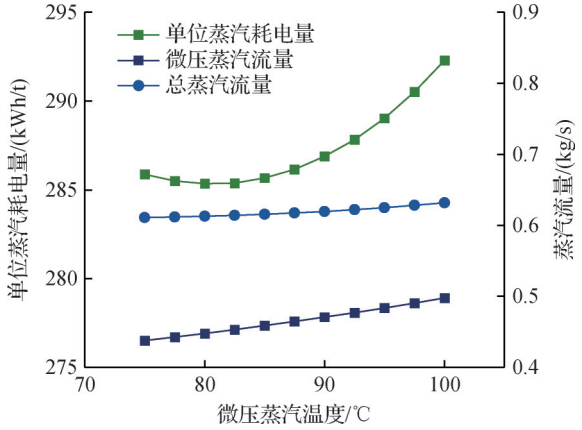

图7 微压蒸汽温度对单位蒸汽耗电量和蒸汽流量的影响

Fig.7 Influence of micro-pressure steam temperature on unit steam power consumption and steam flow rate

3.3 蒸汽供给温度

选取一次网供回水温度120 ℃/34 ℃，微压蒸汽温度100 ℃为设计条件，如图8所示，当蒸汽供给温度由100 ℃升至200 ℃时，耦合系统COP由4.3降至2.3，单位蒸汽耗电量由166.2 kW·h/(t/h)升至316.0 kW·h/(t/h)。这是由于当蒸汽供给温度为100 ℃时，系统无需水蒸气压缩机参与，系统功耗少。随着蒸汽供给温度的提高，制冷剂压缩机的功耗变化较小，但水蒸气压缩机的功耗逐渐增大。由图9可知，当蒸汽供给温度由100 ℃升至200 ℃时，水蒸气压缩机的功耗增至456.8 kW。

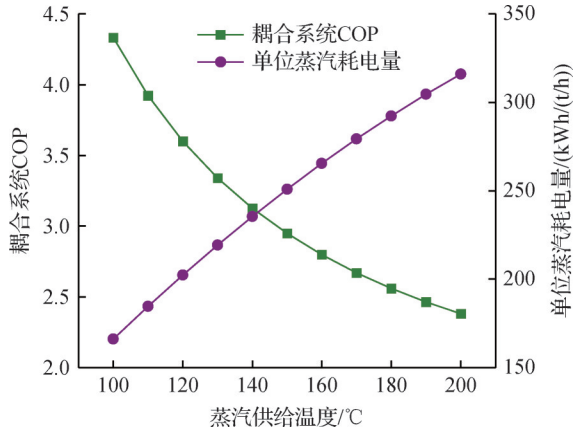

图8 蒸汽供给温度对耦合系统COP和单位蒸汽耗电量的影响

Fig.8 Influence of steam supply temperature on the COP of the coupled system and the power consumption per unit steam

水蒸气压缩机功耗的增大由2部分组成，一部分为水蒸气压缩机排气温度升高，增大了压缩机进出口焓差，另一部分是由于随着出口水蒸气温度的升高，虽然微压蒸汽的流量略有减少，但水蒸气压缩机的喷水流量有较大增加，造成总蒸汽流量的增大，增大了水蒸气压缩机的总功耗，如图9所示。

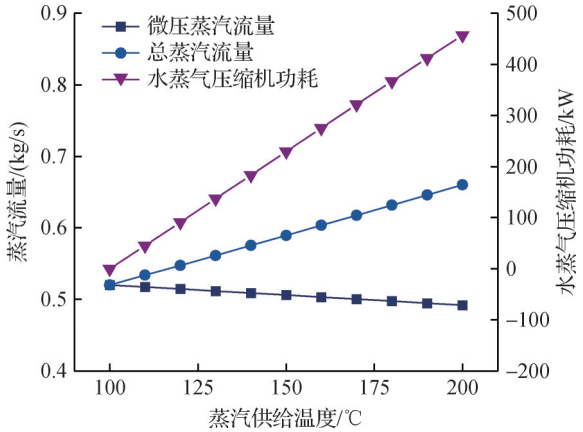

图9 蒸汽供给温度对蒸汽流量和水蒸气压缩机功耗的影响

Fig.9 Influence of steam supply temperature on steam flow rate and power consumption of water vapor compressors

4 结论

针对热电联产热水长输末端高效制蒸汽场景，本文将吸收式换热器与压缩式热泵相结合，提出了一种新型吸收-压缩耦合高温热泵循环系统，建立了系统的热力学模型，分析了一次网供水温度、微压蒸汽温度、蒸汽供给温度对热泵性能的影响。得到如下结论：

1）一次网供水温度越高，吸收式换热器提升温度的能力越大，耦合系统COP越大，单位蒸汽耗电量越小。当供水温度为120 ℃，产生180 ℃蒸汽时，吸收式换热器的温度提升系数为0.37，耦合系统COP为2.56，单位蒸汽耗电量为292.5 kW·h/(t/h)，与供水温度95 ℃时相比，COP提高2.7%，单位蒸汽耗电量减少2.5%。

2）随着微压蒸汽的温度由75 ℃增至100 ℃，耦合系统COP先增大后减小，单位蒸汽耗电量先减小后增大。当微压蒸汽温度为80 ℃时，耦合系统COP为最大值2.6，单位蒸汽耗电量为最小值285.3 kW·h/(t/h)。

3）随着蒸汽供应温度的升高，耦合系统COP单调减小，单位蒸汽耗电量单调升高。当蒸汽供给温度由100 ℃升至200 ℃时，耦合系统COP由4.3降至2.3，单位蒸汽耗电量由166.2 kW·h/(t/h)升至316.0 kW·h/(t/h)。

参考文献

[1] International Renewable Energy Agency. Innovation outlook: thermal energy storage [M]. Bonn: IRENA,

2020.

[2] 国家统计局. 中国能源统计年鉴2024[M]. 北京：中国统计出版社，2024.(National Bureau of Statistics. China energy statistical yearbook 2024[M]. Beijing: China Statistics Press, 2024.)

[3] 朱余良，靳鹏飞，谭超，等. 低耗节能保温技术在长输蒸汽管网中的应用[J]. 节能，2022，41(10)：25-29.(ZHU Yuliang, JIN Pengfei, TAN Chao, et al. Application of low-consumption and energy-saving thermal insulation technology in long-distance steam pipeline network[J]. Energy Conservation, 2022, 41(10): 25-29.)

[4] 黄旭东，王英霞，徐征勇. 高温中压蒸汽管道长输技术的探讨[J]. 能源研究与利用，2023(3)：48-52.(HUANG Xudong, WANG Yingxia, XU Zhengyong. Discussion on long-distance transportation technology of high temperature and medium pressure steam pipe[J]. Energy Research & Utilization, 2023(3): 48-52.)

[5] 安军. 旋转补偿器在供热蒸汽管道中的应用[J]. 低碳世界，2018，8(4)：72-73.(AN Jun. Application of rotary compensator in heating steam pipeline[J]. Low Carbon World, 2018, 8(4): 72-73.)

[6] 刘韩斐. 长输供热蒸汽管网保温性能优化研究[D]. 扬州：扬州大学，2021.(LIU Hanfei. Research on optimization of thermal insulation performance of long-distance heating steam pipe network[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2021.)

[7] 武云鹏，唐畅，杨远. 长输蒸汽管道压降、温降计算方法探讨[J]. 节能，2022，41(8)：38-40.(WU Yunpeng, TANG Chang, YANG Yuan. Discussion on calculation method of pressure drop and temperature drop for long-distance steam pipeline[J]. Energy Conservation, 2022, 41(8): 38-40.)

[8] 付林，江亿，张世钢. 基于Co-ah循环的热电联产集中供热方法[J]. 清华大学学报(自然科学版)，2008，48(9)：1377-1380.(FU Lin, JIANG Yi, ZHANG Shigang. District heating system based on co-ah cycles in combined heating and power systems[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2008, 48(9): 1377-1380.)

[9] 付林，李永红. 利用电厂余热的大温差长输供热模式[J]. 华电技术，2020，42(11)：56-61.(FU Lin, LI Yonghong. Long-distance heat-supply mode with large temperature difference using waste heat of power plants[J]. Huadian Technology, 2020, 42(11): 56-61.)

[10] 李岩. 基于吸收式换热的热电联产集中供热系统配置与运行研究[D]. 北京：清华大学，2012.(LI Yan. Research on the configuration and operation strategy of district heating system with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah)[D]. Beijing: Tsinghua University, 2012.)

[11] 赵耀华，吕俊复，李少华. 低温回水热电联产供热技术和运行特性研究综述[J]. 电力科技与环保，2024，40(6)：572-581.(ZHAO Yaohua, LYU Junfu, LI Shaohua. A review of low-temperature return water heat and power cogeneration heating technology and operational characteristics[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2024, 40(6): 572-581.)

[12] 谢晓云，江亿. 理想溶液时吸收式热泵的理想过程模型[J]. 制冷学报，2015，36(1)：1-12.(XIE Xiaoyun, JIANG Yi. An ideal model of absorption heat pump with ideal solution circulation[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 1-12.)

[13] 谢晓云，江亿. 真实溶液下吸收式热泵的理想过程模型[J]. 制冷学报，2015，36(1)：13-23.(XIE Xiaoyun, JIANG Yi. The ideal process model for absorption heat pumps with real solution[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 13-23.)

[14] YI Yuhao, XIE Xiaoyun, ZHANG Hao, et al. Theoretical perfection and application of entransy analysis method on absorption systems[J]. Energy, 2024, 307: 132653.

[15] YI Yuhao, XIE Xiaoyun, ZHANG Hao, et al. Thermal performance optimization principle on absorption heat exchanger utilizing LiBr/H_2O solution as working fluids: Integration, interpretation and improvement[J]. Energy, 2025, 316: 134555.

[16] AYOU D S, WARDHANA M F V, CORONAS A. Performance analysis of a reversible water/LiBr absorption heat pump connected to district heating network in warm and cold climates[J]. Energy, 2023, 268: 126679.

[17] 姜迎春，韩巍. 利用低温烟气余热的吸收-压缩复合热泵系统[J]. 工程热物理学报，2017，38(6)：1150-1156.(JIANG Yingchun, HAN Wei. Absorption-compression heat pump system for recovering heat in low-temperature flue gas[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(6): 1150-1156.)

[18] 安美燕，赵心蕊，徐震原，等. 工业余热回收的耦合压缩-吸收式高温热泵循环[J]. 上海交通大学学报，2021，55(4)：434-443.(AN Meiyan, ZHAO Xinrui, XU Zhenyuan, et al. A hybrid compression-absorption high temperature heat pump cycles for industrial waste heat recovery[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2021, 55(4): 434-443.)

[19] GAO Jintong, XU Zhenyuan, WANG Ruzhu. Enlarged temperature lift of hybrid compression-absorption heat transformer via deep thermal coupling[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 234: 113954.

[20] SUN Dahan, WANG Cong, LIU Zekuan, et al. Experimental and simulation study on a new gradient waste

heat recovery system with a wider application range[J]. Energy, 2024, 301: 131755.

[21] 孙健, 秦宇, 郝俊红, 等. 基于工业余热的高温空气源耦合热泵循环性能分析[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(7): 40-47.(SUN Jian, QIN Yu, HAO Junhong, et al. Performance analysis on high temperature air source heat pump coupling cycle based on industrial waste heat[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(7): 40-47.)

[22] 孙健, 马世财, 霍成, 等. 新型高温耦合热泵循环性能研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(12): 3611-3617.(SUN Jian, MA Shicai, HUO Cheng, et al. Study on the performance of a novel high temperature coupled heat pump cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(12): 3611-3617.)

[23] 江亿, 黄国华, 谢晓云, 等. 一种大温差长距离蒸汽供能系统: 116086042A[P]. 2023-05-09.(JIANG Yi, HUANG Guohua, XIE Xiaoyun, et al. A large-temperature-difference and long-distance steam energy supply system: 116086042A[P]. 2023-05-09.)

[24] 黄国华, 赵金姊, 江亿, 等. 一种吸收式大温差供热供蒸汽一体化系统: 118602466A[P]. 2024-09-06.(HUANG Guohua, ZHAO Jinzi, JIANG Yi, et al. An integrated absorption-based system for large-temperature-difference heating and steam supply: 118602466A[P]. 2024-09-06.)

[25] 孙健, 霍成, 马世财, 等. 基于电动热泵的天然气锅炉余热深度回收研究[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(11): 4060-4069.(SUN Jian, HUO Cheng, MA Shicai, et al. Research on deep waste heat recovery of natural gas boiler based on electric heat pump[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(11): 4060-4069.)

[26] 孙健, 马世财, 霍成, 等. 烟气余热回收高温电动热泵混合工质性能研究[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2021, 48(2): 120-126.(SUN Jian, MA Shicai, HUO Cheng, et al. Study on performance of high temperature electric heat pump mixture for flue gas waste heat recovery[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2021, 48(2): 120-126.)

通信作者简介

江亿,男,教授,清华大学建筑节能研究中心主任,E-mail: jiangyi@tsinghua.edu.cn,010-62779992。研究方向:建筑节能、建筑热环境、集中供热规划与控制、跨季节储热等。

About the corresponding author

Jiang Yi, male, professor, Director of the Building Energy Research Center of Tsinghua University, E-mail: jiangyi@tsinghua.edu.cn, 86-10-62779992 Research fields: building energy efficiency, building thermal environment, central heating planning and control, seasonal thermal energy storage, etc.