

doi:10.12068/j.issn.1005-3026.2025.20240056

地源热泵与焦炉煤气基CCHP深度耦合的 联供系统

冯明杰, 王登亮, 夏毓谦, 刘晟晖
(东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 为了充分利用冷热电多能联供(CCHP)子系统的余热,提高能源的利用效率,并与我国的能源现状相适应,将级联地源热泵与焦炉煤气基CCHP进行深度耦合,提出了一种新型的多能联供系统.基于Aspen Plus平台,对该系统进行了模拟运行、热力学分析和关键参数的灵敏度分析.结果表明:系统的一次能源利用效率和焓效率分别达到95.12%和35.12%,高于常规系统的83.80%和31.80%.压缩机、循环泵的焓效率较高,换热器的焓效率相对较低.焓损失主要发生在燃烧室和烟水换热器,分别占整个系统总焓损失的48.7%和29.9%.当其他参数值一定时,采暖循环水中间温度和上级循环压缩机出口压力与级联热泵循环子系统的功耗呈正相关,蒸发器压力与级联热泵循环子系统的功耗近似呈负相关.

关键词: 级联地源热泵;焦炉煤气基CCHP;运行性能;地热

中图分类号: TK 123 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)10-0081-08

Combined Supply System with Deep Coupling of C-GSHP and COG-CCHP

FENG Ming-jie, WANG Deng-liang, XIA Yu-qian, LIU Sheng-hui

(School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: WANG Deng-liang, E-mail: wangdengliang0@163.com)

Abstract: A novel multi-energy combined supply system was proposed by deep coupling a cascade ground source heat pump (C-GSHP) system and a coke oven gas-based combined cooling, heating and power (COG-CCHP), so as to maximize the utilization of waste heat from the CCHP subsystem, enhance energy utilization efficiency, and adjust to China's current energy landscape. Based on the Aspen Plus platform, the simulation operation, thermodynamic analysis, and sensitivity analysis of the system's important parameters were completed. The results indicate that the system's primary energy utilization efficiency and exergy efficiency are 95.12% and 35.12%, respectively, greater than the traditional system's 83.80% and 31.80%. The exergy efficiency of compressors and circulating pumps is relatively high, while that of heat exchangers is relatively low. The exergy loss mainly occurs in the combustion chamber and the steam-water heat exchanger, accounting for 48.7% and 29.9% of the total exergy loss of the entire system, respectively. When other parameter values are fixed, the intermediate temperature of the heating circulating water and the outlet pressure of the upper-level circulating compressor are positively correlated with the power consumption of the cascade heat pump circulation subsystem, while the evaporator pressure is approximately negatively correlated with the power consumption of the cascade heat pump circulation subsystem.

Key words: cascade ground source heat pump; coke oven gas based CCHP; operational performance; geothermal energy

收稿日期: 2024-03-11

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFB3701302).

作者简介: 冯明杰(1971—),男,河南禹州人,东北大学副教授.

随着社会的高速发展,人类面临严重的能源危机和环境污染问题,节能增效依旧是当代的主题^[1].冷热电多能联供(CCHP)是一种分布式的新型能源系统,既能实现能量的梯级利用,又能降低能量的输送损失和减少投资,有很好的发展前景^[2-4].传统的CCHP系统以天然气为燃料,天然气具有清洁环保、热值高、输运方便等优点,但与我国能源利用的现状不匹配,在国内大规模建设以天然气为燃料的CCHP系统并不现实,寻求天然气的可替代燃料是当前迫切的需要.焦炉煤气是炼焦过程中产生的副产品,国内不仅产量大,而且具有价格优势^[5-6].已有研究表明,焦炉煤气可替代天然气作为CCHP系统的燃料^[7-8].

将CCHP与其他可再生能源耦合可进一步提高系统的经济性和环境友好性^[9-14].地热是一种安全可靠的可再生能源,地热的利用主要依靠地源热泵,许多学者对CCHP与地源热泵的耦合开展了研究.Kang等^[15]用地源热泵替代电制冷机组和锅炉构建了一种新型的CCHP系统,并对其运行策略进行了优化研究.Lu等^[16]基于双层模型建立了耦合地热能的热电联产系统,与传统热电联供系统相比,年总运行成本降低了36.2%.Li等^[17]利用TRNSYS(瞬态系统)平台将CCHP与太阳能与地源热泵相耦合,讨论了不同运行策略下系统的性能.Liu等^[18]将地源热泵及热能存储系统与CCHP系统相耦合,探讨了内燃机容量对经济和环境成本的影响.Ma等^[19]将地源热泵技术与耦合太阳能发电的CCHP系统相结合,通过敏感性分析,揭示了不同条件下效益的变化规律.但在这些研究中,仅是将地源热泵与传统CCHP系统机械地并联在一起,同时提供相同温度的高温热水,因而热泵系统的性能较差,传统CCHP系统的余热也没有实现最佳利用.为了进一步提高能源效率,Li等^[20]改进了地源热泵与传统CCHP系统的耦合方式,提出了串联深度耦合的方法,不仅提高了热泵的性能参数(COP),也充分利用了传统CCHP系统的余热.此外,地源热泵除了单级循环热泵外,近几年还出现了级联循环热泵,与单级循环相比,级联循环的压缩比更小,每级压缩的压缩效率更高,因而性能更优^[21],但目前与CCHP系统耦合的研究大多采用单级循环热泵,而级联循环热泵与CCHP系统耦合的研究还不多见.

综上所述,为了充分利用CCHP系统的余热,进一步提高能源的利用效率,并与我国的能源现状相匹配,本文提出了一种新型的多能联供系

统.该系统不仅采用了Li等^[20]提出的地源热泵与CCHP系统的新耦合方式,而且将地源热泵由单级循环改为级联循环,同时将CCHP系统的燃料由天然气替换为焦炉煤气.然后基于Aspen Plus软件,对该系统进行了模拟运行和热力学分析.首先以一次能源综合利用效率和烟效率为衡量指标对提出的多能联供系统在设计工况下的运行情况进行了评估,并与常规系统进行了对比.随后研究了采暖水中间温度、上级循环压缩机、下级循环压缩机的出口压力和蒸发器压力等因素对级联循环热泵子系统性能的影响.

1 系统流程和运行模拟

1.1 系统流程

本文提出的双级循环地源热泵与焦炉煤气基CCHP深度耦合的多能联供系统如图1所示.该系统由3个子系统组成,分别为焦炉煤气基CCHP子系统、级联循环热泵子系统^[21]和地热获取子系统.级联循环热泵子系统通过换热器1与焦炉煤气基CCHP子系统发生耦合,地热获取子系统通过蒸发器与级联循环热泵子系统发生耦合.在运行时,焦炉煤气基CCHP系统中的空气和焦炉煤气分别经空气压缩机和煤气压缩机加压后同步进入燃烧室燃烧,形成高温高压烟气,推动燃气轮机膨胀做功,成为低温低压烟气,然后经分流器1被分为两部分,一部分进入LiBr吸收式制冷机组获得冷能,另一部分进入烟水热交换器(换热器1)加热来自采暖循环的中温水,最后这两部分烟气经烟囱排入大气.对于级联循环热泵子系统,冷媒进入冷凝器冷凝成液体后,经分流器2被分为两部分(标记为L1和L2),L1进入节流阀1(一级节流阀)膨胀,L2直接进入换热器2(中间换热器)与节流阀1膨胀后的制冷剂L1进行换热后进入节流阀2(二级节流阀2),随后进入蒸发器与采热工质流体进行换热,蒸发成气体后被LP(低压)压缩机压缩后再与L2混合,后经HP(高压)压缩机压缩为高温高压蒸汽,经换热器1冷凝为液体,从而完成1个循环.在地热获取子系统中,采热工质在循环泵2的驱动下,从地热井中获得热量,然后经蒸发器将能量传递给级联循环热泵子系统冷媒.为了比较,本文给出了单级循环热泵与天然气基CCHP并联的常规多能联供系统,如图2所示.从常规多能联供系统可以看出,该系统由3个子系统组成,分别为天然气基

CCHP 子系统、单级循环热泵子系统和地热获取子系统. 压缩空气和天然气燃烧推动燃气轮机做功后的低温低压烟气和地源热泵彼此独立地制取热

水,二者并行运行,此外地源热泵子系统采用的是单级压缩,也无高温换热器(换热器1,以增强系统的耦合性)这一设备.



图 1 新型多能联供系统流程图

Fig. 1 Flow chart of novel multi-energy combined supply system

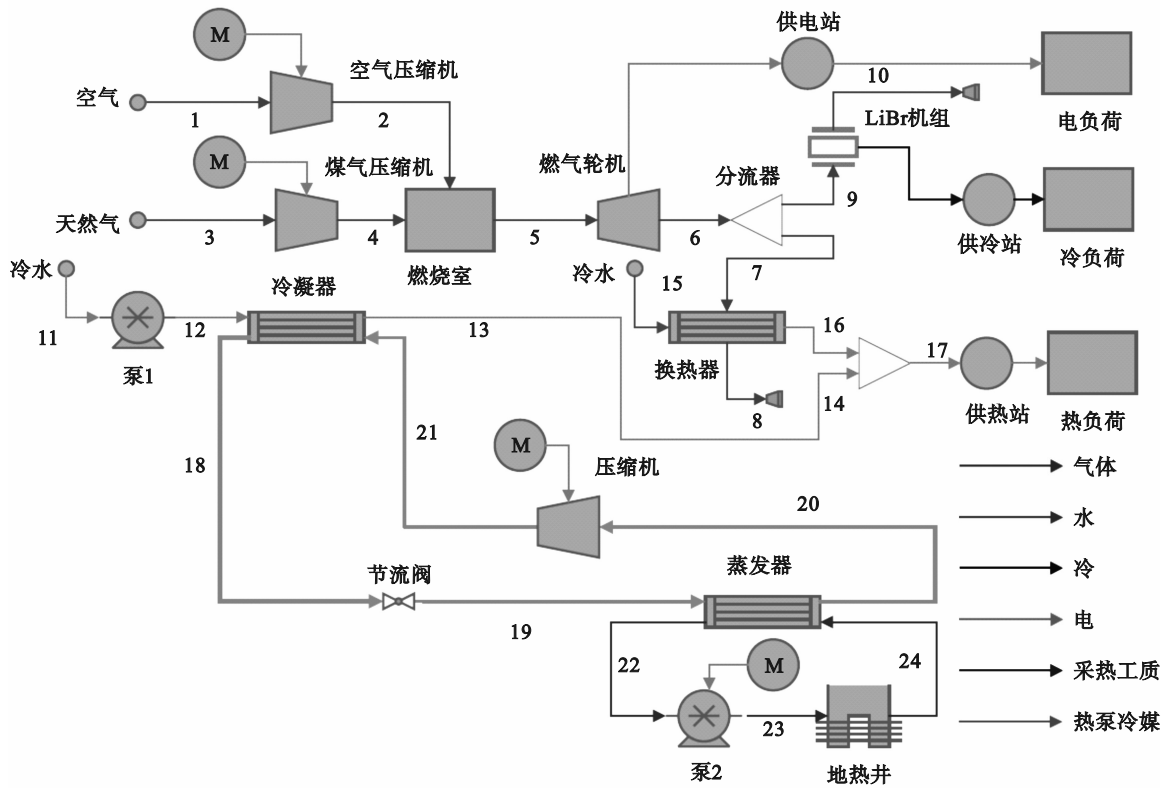


图 2 常规多能联供系统流程图

Fig. 2 Flow chart of conventional multi-energy combined supply system

1.2 运行模拟

基于 Aspen Plus 平台对图 1 所示的系统进行模拟时,作出如下假设:1) 系统运行处于稳定状态;2) 系统内管路和设备(膨胀阀除外)的压降忽略不计;3) 热泵的冷媒在冷凝器出口处为饱和液体,在蒸发器出口处为饱和蒸汽;4) 压缩机和循环水泵都处于绝热状态;5) 忽略系统内燃气的动能和势能.系统建模所采用的单元操作模块如表 1 所示.采用焦炉煤气的成分(体积分数)为:22.15%

的 CH_4 , 52.12% 的 H_2 , 2.85% 的 C_2H_4 , 5.83% 的 CO , 3.80% 的 CO_2 , 0.6% 的 O_2 , 余量为 N_2 , 低位热值为 15.963 MJ/m^3 . 地热获取子系统使用的工质是水和乙醇的混合物,其中乙醇的质量分数为 31%. 物性计算方法采用 PR-BM. 设计工况下系统的关键操作参数如表 2 所示.在设计工况下,焦炉煤气的输入量为 $8\,588 \text{ m}^3/\text{h}$,可为用户提供热负荷为 $12\,720 \text{ kW}$,电负荷为 $10\,212 \text{ kW}$,冷负荷为 $13\,290 \text{ kW}$.

表 1 主要单元操作模块
Table 1 Main unit operation modules

设备名称	单元模块	功能描述	设备名称	单元模块	功能描述
空气压缩机	Compr	压缩空气至规定值	节流阀 1	Valve	降低冷媒压力
煤气压缩机	Compr	压缩燃气至规定值	换热器 2	Heatx	高温高压冷媒加热低温低压冷媒
燃烧室	RGibbs	模拟燃烧过程	节流阀 2	Valve	降低冷媒压力
燃气轮机	Compr	发电输出电能	泵 2	Pump	利用电能提高地热工质压力
换热器 1	Heatx	利用烟气提高水温	蒸发器	Heatx	升高冷媒的温度
冷凝器	Heatx	气态冷媒冷凝成液态	LP 压缩机	Compr	升高冷媒压力至规定压力
泵 1	Pump	提高采暖水的压力	HP 压缩机	Compr	升高冷媒压力至规定压力
分离器 1	FSplit	将烟气流分为两股	混流器	Mixer	两股冷媒混合
分离器 2	FSplit	将冷媒分流为两股			

表 2 设计工况下系统的关键操作参数
Table 2 Key operating parameters of system under design condition

序号	参数	数值	序号	参数	数值
1	燃气压缩机出口压力/MPa	1.5	2	供热水中间(中温水)温度/°C	40
3	燃气压缩机等熵效率	0.90	4	供热水最终(高温水)温度/°C	70
5	燃气压缩机机械效率	0.99	6	采热工质入口温度/°C	7
7	空气压缩机出口压力/MPa	1.5	8	采热工质出口温度/°C	12
9	空气压缩机等熵效率	0.88	10	LP 压缩机出口压力/kPa	500
11	空气压缩机机械效率	0.99	12	LP 压缩机等熵效率	0.86
13	燃烧室温度/°C	1 050	14	LP 压缩机机械效率	0.99
15	燃气轮机排气温度/°C	513	16	HP 压缩机出口压力/kPa	1 700
17	燃气轮机等熵效率	0.86	18	HP 压缩机等熵效率	0.87
19	燃气轮机机械效率	0.99	20	HP 压缩机机械效率	0.99
21	循环水泵的等熵效率	0.79	22	排烟温度/°C	130
23	循环水泵的机械效率	0.99	24	冷水温度/°C	20
25	节流阀 1 出口压力/kPa	500	26	节流阀 2 出口压力/kPa	200
27	采热工质循环泵等熵效率	0.79	28	地热流体循环泵机械效率	0.99

2 评估指标

2.1 一次能源综合利用效率

一次能源综合利用效率是建立在热力学第一定律基础上的,定义为系统输出的总能量与系统一次能源的总输入量之比^[14,19],如式(1)所示:

$$\eta = \frac{E + N + Q - H}{Q_G} \quad (1)$$

式中: η 是系统的一次能源综合利用效率; E 是系统的发电量,kW; N 是系统的制冷量,kW; Q 是系统的制热量,kW; H 是系统的功耗总量,kW; Q_G 是系统一次能源(焦炉煤气或天然气)的总输入量,kW.

$$Q_G = m_G \times \text{LHV} \quad (2)$$

式中: m_G 是系统输入焦炉煤气(或天然气)的质量流量,kg/s;LHV 是焦炉煤气(或天然气)的低位热值,MJ/kg.

2.2 焓效率和焓损失

焓分析是基于热力学第二定律,物质流的焓由物理焓、化学焓、动能焓和势能焓4部分组成^[22-23],表示为

$$Ex = Ex_{ch} + Ex_{ph} + Ex_{ki} + Ex_{po}. \quad (3)$$

式中: Ex_{ch} , Ex_{ph} , Ex_{ki} 和 Ex_{po} 分别是物质流的化学焓、物理焓、动能焓和势能焓, kW.

由于稳定状态下的物质流动能焓和势能焓相比化学焓和物理焓很小,因此在本研究中被忽略不计.故系统内除燃料外的物质流的焓(物理焓)可表示为

$$Ex_{ph} = m \times [h_{in} - h_{out} - T_0 (s_{in} - s_{out})]. \quad (4)$$

式中: m 为质量流率, kg/s; h_{in} , h_{out} 分别为进出口焓, kJ/kg; s_{in} , s_{out} 分别为进出口的比熵, kJ/(kg \cdot K $^{-1}$).

燃料(焦炉煤气或天然气)的物理焓相比较化学焓很小,因此在本研究中被忽略不计,其化学焓可表示为

$$Ex_{ch} = m_G \times LHV = Q_G. \quad (5)$$

系统的焓效率由式(6)计算得到:

$$\lambda = \frac{Ex_{p,tot}}{Ex_G}. \quad (6)$$

式中: $Ex_{p,tot}$ 为系统输出的全部产品焓(冷、热和电), kW; Ex_G 为系统输入焦炉煤气(或天然气)的

焓, kW.

系统或设备的焓损失可表示为

$$Ex_d = Ex_{in} - Ex_{out}. \quad (7)$$

式中: Ex_d 是系统或设备在不可逆过程中产生的焓损失, kW; Ex_{in} 是系统或设备的输入焓, kW; Ex_{out} 是系统或设备的输出焓, kW.

3 运行结果及分析

3.1 性能评估

在保持一次能源输入负荷(38 080 kW)和系统供冷负荷(13 290 kW)不变的情况下,分别对提出的新型多能联供系统(图1)和常规多能联供系统(图2)进行了模拟运行,结果如表3所示.

从表3可以看出,消耗相同的一次能源负荷(焦炉煤气或天然气),系统可提供的总能量是不同的,新系统比常规系统可多提供热负荷3 340 kW,多提供电负荷970 kW.新系统的一次能源综合利用效率为95.12%,而常规系统的一次能源综合利用效率仅为83.80%;新系统的焓效率为35.12%,而常规系统的焓效率为31.80%.由此可见,新系统比常规系统更节能、更高效,具有更好的应用前景.

表3 模拟结果比较

Table 3 Comparison of simulation results

序号	参数	新系统	常规系统	序号	参数	新系统	常规系统
1	燃气流量/(m 3 ·h $^{-1}$)	8 588	3 832	2	系统供电量/kW	10 212	9 242
3	系统供热量/kW	12 720	9 380	4	系统制冷量/kW	13 290	13 290
5	热泵冷媒流量/(kg·s $^{-1}$)	64	50	6	单位冷媒功耗/(kW·kg $^{-1}$)	59	77
7	热泵子系统 COP	5.32	4.41	8	净发电效率/%	32.99	28.27
9	系统焓效率/%	35.12	31.80	10	一次能源综合利用率/%	95.12	83.80

3.2 焓效和焓损分析

为了深入了解新多能联供系统在能量转换过程中的热力学完善程度,对系统中的主要设备进行了焓效率计算和焓损失分析.图3示出了新型多能联供系统中主要设备的焓效率.从图中可以看出,压缩机、泵和燃气轮机的焓效率较高,而换热装置的焓效率相对较低,其中空气压缩机和燃气轮机的焓效率高达93.2%和92.9%,而换热器则小于20%.图4示出了新型多能联供系统中主要设备的焓损失占比.从图中可以看出,天然气压缩机、循环水泵的焓损失占比很小,对系统的总焓损贡献很小.燃烧室的焓损失占比很大,占到了系统总焓损的48.7%,其原因是燃料燃烧,

由化学能转化为热能时,存在巨大的不可逆热损失.另外换热器1(烟水换热器)的焓损失也占有较大比例,达到了29.9%,这是由于换热器中的烟气与冷水之间存在很大的温差.焓损失大、焓效率较低的设备意味着其能量转换的热力学完善程度较低,需要给予更多的关注.

3.3 关键操作参数对热泵子系统的灵敏度分析

在新多能联供系统中,地热的获取主要依靠级联循环热泵子系统,因此级联循环热泵子系统的性能对整个系统的运行有重要影响.通过敏感性分析,可获得关键操作参数对热泵子系统性能的影响规律,并为整个系统的运行优化提供重要的参考依据.

根据系统的集成原则,采暖水中间温度(t_M ,图1中的状态点13)、上级循环压缩机(图1中的HP)出口压力(p_H)、下级循环压缩机(图1中的LP)的出口压力(p_M)和蒸发器压力(p_E)对热泵子系统的运行有重要影响,因此需要着重研究 p_H , p_M 和 p_E 的变化主要是对热泵子系统的功耗 E_{GSHP} 造成影响,而 t_M 的改变不仅影响热泵子系统的功耗,而且还会对采暖工质流量和热泵冷媒流量等参数造成影响。

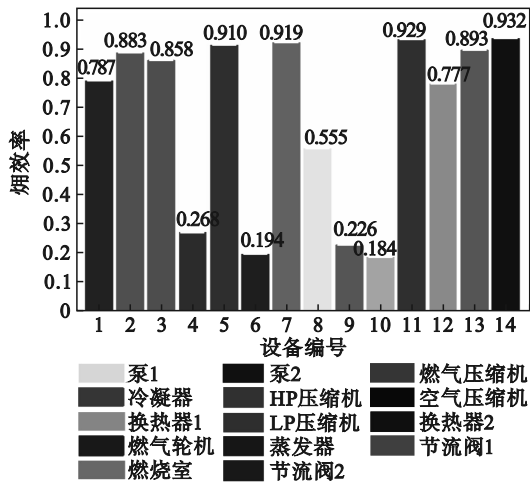


图3 新型多能联供系统中主要设备的焓效率
Fig. 3 Exergy efficiency of major equipment in novel multi-energy combined supply system

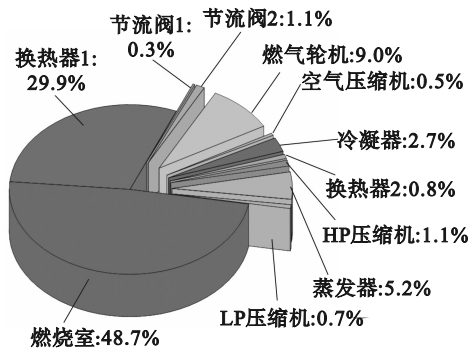


图4 新型多能联供系统中主要设备的焓损失占比
Fig. 4 Proportion of exergy loss of major equipment in novel multi-energy combined supply system

图5和图6分别示出了当 t_M 由30℃升高到45℃时,采暖工质流量 m_c 和热泵冷媒流量 m_f 的变化情况.从图中可以看出,随着 t_M 的升高,采暖工质流量 m_c 和热泵冷媒流量 m_f 均需增大才能满足需求.当 t_M 为30℃时,所需采暖工质流量 m_c 和热泵冷媒流量 m_f 分别为105.22和24.00 kg/s,而当 t_M 升高到45℃时,其值分别升高为169.30和95.93 kg/s.这是因为随着 t_M 的升高,热泵系统需要提供更多的热量才能满足需求.研究中还发现,在焦炉煤

气供给量和供热负荷不变情况下,随着 t_M 的升高,系统的制冷量随之增大,当 t_M 由30℃升高到45℃时,系统的制冷量将由11 289 kW升高到15 320 kW.这是由于在该条件下,升高采暖水所需的烟气显热减少,从而有更多的热量来驱动LiBr制冷机来制取冷能。

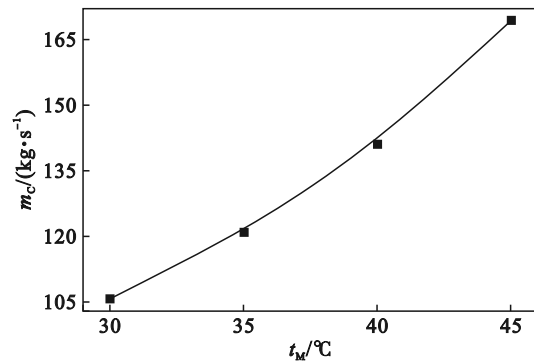


图5 t_M 对采暖工质流量的影响
Fig. 5 Effect of t_M on heat extraction working fluid flow rate

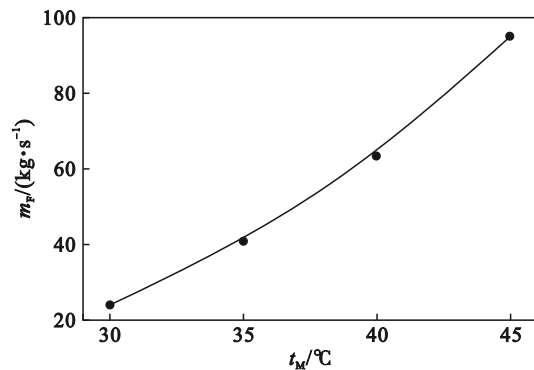


图6 t_M 对热泵子系统冷媒流量的影响
Fig. 6 Effect of t_M on refrigerant flow in heat pump subsystem

图7分别示出了 t_M , p_H , p_M 和 p_E 这4个操作参数变化对热泵子系统功耗 W_{GSHP} 的影响(改变其中的一个参数,而其他参数保持在设计工况下不变).从图7a和7d中可以看出,当其他参数值一定时,除了上级循环压缩机出口压力 p_H 增加导致热泵循环子系统的功耗线性增大外,采暖水中间温度 t_M 与热泵循环子系统的功耗也近似成正比关系.这是由于,采暖水中间温度 t_M 的升高,将导致热泵冷媒的循环量增大,这必然引起冷媒循环泵功耗的增加.从图7b中可以看出,蒸发器压力 p_E 与热泵循环子系统的功耗近似成负相关,随着 p_M 的增加,热泵循环子系统的功耗则相应减少.这是由于此时的上级循环压缩机出口压力 p_H 保持不变,随着蒸发器压力 p_E 的增加,上级循环压缩机出口压力 p_H 与蒸发器压力 p_E 的压差必然减小,

从而引起循环压缩机的功耗减小.从图 7c 中可以看出,随着下级循环压缩机的出口压力 p_M 的增加,热泵循环子系统的功耗减少,但当 p_M 值增大到 522 kPa 后,功耗不再显著减小,热泵循环子系统的功耗几乎不再变化.这是由于随着下级循环

压缩机的出口压力 p_M 的增加,上级循环压缩机 (HP) 的压缩比减小,这正是级联循环热泵节能的原因,但 p_M 值不能无限增大,随着该值的增大,下级循环压缩机 (LP) 压缩比也将增大,级联循环的优势必将削弱.

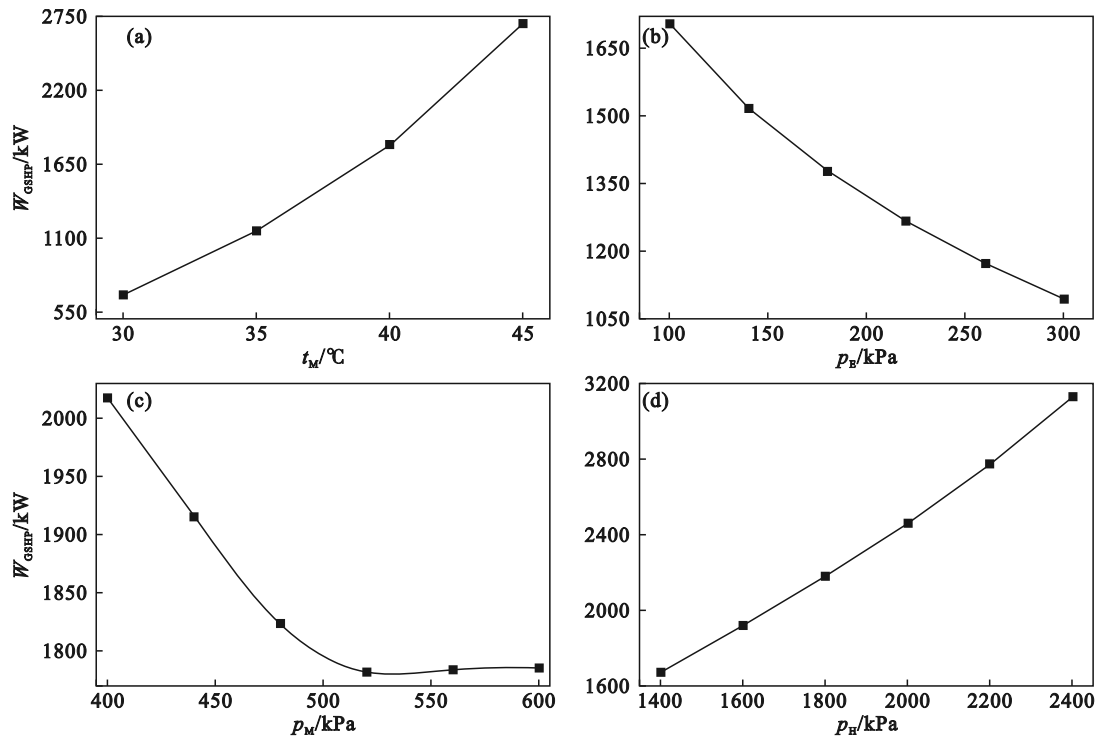


图 7 关键操作参数对热泵子系统功耗的影响

Fig. 7 Effect of key operating parameters on power consumption in heat pump subsystem

(a)— t_M ; (b)— p_E ; (c)— p_M ; (d)— p_H .

4 结 论

1) 提出的新型多能联供系统的一次能源利用效率和焓效率分别达到了 95.12% 和 35.12%, 高于常规系统的 83.80% 和 31.80%, 比常规系统更节能、更高效, 具有很好的应用前景.

2) 压缩机、循环泵和燃气轮机的焓效率较高, 换热装置的焓效率相对较低. 焓损失主要发生在燃烧室和烟水换热器, 分别占整个系统总焓损失的 48.7% 和 29.9%, 应当给予足够的关注.

3) 随着采暖循环水中间温度的升高, 需同时增大采热工质流量和级联热泵冷媒流量才能满足需求, 这也会引起级联热泵子系统功耗的增加.

4) 当其他参数值一定时, 采暖循环水中间温度和上级循环压缩机出口压力与级联热泵循环子系统的功耗呈正相关, 蒸发器压力与级联热泵循环子系统的功耗近似呈负相关.

5) 随着下级循环压缩机的出口压力的增大,

级联热泵循环子系统的功耗减少, 但当压力增大到一定值后, 功耗不再显著减小.

参考文献:

- [1] Werner S. International review of district heating and cooling [J]. *Energy*, 2017, 137: 617–631.
- [2] Han J, Ouyang L X, Xu Y Z, et al. Current status of distributed energy system in China [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 55: 288–297.
- [3] Liu Z M, Zhao Y R, Wang X N. Long-term economic planning of combined cooling heating and power systems considering energy storage and demand response [J]. *Applied Energy*, 2020, 279: 115819.
- [4] Aghaei A T, Saray R K. Optimization of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system with a gas turbine prime mover: a case study in the dairy industry [J]. *Energy*, 2021, 229: 120788.
- [5] Neto G W F, Leite M B M, Marcelino T, et al. Optimizing the coke oven process by adjusting the temperature of the combustion chambers [J]. *Energy*, 2021, 217: 119419.
- [6] Lin W, Feng Y H, Zhang X X. Numerical study of volatiles production, fluid flow and heat transfer in coke ovens [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 81: 353–358.
- [7] Zhao H B, Jiang T, Hou H C. Performance analysis of the SOFC-CCHP system based on $H_2O/Li-Br$ absorption

- refrigeration cycle fueled by coke oven gas [J]. *Energy*, 2015, 91: 983-993.
- [8] Zhao H B, Liu C. Performance analysis of gas-steam combined cycle with coke oven gas[C]// 2011 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. Wuhan, 2011: 1-4.
- [9] Hou H J, Wu J W, Ding Z Y, et al. Performance analysis of a solar-assisted combined cooling, heating and power system with an improved operation strategy [J]. *Energy*, 2021, 227: 120516.
- [10] Sadeghi S, Ahmadi P. Thermo-economic optimization of a high-performance CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES) and carbon dioxide ejector cooling system [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2021, 45: 101112.
- [11] 王江江, 杨颖. 基于太阳能利用的天然气冷热电联供系统热力性能研究[J]. *热能动力工程*, 2017, 32(5): 111-117. (Wang Jiang-jiang, Yang Ying. Thermodynamic performance analysis of a combined cooling heating and power system driven by natural gas and based on solar energy [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2017, 32(5): 111-117.)
- [12] 冯明杰, 王登亮, 赵梅玉, 等. 耦合液化天然气压力能的 CCHP 系统构建及优化[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2022, 43(6): 827-834. (Feng Ming-jie, Wang Deng-liang, Zhao Mei-yu, et al. Construction and optimization of CCHP coupled with LNG pressure energy [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2022, 43(6): 827-834.)
- [13] Wang J J, Li S W, Zhang G Q, et al. Performance investigation of a solar-assisted hybrid combined cooling, heating and power system based on energy, exergy, exergo-economic and exergo-environmental analyses [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 196: 227-241.
- [14] Wang X S, Yang C, Huang M M, et al. Multi-objective optimization of a gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 164: 93-101.
- [15] Kang L, Yang J H, An Q S, et al. Effects of load following operational strategy on CCHP system with an auxiliary ground source heat pump considering carbon tax and electricity feed in tariff [J]. *Applied Energy*, 2017, 194: 454-466.
- [16] Lu S L, Li Y W, Xia H W. Study on the configuration and operation optimization of CCHP coupling multiple energy system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 177: 773-791.
- [17] Li H, Xu W, Yu Z, et al. Discussion of a combined solar thermal and ground source heat pump system operation strategy for office heating [J]. *Energy and Buildings*, 2018, 162: 42-53.
- [18] Liu W, Chen G Y, Yan B B, et al. Hourly operation strategy of a CCHP system with GSHP and thermal energy storage (TES) under variable loads: a case study [J]. *Energy and Buildings*, 2015, 93: 143-153.
- [19] Ma W W, Fang S, Liu G. Hybrid optimization method and seasonal operation strategy for distributed energy system integrating CCHP, photovoltaic and ground source heat pump [J]. *Energy*, 2017, 141: 1439-1455.
- [20] Li H Q, Kang S S, Yu Z, et al. A feasible system integrating combined heating and power system with ground-source heat pump [J]. *Energy*, 2014, 74: 240-247.
- [21] Nikitin A, Deymi-Dashtebayaz M, Muraveinikov S, et al. Comparative study of air source and ground source heat pumps in 10 coldest Russian cities based on energy-exergy-economic-environmental analysis [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2021, 321: 128979.
- [22] Kang S S, Li H Q, Liu L F, et al. Exergy analysis of a novel CHP-GSHP coupling system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 308-314.
- [23] Xue X D, Zhang T, Zhang X L, et al. Performance evaluation and exergy analysis of a novel combined cooling, heating and power (CCHP) system based on liquid air energy storage [J]. *Energy*, 2021, 222: 119975.