

多能互补清洁供暖系统特性分析

耿直¹, 段博文¹, 王剑利², 华康民³

(1. 郑州航空工业管理学院 航空发动机学院, 河南 郑州 450046; 2. 华电郑州机械设计研究院有限公司, 河南 郑州 450046;
3. 郑州航空工业管理学院 实验室与设备管理处, 河南 郑州 450046)

摘要:为加速能源低碳转型,本文提出了一种基于太阳能、风能和地热能3类可再生能源多能互补的清洁耦合供暖方案,即在利用地热能供热时,将太阳能和风能联合其中实现辅助供热,从而突破太阳能与风能的不稳定性及间歇性等缺点,达到3类能源的合理配置效果。首先,在EBSILON软件中搭建了集热、储热、换热各能量转换与运输的热力模型,选定郑州典型供暖季的气象、地热等自然资源条件作为初始约束,研究了太阳能光热转换效率、供暖量及地热单元供暖输出等关键指标的变化规律。结果表明:光热转换效率集中分布在45%~60%;辐照较弱时,太阳能主要依靠储热装置放热维持机组热平衡,其最低供热谷值为27.268 kW;随着外界辐射能力的增强,系统供热量最大可达40.311 kW;在夜晚时段,地热机组供热量出力占主导,输出负荷最大达165.556 kW;相较于日照条件较好的白天,经太阳能预加热的回水温度有所升高,致使地热机组日间供热量相对减小,最小供热量为163.637 kW;当地热温度梯度上升5℃时,该机组供热量平均增高6.548 kW;风能利用单元伴随着机组负荷与外部风资源的波动,灵活地满足后端热泵机组处电压压缩机用能需求,确保用户侧供暖的长效稳定。

关键词:太阳能;地热能;风能;清洁采暖;热泵循环;多能互补

中图分类号:TK511;TK81;TU833 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.11.021

[引用本文格式]耿直,段博文,王剑利,等.多能互补清洁供暖系统特性分析[J].热能动力工程,2023,38(11):175-184. GENG Zhi, DUAN Bo-wen, WANG Jian-li, et al. Characteristic analysis of multi-energy complementary clean heating system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 175-184.

Characteristic Analysis of Multi-energy Complementary Clean Heating System

GENG Zhi¹, DUAN Bo-wen¹, WANG Jian-li², HUA Kang-min³

(1. School of Aero Engine, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou, China, Post Code: 450046;
2. Huadian Zhengzhou Mechanical Design Institute Company Limited, Zhengzhou, China, Post Code: 450046;
3. Laboratory and Equipment Management Office, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou, China, Post Code: 450046)

Abstract: In order to accelerate the low-carbon transformation of energy, this paper proposed a clean coupling heating scheme based on the multi renewable energy complementation of solar energy, wind energy and geothermal energy, that is, while using geothermal energy for heating, solar energy and wind

收稿日期:2022-11-28; 修订日期:2023-01-01

基金项目:河南省科技攻关资助项目(212102210009);河南省青年人才托举工程资助项目(2022HYTP021);河南省住房和城乡建设科技计划资助项目(HNJS-2022-K57);教育部教指委高等学校能源动力类教学研究与实践资助项目(NSJZW2021Y-99);河南省高等学校虚拟仿真实验教学体系建设与研究(2021SJGLX024)

Fund-supported Project: Henan Province Science and Technology Research Project (212102210009); Young Elite Scientists Sponsorship Program by Henan Association for Science and Technology (2022HYTP021); Henan Province Housing and Urban-Rural Construction Technology Plan (HNJS-2022-K57); The Energy and Power Teaching Research and Practice Program of Colleges and Universities sponsored by the Ministry of Education Guidance Committee (NSJZW2021Y-99); Construction and Research of Virtual Simulation Experiment Teaching System in Colleges and Universities of Henan Province (2021SJGLX024)

作者简介:耿直(1991-),男,郑州航空工业管理学院讲师。

energy were combined to achieve auxiliary heating, so as to break through the shortcomings of instability and intermittency of solar and wind energy and achieve the reasonable allocation effect of the three energy sources. First of all, the thermodynamic model of energy conversion and transportation of heat collection, heat storage and heat exchange was built in the EBSILON software. The meteorological, geothermal and other natural resource conditions in typical heating seasons of Zhengzhou were selected as the initial constraints, and the change laws of key indicators such as solar heat and light heat transfer efficiency, heating capacity and geothermal unit heating output were studied. The results showed that the photothermal conversion efficiency was concentrated in 45% to 60%; when the radiation was weak, the solar energy mainly relied on the heat release of the heat storage device to maintain the heat balance of the unit, and the minimum heating valley value was 27.268 kW; with the enhancement of external radiation capacity, the maximum heating capacity of the system could reach 40.311 kW; at night, the output of heat supply of geothermal units was dominant, and the maximum output load was 165.556 kW; compared to the daytime with good sunshine conditions, the return water temperature preheated by solar energy had been increased, resulting in a relative decrease in the daytime heat supply of geothermal units, with the minimum heat supply of 163.637 kW; when the geothermal temperature gradient rised by 5 °C, the heat supply of the unit increased by 6.548 kW on average; with the fluctuation of unit load and external wind resources, the wind energy utilization unit could flexibly meet the energy demand of the electric compressor at the back-end heat pump unit to ensure the long-term stability of heating at the user side.

Key words: solar energy, geothermal energy, wind energy, clean heating, heat pump cycle, multi energy complementation

引 言

随着“双碳”能源战略深入,将可再生能源应用于清洁供暖行业具有广阔前景^[1]。太阳能资源具有清洁无污染的优势^[2],将其应用于冬季采暖可大幅降低建筑能耗。同时,风能与地热能资源储量也具备丰富应用潜力^[3]。上述各类能源技术已在供暖行业有所应用,若将其有效耦合实现多能互补清洁利用,则会对促进能源清洁低碳转型产生更加深远意义^[4]。

当前,国内外学者围绕清洁采暖展开了卓有成效的研究工作。Hepbasli 等人^[5]分析了地源热泵系统和太阳能集热器加热供暖的运行特性;Astolfi 等人^[6]研究了槽式太阳能联合地热能的热电联供系统变化规律;Ozgener 等人和 Hepbasli 等人^[7-8]研究了地源热泵在太阳能辅助下的温室供暖系统性能,挖掘了太阳能与地源热泵在互补供热方面的应用潜力;Bakker 等人^[9]利用光伏光热一体化设备,将太阳能产生的电力与热能实现了耦合;Ozlu 等人^[10]设计了太阳能与风能互补利用装置,分析了综合能源

利用率和技术经济性;Notton 等人^[11]探究了太阳能和风能在特定场景应用下的时间交融性及耦合利用可行性;Johnson 等人^[12]研究了太阳能和地热能耦合的多能利用方案,提高了系统综合利用效率;马敬凯^[13]构建了太阳能和燃气蒸汽互补供暖系统,分析了二者耦合运行的经济指标;李利擎^[14]建立了一套以太阳能为主体的热力学优化模型,并获得了较高输出温度时对应的最佳设计参数;周林元等人^[15]将太阳能、浅层地热能 and 风能有效集成,利用互补性研究了系统供热稳定性与可靠性;于瑞佼^[16]将太阳能嵌入地源热泵机组引入农村住宅,总结出二者在供暖季合理的运行策略;赵志军等人^[17]以我国西部光电和风电项目为研究对象,构建了一种电储热清洁供暖系统模型,模拟了住户采暖负荷等核心指标变化特性。

综上所述,现有的清洁供暖技术路线虽多,但多表现为单一化与独立式。然而,太阳能、地热能等可再生能源较大程度依赖外界自然条件变化,存在局限性、间歇性与不确定性。因此,本文提出了一种基于太阳能、地热能和风能 3 类能源有效耦合的系统

集成供暖技术方案,充分利用多能互补优势,实现各能源时空分布的有效协同,确保供暖装置的稳定输出。该研究可为多能互补清洁供热的工程化应用提供一定参考。

1 系统建模

1.1 模型建立

本文提出的多能互补清洁供暖系统主要包含太阳能集热、储热、地热机组供热和风能发电 4 个子系统,其物理结构如图 1 所示。太阳能、地热能实现梯次利用^[18],风能与热泵机组压缩机灵活耦合,储热装置据外界条件有效调节,满足热电联合输出。

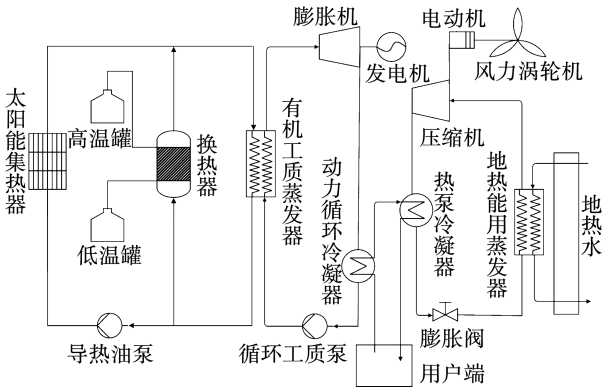


图 1 太阳能、风能、地热能互补供暖系统结构图

Fig. 1 Structural diagram of solar, wind and geothermal energy complementary heating system

1.1.1 太阳能集热装置

根据河南省郑州市当地气象数据及供暖情况,选取适宜于中低品位热利用的抛物面槽式聚光集热器作太阳能热利用装置。集热器按阵列分布式排列,位于焦线处真空集热管内流动着传热性能较优的导热油介质。

聚光器垂直于入射阳光的集热镜场所接受的辐射强度 I_m 为:

$$I_m = I_0 P \quad (1)$$

式中: I_0 —与外边界大气垂直方向上的太阳辐射强度, W/m^2 ; P —大气透明系数;下标 m —大气的质量, kg 。

集热镜场所收集到的太阳辐射能总功率可表示为:

$$Q_{total} = I \cos \theta A \quad (2)$$

式中: I —太阳辐射程度, W/m^2 ; A —聚光器受光面积, m^2 ; θ —太阳光入射角, $(^\circ)$ 。

槽式太阳能集热器的光学性能 η_{opt} 是评价其光热转换性能优劣的重要指标^[19],核心部件真空集热管吸收热量 Q_{abs} :

$$Q_{abs} = Q_{total} \eta_{opt} \quad (3)$$

聚光器接受太阳能的辐射能量有部分能量损失 Q_{loss} ,去除热损失则为最终吸热量 Q_{col} ,太阳能光热转换效率为 η_{se} ,则:

$$Q_{col} = Q_{abs} - Q_{loss} \quad (4)$$

$$\eta_{se} = \frac{Q_{col}}{Q_{total}} \quad (5)$$

式中:下标 opt —槽式集热器;下标 abs —真空集热管;下标 se —太阳能光热。

1.1.2 储热装置

储热子系统分为高温和低温储热罐、储热介质和换热器 3 部分。白天日照资源充足时,低温罐中的冷熔盐通过流动获取热量,温度升高,进行热能存储;夜晚无照或直射辐射资源 (Direct Normal Irradiance, DNI) 较弱时,高温罐中的熔盐流经换热器释放储存的热量,以补充系统用热需求,假定处于稳态过程,不计动能和粘度影响,此过程需满足质量和能量守恒方程^[20]。

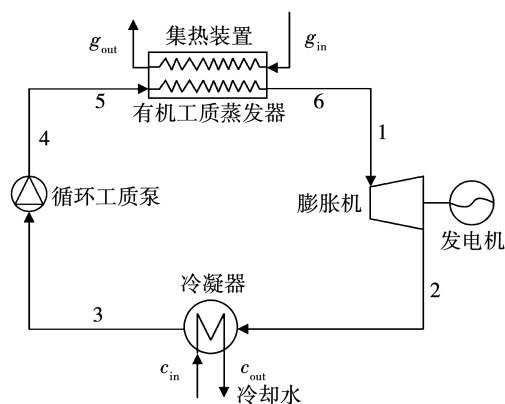
$$\frac{d}{dx} \int_{V_{ms}} \rho_{ms} dV + \dot{q}_{out,ms} - \dot{q}_{in,ms} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{d}{dx} \int_{V_{ms}} \rho_{ms} u dV + \dot{q}_{out,ms} u = -\dot{Q}_b - \dot{Q}_{ww} - \dot{Q}_{us} + \int_{S_{ms}} \vec{v} \cdot \vec{n} dS \quad (7)$$

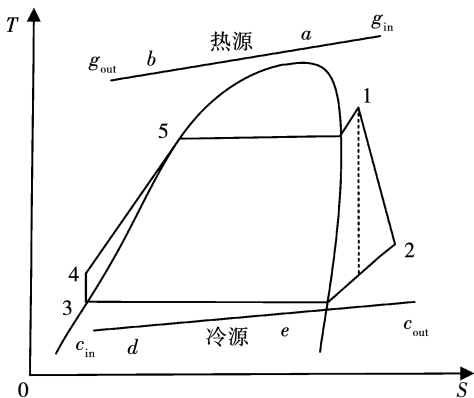
式中: V —储热罐内控制体积的熔盐体积, m^3 ;下标 ms —熔盐介质; dx —控制体积的熔盐微分; ρ_{ms} —熔盐密度, kg/m^3 ; u —熔盐内能, J/kg ; $\dot{q}_{in,ms}$ 和 $\dot{q}_{out,ms}$ —罐体进口和出口熔盐质量流量, kg/s ; $\vec{v}_{ms}$ —熔盐速度矢量; $\vec{n}$ —法向矢量; S —熔盐与换热器的接触面积, m^2 ; $\dot{Q}_b$ —罐底与地面接触的热损失, W ; $\dot{Q}_{ww}$ —储热罐壁面到外界环境热损失, W ; $\dot{Q}_{us}$ —熔盐表面的罐中气体同外界环境散发的热量, W 。

1.1.3 有机朗肯动力循环装置

采用有较低沸点有机工质实现有机朗肯动力循环(Organic Rankine Cycle, ORC)热功转换,能较好实现中低温品位热源范围内的能量回收^[21]。该系统主要包含4个核心部件:有机工质蒸发器、膨胀机、工质泵和冷凝器,其系统结构如图2所示。工质选取文献[22]研究的甲苯进行性能分析。



(a) 结构图



(b) 温熵原理图

图2 有机朗肯循环示意图

Fig.2 Schematic diagram of organic Rankine cycle

图中:1-2是蒸汽在膨胀机中的膨胀过程;2-3是蒸汽在冷凝器中的冷却过程;3-4(5)是工质泵循环压缩过程;5-6(1)是工质流过蒸发器吸热过程; c_{in} 、 c_{out} —冷却水进口和出口; g_{in} 、 g_{out} —进口处高温高压有机蒸汽和释放热量后出口处蒸汽工质; $a-b$ —热源工质的换热过程; $d-e$ —冷源水的换热过程。

(1) 有机工质蒸发器

工质流经蒸汽发生器吸收热量 Q_{5-1} :

$$Q_{5-1} = q_{mf}(h_1 - h_5) = q_{mr}c_{mr}(T_{in,a} - T_{out,b}) \quad (8)$$

式中: c_{mr} —热源流体工质比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; q_{mf} —

有机工质质量流量, kg/s ; q_{mr} —热源质量流量, kg/s ; $T_{in,a}$ —循环过程热源侧蒸发器进口流体温度, K ; $T_{out,b}$ —热源侧蒸发器出口流体温度, K ; h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 、 h_5 —工质循环过程中各状态点处比焓, J/kg ; 下标 mf —有机工质; 下标 mr —蒸发器中热源流体。

(2) 膨胀机

考虑工质在膨胀机中处于稳态,则膨胀过程高温高压蒸汽在蒸汽轮机中绝热膨胀所做的功 W_{1-2} 为:

$$W_{1-2} = q_{mf}(h_1 - h_2) \quad (9)$$

(3) 冷凝器

从膨胀机中排出的乏汽在冷凝器定压放热,最终被冷却水降温至饱和液态,经过冷凝器释放的热量 Q_{2-3} 为:

$$Q_{2-3} = q_{mf}(h_2 - h_3) = q_{mt}c_{mt}(T_{out,e} - T_{in,d}) \quad (10)$$

式中: q_{mt} —冷却流工质的质量流量, kg/s ; $c_{p,mt}$ —冷却工质的平均比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $T_{out,e}$ —冷却工质出口温度, K ; $T_{in,d}$ —冷却流体入口温度, K ; 下标 mt —冷凝器内的冷却流体。

(4) ORC 循环系统评价指标

循环中工质泵产生功耗用 W_{rp} 表示,工质所吸收的来自高温热源的总热量 Q_{1-4} 、净输出功 W_{net} 及转换效率 η_{orc} 分别为:

$$W_{net} = W_{1-2} - W_{rp} \quad (11)$$

$$\eta_{orc} = \frac{W_{net}}{Q_{1-4}} = \frac{W_{1-2} - W_{rp}}{q_{mf}(h_1 - h_4)} \quad (12)$$

式中:下标 rp —工质泵;下标 net —热工质的净输出功;下标 orc —ORC 循环。

1.1.4 地热能利用装置

地热能利用装置由蒸发器、膨胀阀、地热压缩机和冷凝器等部件组成。热泵中蒸发器换热量 Q_t 与冷凝器冷却水的换热量 Q_q 分别为:

$$Q_t = \rho_t c_{p,t} v_t (T_{in,t} - T_{out,t}) \quad (13)$$

$$Q_q = \rho_q c_{p,q} v_q (T_{in,q} - T_{out,q}) \quad (14)$$

式中: ρ_t —热泵机组流体密度, kg/m^3 ; $c_{p,t}$ —热泵中工质比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; v_t —热泵机组中换热器内工质流速, m/s ; $T_{in,t}$ 、 $T_{out,t}$ —热泵机组中蒸发过热器进口、出口各自平均温度, K ; ρ_q —冷却水密度, kg/m^3 ; $c_{p,q}$ —冷却水比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; v_q —冷却水体积流量, m^3 ; $T_{in,q}$ 、 $T_{out,q}$ —热泵机组冷凝器的

冷却水进、出口温度, K; 下标 t—代热泵系统; 下标 q—冷凝器系统。

1.1.5 风力机组装置

一定量空气流过风机叶片时动能为 E ; 风机叶片转动时可转化的有效机械能最终转化的动能为 E_{valid} ; 风能的利用效率为 L_L , 则:

$$L_L = \frac{E_{\text{valid}}}{E} \times 100\% \tag{15}$$

1.1.6 用户侧供暖装置

用户端低温供暖回水循环后, 通过太阳能集热子系统预加热, 再经地热机组吸收热泵冷凝器所释放的热量后上升至合适供热出水温度。供暖水循环过程中热用户获取的总供暖量 Q_{user} 为:

$$Q_{\text{user}} = U_s K_n S_n (T_n - T_o) \tag{16}$$

式中: U_s —供暖用户数; K_n —采暖结构传热系数, kJ/m^2 ; S_n —采暖结构面积, m^2 ; T_n 和 T_o —采暖室室

内和室外的温度, K; 下标 user—用户; 下标 s—数量; 下标 n—室内采暖结构; 下标 o—室外。

若供暖热网水经互补供暖系统送往用户端的平均温度为 T_{ave} , 则出口温度 T_{sh} 为:

$$T_{\text{sg}} = T_{\text{ave}} + \frac{Q_{\text{user}}}{2F_w c_{p,w}} \tag{17}$$

$$T_{\text{sh}} = T_{\text{ave}} - \frac{Q_{\text{user}}}{2F_w c_{p,w}} \tag{18}$$

式中: F_w —供暖装置内水流量, kg/s ; $c_{p,w}$ —装置中热水比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_{sg} —到达用户侧散热器后入口端温度, K; 下标 ave—平均; 下标 w—供暖热水。

1.2 基于 EBSILON 的多能互补清洁供暖系统方案

图 3 为太阳能、地热能、风能 3 种可再生能源耦合之后的多能互补清洁供暖热力系统仿真结构图。

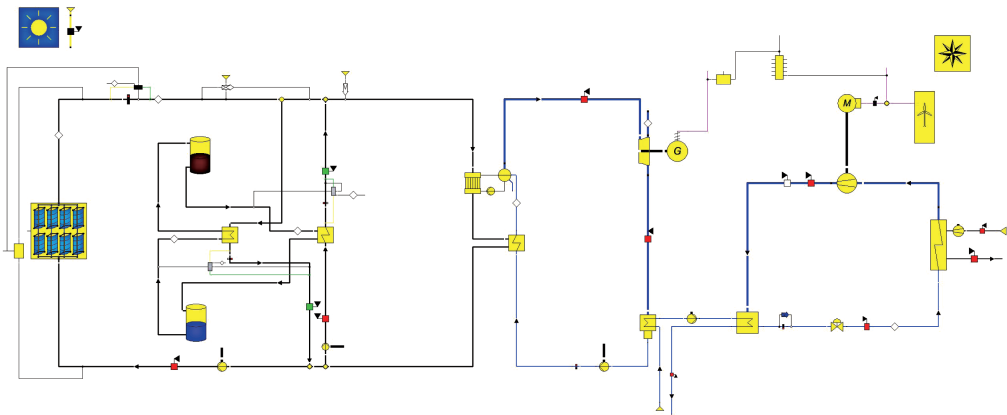


图 3 多能互补清洁供暖系统热力模型结构图

Fig. 3 Structural diagram of thermal model of multi energy complementary clean heating system

1.3 模型验证

基于本文供暖方案, 采用文献[18]所得结果为例开展模型验证, 如表 1 所示。表 1 中储热罐新温度是指经过太阳能辐射储热系统运行后, 储热罐内所达到的温度, 模型验证结果表明, 仿真运行结果数

据在一定的误差允许范围之内, 证明了本模型的准确性与可靠性。考虑到节省计算工作量, 可取小时作为时间间隔, 开展联合供暖装置在全供暖季下的运行模拟。

表 1 模型验证结果

Tab. 1 Model verification results

名称	法相辐射量/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	地热进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	外界气温/ $^{\circ}\text{C}$	储热罐新温度/ $^{\circ}\text{C}$	太阳能系统供热量/ kW	地热机组供热量/ kW
对比模型	670	90	8.5	203.163	27.234	160.265
本文模型	670	90	8.5	203.207	27.268	162.664
绝对误差	0	0	0	0.0440	0.340	2.399
相对误差%	0	0	0	0.022	0.125	1.497

2 仿真结果分析

2.1 自然资源条件参数

本文利用 Meteonorm 软件气象数据库资源,提取河南郑州当地纬度 34.80°N,经度 113.66°E 的风速、太阳能直射辐射 (Direct Normal Irradiance, DNI)、环境温度等气象数据,并结合该处地热资源条件,开展某典型供暖季(上年度 11 月 10 日至次年的 3 月 20 日左右)的供热性能模拟。图 4 为各参数变化情况。

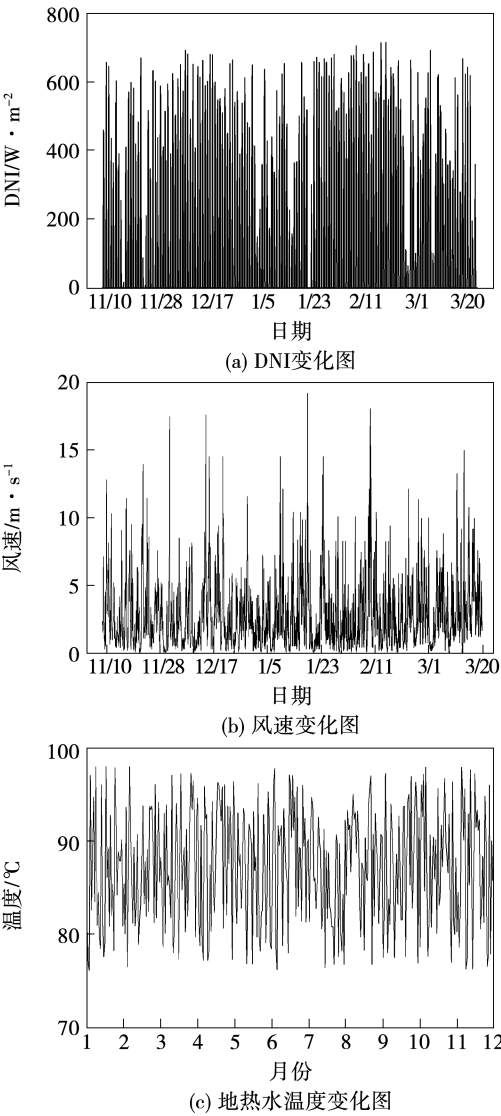


图 4 自然资源条件变化数据

Fig.4 Data of changes under natural resource conditions

2.2 日照资源波动的影响

2.2.1 集热装置光热转换效率

供暖季太阳法向辐射一般集中分布在当天早上 8:00 至下午 18:00,DNI 呈现先升高、后降低的变化

趋势。因此,槽式集热装置 η_{se} 也在相应时段内先上升后下降。图 5 为 η_{se} 在供暖季随时间的变化曲线。在此期间,上年度 12 月 20 日至次年度 1 月 20 日间 η_{se} 相对较低,这是因为该时间段正值寒冬季节,DNI 相对较少,致使捕获的有效太阳能较少;整个供暖季内 η_{se} 集中在 45% ~ 60% 之间,2 月 15 日之后出现光热转换效率大于 70% 的现象较多时刻,峰值最高可达 76.013%。

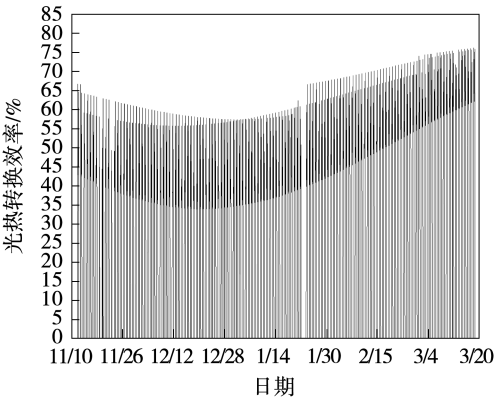


图 5 槽式太阳能聚光装置光热转换效率

Fig.5 Photothermal conversion efficiency of trough solar concentrator

图 6 为典型日即每月 15 日的槽式集热效率 η_{se} 变化趋势。典型日内 η_{se} 均呈现出先升高、再降低、再升高、最后降低的变化规律。每天上午 6:00 ~ 8:00 和下午 16:00 ~ 18:00 之间,均出现一个极大值,且效率值分布大致于每天 12:30 左右呈对称分布。在 18:00 至次日 6:00 之间,DNI 较弱, η_{se} 基本为零,机组用热依靠日间储热来维持。

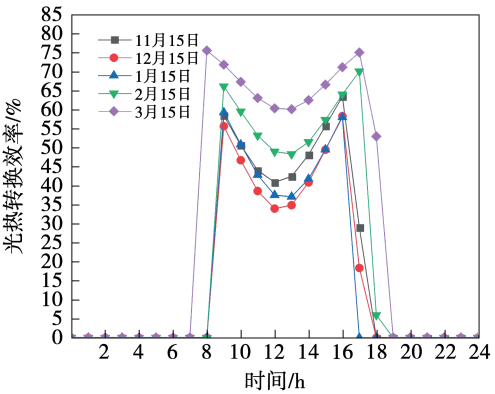


图 6 典型日槽式太阳能聚光装置光热转换效率

Fig.6 Photothermal conversion efficiency of trough solar concentrator in typical day

2.2.2 发电机实际输出功率

图 7 是动力循环部分发电机出口实际功率变化。由于 DNI 波动直接影响了动力循环部分发电机出口功率,因此二者呈一定正相关性。在供暖季 11 月 10 日至次年 3 月 20 日,输出电功率在 3.917 kW 至 5.039 kW 范围波动,并在 DNI 相对稳定的 2 月 18 日至 28 日连续 11 天出现峰值。在 DNI 较低或近 0 时段,动力循环利用储热做功,发电机侧输出功率维持在最低值 3.917 kW,确保机组无间断运行。

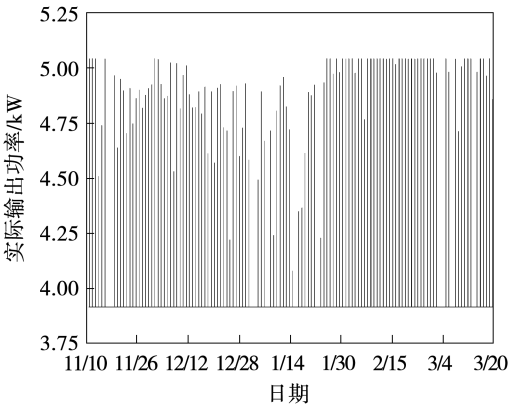


图 7 发电机出口实际输出功率

Fig.7 Actual output power at generator outlet

2.2.3 太阳能系统供暖量和预热水温度

图 8 为太阳能集热系统供暖热量和预热水温度的变化。由图 8 可知,供暖季内,供暖量在 27.268 ~ 40.311 kW 间波动,DNI 呈正相关变化。结合图 7 可知,发电机实际功率和预热回水温度在每日相同时刻达到峰值。DNI 较小或为零时,预热水吸收 27.268 kW 热量,使流向地热机组水温升至 71.409 ℃。在预热水温度方面,用于地热机组再加热的回水温度随 DNI 也发生相同变化,温度在 71.410 ~ 73.039 ℃ 间波动,最高温差 1.371 ℃。DNI 较小或为零时,热回水温度稳定在峰值 71.410 ℃。与发电机侧输出功率变化相一致,热回水温度也在 2 月 18 日之后近 10 天内连续出现峰值。

2.3 地热资源的影响

2.3.1 地热机组的供暖量和供暖水温度

图 9 为地热机组供暖量和供暖水出口温度变化。由图可知,地热供暖量维持在 163.637 ~ 165.556 kW。结合图 8 可知,DNI 较小时,太阳能提

供热量仅为 27.268 kW,此时以储热系统放热为主。为保证供暖需求,地热机组供暖负荷稳定在最大值 165.556 kW,对热水输出提供较多份额;中午 DNI 较大时,太阳能供暖量增多最高达 40.311 kW,此时太阳能出力增多,地热供暖有所下降,最低时刻仅提供 163.637 kW 热量便可保证供暖的稳定;在太阳能供暖量最大时,地热能供暖出力则较小,供暖水温在 92.068 ~ 93.452 ℃ 间波动。综合来看,太阳能作为主力时提供了较多热量,而 DNI 较小或夜晚为零时地热能利用增多,较好体现二者互补性。当太阳能预热水温最高时,供暖水出口温度也最高,二者保持一致。

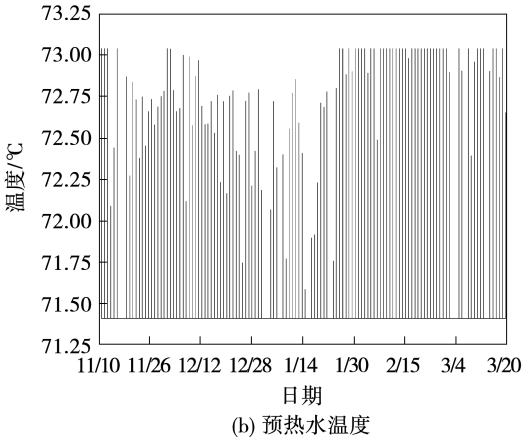
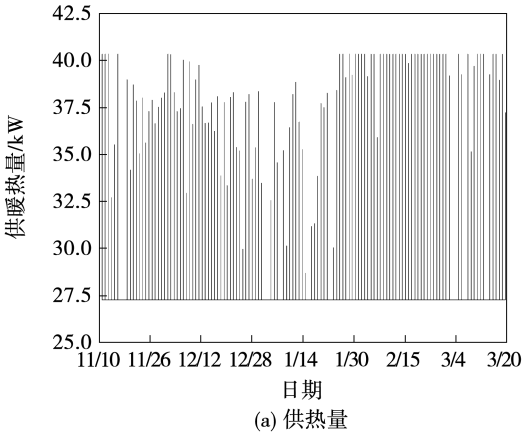


图 8 太阳能集热系统供暖量和预热水温度变化

Fig.8 Changes of heating capacity and preheating water temperature of solar collector system

2.3.2 不同地热温度对地热机组供暖量的影响

图 10 是选取 11 月 16 日典型日下,不同地热进口温度对供暖量的影响变化。由于地热温度变化梯度平缓,因此重点分析了 78,83,88,93 和 98 ℃ 5 种工况下机组供暖变化特性。就不同工况而言,在

DNI 为零时,地热机组供暖量都维持在某一定值,体现地热能输出的稳定性,且各工况下供暖量分别为 152. 473, 159. 012, 165. 556, 172. 107 和 178. 664 kW;当地热机组平稳运行时,地热水温每升高 5℃,机组可供暖量便增多 6. 548 kW,并随水温升高增值幅度也略有提升。总之,白天 DNI 逐渐上升至最大,供暖预热水温度提高,地热机组供暖量会下降至最小值,实现二者有机耦合。

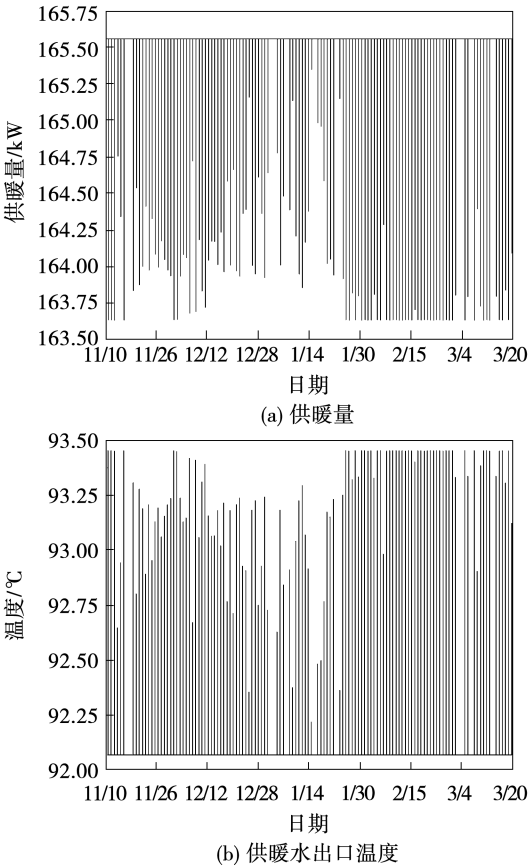


图9 地热机组的供暖量和供暖水出口温度
Fig.9 Heating capacity and outlet heating water temperature of geothermal unit

2.4 风速变化的影响

2.4.1 风力机输出功率

图 11 为供暖期内风力机出口功率变化。与外界风速变化规律相同,风力机可转换功率在 0 ~ 3 000 kW 间,体现随外界气象条件变化的随机波动性。受风机组件参数限制,当风速达 12. 2 m/s 时,风力机出口功率上升至峰值 3000 kW。这对于机组安全性有一定保障,可避免超负荷出现部件损坏等不良现象。

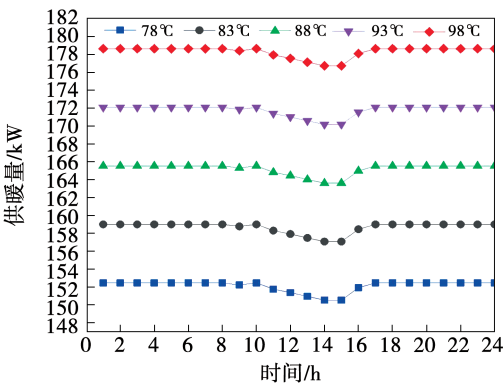


图 10 不同地热温度的供热量
Fig. 10 Heaing capacity at different geothermal temperatures

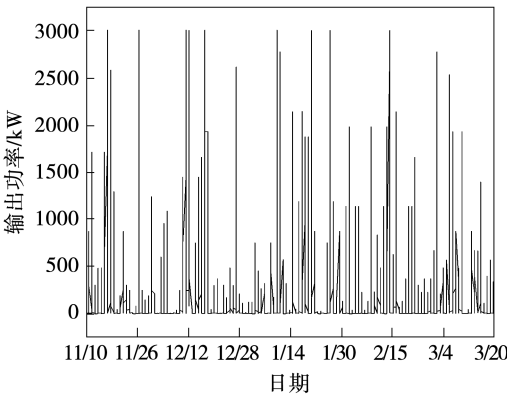


图 11 风力机出口功率变化
Fig. 11 Changes of output power of wind turbine

2.4.2 电网侧功率

图 12 为供暖电网侧功率的变化。由于动力循环系统发电量较稳定,所以最终电网侧功率变化趋势大致与涡轮风机出口功率一致。在大多风速为零的夜晚或 DNI 较小时,太阳能供热量维持在最低值,地热机组成为供暖主力,此时风力系统电网侧输入 134. 993 kW 电能,确保地热单元稳定运转;而在风速较大的夜晚时段,地热机组依然作为供暖主力,风能与动力循环分担出 138. 910 kW 电能即可满足地热机组压缩机运转;随风速增大,DNI 越来越大并进入白天时段,太阳能供热成为主力,输出热量最多 40. 311 kW。相应地,地热机组出力减小,多余电能与动力循环产生的电能联合入网,最高达 2 866. 129 kW。综上,风力机在本清洁供暖系统中承担了部分缓冲与调节作用,与地热能、太阳能供暖实现联合互补。

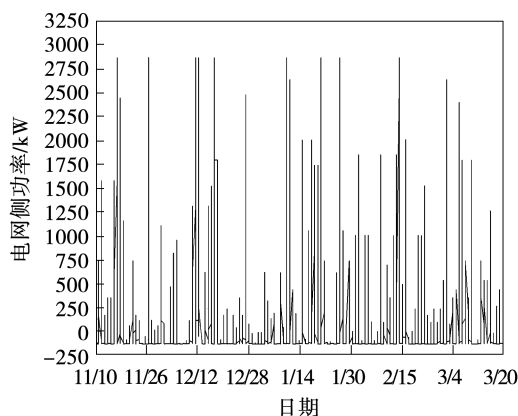


图 12 电网侧功率

Fig. 12 Power at grid side

3 结 论

本文基于太阳能、地热能和风能 3 类能源互补耦合利用,提出了一套新型清洁供暖系统集成方案,由 EBSILON 搭建热力学模型,结合气象参数分析了郑州供暖季内的关键指标变化规律,得到如下结论:

(1) 供暖季太阳能集热装置的光热效率集中在 45% ~ 60%,峰值为 76.013%,且 2 月 15 日之后较多时段集中在 70% 以上。太阳能的日间光热转换效率呈对称性分布,上午时段随 DNI 升高逐渐变大且存在一个极值,在此之后出现下降趋势;下午时段,光热转换效率又重复升高到某一极值,最后随 DNI 减弱而逐渐减小。

(2) 太阳能集热系统每时刻供热量维持在 37.268 ~ 40.311 kW,预加热后的回水温度在 71.410 ~ 73.039 °C 范围内波动。DNI 为零时,系统主要依靠储热装置释放热量,一次预热回水吸收 27.268 kW 热量后可稳定在 71.41 °C,随着外界 DNI 升高热回水温度会继续升高,最终输出为 73.039 °C。

(3) 地热机组的供热量在 163.637 ~ 165.556 kW 间波动,夜晚储热系统放热时预热回水温度在最低值 71.410 °C,相反地热供热量达到最大峰值;白天 DNI 增强,则预热水温度升高,而地热机组供热量却降低,且二者在一天的同一时刻分别达到各自最大与最小值,实现了太阳能与地热能在时空上的不同出力调节及灵活互补。

(4) 风力发电单元的输出功率随风速变化在

0 ~ 3 000 kW 间输出范围内变化。当风速 12.2 m/s 时,出口功率达到峰值;风速为零时,电网侧有输入补充的最小功率为 -134.993 kW,确保热泵正常运转。

参考文献:

- [1] 山 强,杨绪飞,吴小华,等. 太阳能跨季节蓄热增强土壤源热泵供暖系统建模与仿真研究[J]. 可再生能源,2022,40(8): 1028 - 1037.
SHAN Qiang, YANG Xu-fei, WU Xiao-hua, et al. Research on modeling and simulation of ground source heat pump heating system with seasonal solar thermal energy storage enhancement[J]. Renewable Energy Resources, 2022, 40(8): 1028 - 1037.
- [2] 罗权权,李保国,朱传辉,等. 真空管太阳能集热器研究进展[J]. 热能动力工程,2021,36(7): 1 - 6.
LUO Quan-quan, LI Bao-guo, ZHU Chuan-hui, et al. Research progress of evacuated tube solar collector[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7): 1 - 6.
- [3] 高安娜. “双碳”目标驱动下的中国清洁能源发展优化路径研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2021.
GAO An-na. Research on the optimization path of clean energy development in China driven by the goal of "dual carbon" [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021.
- [4] 段 洋,陈久林,王志雄. 相变蓄热供热装置热性能试验研究与系统经济性分析[J]. 热能动力工程, 2022, 37(4): 117 - 123.
DUAN yang, CHEN Jiu-lin, WANG Zhi-xiong. Experimental study on thermal performance and system economic analysis of phase change heat storage heating unit [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4): 117 - 123.
- [5] HEPBASLI A, BALTA M T, ALSUHAIBANI Z. Comparing the energetic and exergetic performances of a building heated by solar energy and ground-source (geothermal) heat pump [J]. Advanced Materials Research, 2011(347/353): 1801 - 1805.
- [6] ASTOLFI M, XODO L, ROMANO M C, et al. Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an organic Rankine cycle [J]. Geothermics, 2011, 40(1): 58 - 68.
- [7] OZGENER O, HEPBASLI A. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system [J]. Renewable Energy, 2005, 37(1): 101 - 110.
- [8] OZGENER O, HEPBASLI A. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007, 11(3): 482 - 496.
- [9] BAKKER M, ZONDAG H A, ELSWIJK M J, et al. Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump [J]. Solar Energy, 2005, 78(2): 331 - 339.

- [10] OZLU S, DINCER I. Development and analysis of a solar and wind energy based multigeneration system [J]. Solar Energy, 2015, 122: 1279 – 1295.
- [11] NOTTON G, DIAF S, STOYANOV L. Hybrid photovoltaic/wind energy systems for remote locations [J]. Energy Procedia, 2011, 6: 666 – 677.
- [12] BONVADI N, JOHNSON E, BAKER D. Technoeconomic and exergy analysis of a solar geothermal hybrid electric power plant using a novel combined cycle [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 156: 542 – 554.
- [13] 马敬凯. 太阳能热互补联合循环系统优化设计研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2018.
- MA Jing-kai. Research on optimal design of solar thermal complementary combined cycle system [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.
- [14] 李利擎. 太阳能驱动有机朗肯循环性能分析及优化 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
- LI Li-qing. Analysis and optimization of solar driven organic Rankine cycle performance [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [15] 周林元, 吴柯, 刘一刚. 多能源互补技术供热系统探究 [J]. 产业科技创新, 2019(29): 35 – 36.
- ZHOU lin-yuan, WU Ke, LIU Yi-gang. Exploration on multi-energy complementary technology heating system [J]. Industrial Technology Innovation, 2019(29): 35 – 36.
- [16] 于瑞佼. 太阳能耦合地源热泵系统应用研究 [D]. 石家庄: 河北科技大学, 2019.
- YU Rui-jiao. Research on application of solar coupled ground source heat pump system [D]. Shijiazhuang: Hebei University of Science and Technology, 2019.
- [17] 赵志军, 刘凯, 申晔龙. 塬地太阳能风能互补直流发电蓄电建筑的供暖研究 [J]. 陕西理工大学学报 (自然科学版), 2021, 37(4): 54 – 62.
- ZHAO Zhi-jun, LIU Kai, SHEN Ye-hua. Research on the complementary use of solar and wind energy in plateau to generate direct current and store electricity to heat buildings [J]. Journal of Shaanxi University of Technology (Natural Science Edition), 2021, 37(4): 54 – 62.
- [18] 耿直, 付营剑, 姚瑶, 等. 太阳能与地热互补清洁利用系统特性分析 [J]. 热力发电, 2022, 51(6): 17 – 24.
- GENG Zhi, FU Ying-jian, YAO Yao, et al. Characteristics analysis for complementary clean utilization system of solar energy and geothermal energy [J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(6): 17 – 24.
- [19] 李换兵, 郑秋榕, 崔凝. 抛物面槽式太阳能集热器性能分析 [J]. 应用能源技术, 2015(9): 32 – 37.
- LI Huan-bing, ZHENG Qiu-rong, CUI Ning. Performance analysis of parabolic trough solar collector [J]. Applied Energy Technology, 2015(9): 32 – 37.
- [20] 时华. 熔盐储热系统热性能和熔盐泄漏与渗流特性的研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2021.
- SHI Hua. Investigation on the thermal performance of molten salt thermal energy storage system and the characteristics of molten salt leakage and migration [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.
- [21] 翟慧星, 王随林, 安青松, 等. 有出口温度限制的热源亚临界有机朗肯循环最佳回热度定量准则的研究 [J]. 可再生能源, 2021, 39(4): 472 – 480.
- ZHAI Hui-xing, WANG Sui-lin, AN Qing-song, et al. Quantitative criteria of optimal regenerate efficiency for organic Rankine cycle with limited outlet temperature heat sources [J]. Renewable Energy Resources, 2021, 39(4): 472 – 480.
- [22] 顾煜炯, 耿直, 谢典. 太阳能有机朗肯循环系统性能分析及综合评价 [J]. 太阳能学报, 2018, 39(2): 482 – 490.
- GU Yu-jiong, GENG Zhi, XIE Dian. Performance analysis and comprehensive evaluation of organic Rankine cycle system driven by solar energy [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2018, 39(2): 482 – 490.

(姜雪梅 编辑)