

基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统特性分析

朱永君^{1*}, 刘有明², 严尔军³

(1.青海大学机械工程学院, 青海省西宁市, 810016;

2.国网西宁供电公司, 青海省西宁市, 810003 ;

3.青海职业技术大学, 青海省西宁市, 810016; * 通讯作者, 794562163@qq.com)

摘 要: 为了提高分布式压缩空气储能 (Distributed Compressed Air Energy Storage) 系统的整体效率, 解决透平侧热量供应不足及热量需求不匹配的问题, 本文提出了一种基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统设计与建模方法。该方法通过引入低品位热源, 提高了压缩空气储能系统的热量供应, 提升了系统的循环效率。首先, 提出了一种基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统架构, 利用辅助热源与储热介质换热对透平机进行预热, 降低能量消耗。随后, 针对该系统的各个核心设备, 建立了详细的热力学模型。基于这些热力学模型, 利用 Aspen Hysys 软件进行了系统的性能仿真分析, 验证了该设计的可行性和优势。最后, 从热源供热量、压缩与透平效率、换热效率等多个角度, 对 D-CAES 系统的性能进行了深入分析, 揭示了各个因素对整体能效的影响, 为进一步优化系统设计提供了理论依据。仿真结果表明, 在合理配置关键设备参数的条件下, 有低品位热源辅热的 D-CAES 系统相比传统系统在循环效率上提高了 7.25%, 并且系统整体效率得到了显著改善, 尤其在高负荷工况下, 系统的热能回收能力和透平效率均表现出较为优异的性能。

关键词: 分布式压缩空气储能; 低品位热源; 储能效率; 热力学性能分析

引言

随着可再生能源的大规模并网和电力系统灵活调节需求的日益增长, 压缩空气储能 (Compressed Air Energy Storage, CAES) 技术因其规模大、寿命长、成本较低等优势, 成为大规模储能领域的研究热点之一[1]。然而, 传统 CAES 系统存在依赖化石燃料补燃、系统效率较低 (通常仅为 40%~50%) 等问题, 限制了其在清洁能源领域的广泛应用[2]。分布式压缩空气储能 (Distributed CAES, D-CAES) 系统通过分散化部署和模块化设计, 能够更好地适应可再生能源的波动性, 但其透平侧热量供应不足及热量需求不匹配的问题仍制约着系统整体效率的提升[3]。如何有效利用低品位热源 (如工业余热、太阳能热等) 辅助供热, 优化系统热力学循环, 成为提高 D-CAES 效率的关键研究方向之一。

目前, 国内外学者在 CAES 系统优化方面已开展了一系列研究。文献[4]提出了风力机直接耦合压缩空气储能系统 (W-CAES), 建立了系统模型并分析了风速、环境温度及空气湿度对系统效率的影响, 结果表明系统效率随环境温度和空气湿度的升高而略有降低, 为离网发电系统提供了新思路。文献[5]提出了一种耦合火电的压缩空气储能多能联供系统, 基于热力分析及经济性分析模型, 评估了其热力性能和技术经济性, 结果表明新系统效率可提升 16.21%, 动态投资回收期可缩短 11.8 年, 为 CAES 大规模商业推广应用提供了新思路。文献[6]提出了一种生物质气化联合循环系统与压缩空气储能系统集成新方案, 通过能量梯级利用提升了系统效率, 压缩空气储能系统的循环效率和能量密度分别达到 86.14% 和 7.48 MJ/m³。文献[7]提出了一种耦合燃煤电站的压缩空气储能系统, 通过燃煤电站回热系统的给水冷却和加热压缩空气, 提高了系统性能, 耦合系统循环效率和焓效率分别为 63.28% 和 79.02%。然而, 现有研究大多集中于高品位热源的利用, 而对低品位热源 (如温度低于 150° C 的工业废热或环境热源) 的集成优化研究较为有限。低品位热源虽能量密度较低, 但来源广泛、成本低廉, 若能有效整合至 D-CAES 系统中, 有望显著提升系统的经济性和可持续性。

针对上述问题, 本文提出一种基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统设计与建模方法, 旨在解决透平侧热量供应不足及热需求不匹配的瓶颈问题。首先, 设计了一种集成低品位热源的 D-CAES 系统架构, 通过辅助热源与储热介质换热实现对透平机的预热, 降低系统能量损耗; 然后, 建立了系统核心设备的热力学模型, 并基于 Aspen Hysys 平台完成性能仿真, 验证了设计的可行性; 其次, 从热源供热量、压缩/透平效率及换热效率等多维度分析了系统性能, 揭示了关键参数对能效的影响规律。最后, 通过仿真分析, 得出系统在合理配置参数下, 循环效率较传统 D-CAES 提升 7.25%。

1 系统热力学模型

基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统模型如图 1 所示, 传统分布式压缩空储能系统可分为 4 个部分, 按照空气在系统中流经的先后顺序, 分别是压缩子系统、蓄能系统和透平子系统[8]。基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统是在传统 D-CAES 系统的基础上, 引入低品位热源作为外部辅助热源与蓄热介质进行充分的热交换直至达到高温状态并存储于热罐中以供透平发电。

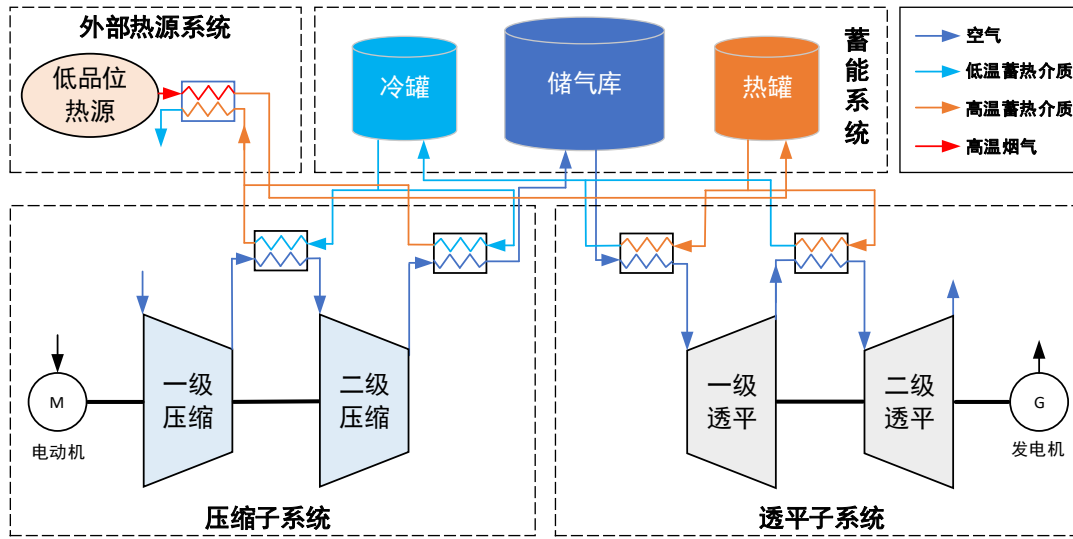


图 1 基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统架构

1.1 压缩机热力学模型

基于等熵效率[9][10], 第*i*级压缩机的出口空气温度 $T_{ac,i}^{out}$ 可表示为(式 1):

$$T_{ac,i}^{out} = T_{ac,i}^{in} \left[\left((\beta_i^c)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \eta_{c,i} + 1 \right] \quad (1)$$

式中, $T_{ac,i}^{in}$ 表示压缩机入口空气温度, β_i^c 表示压缩机压比, κ 表示空气绝热指数, $\eta_{c,i}$ 表示压缩机等熵效率。

第*i*级压缩机的输入电能 $W_{c,i}$ 和总压缩电能 $W_{c,tot}$ 分别为(式 2 与式 3):

$$W_{c,i} = m_a c_p T_{ac,i}^{in} \left((\beta_i^c)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \eta_{c,i} \quad (2)$$

$$W_{c,tot} = \sum_{i=1}^{N_{com}} W_{c,i} \quad (3)$$

式中, m_a 表示压缩空气质量, c_p 表示空气定压比热容, N_{com} 表示总压缩级数。

每级输入压缩机的焓即输入的电能, 输出焓由空气带走。由此, 第*i*级压缩机的焓输入 $E_{x,i}^{c,in}$ 和焓输出 $E_{x,i}^{c,out}$ 以及焓损失 $L_{x,i}^c$ 分别为[11](式 4, 式 5 及式 6):

$$E_{x,i}^{c,in} = W_{c,i} \quad (4)$$

$$E_{x,i}^{c,out} = m_a c_p (T_{ac,i}^{out} - T_{ac,i}^{in}) - m_a T_0 \left(c_p \ln \frac{T_{ac,i}^{out}}{T_{ac,i}^{in}} - R_g \ln \frac{p_{ac,i}^{out}}{p_{ac,i}^{in}} \right) \quad (5)$$

$$L_{x,i}^c = E_{x,i}^{c,in} - E_{x,i}^{c,out} \quad (6)$$

式中, T_0 表示环境温度, R_g 表示空气的气体常数, $p_{ac,i}^{in}/p_{ac,i}^{out}$ 表示压缩机进气/出气压力。

同时, 系统总压缩电能 $W_{c,tol}$ 和总压缩焓 $E_x^{c,in}$ 满足(式7与式8):

$$W_{c,tol} = R_1 W_{in} \quad (7)$$

$$E_x^{c,in} = R_1 E_x^{in} = \sum_{i=1}^{N_{com}} E_{x,i}^{c,in} \quad (8)$$

式中, W_{in} 表示系统最大可输入电能, E_x^{in} 表示系统最大可输入焓, 满足 $E_x^{in} = W_{in}$ 。

1.2 透平机热力学模型

第*i*级膨胀机的出口空气温度 $T_{ae,i}^{out}$ 可表示为式(9):

$$T_{ae,i}^{out} = T_{ae,i}^{in} \left[\eta_{e,i} \left((\beta_i^e)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right] \quad (9)$$

式中, $T_{ae,i}^{in}$ 表示透平机的输入空气温度, β_i^e 表示透平比, $\eta_{e,i}$ 表示透平机等熵效率。

第*i*级透平机的输出电能 $W_{e,i}$ 和总透平发电量 $W_{e,tol}$ 为(式10与式11):

$$W_{e,i} = \eta_{e,i} m_a c_p T_{ae,i}^{in} \left(1 - (\beta_i^e)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \quad (10)$$

$$W_{e,tol} = \sum_{i=1}^{N_{exp}} W_{e,i} \quad (11)$$

式中, N_{exp} 表示总透平级数。

每级输入透平机的焓由空气提供, 输出焓为产生的电能输出。由此, 第*i*级透平机的焓输入 $E_{x,i}^{e,in}$ 和焓输出 $E_{x,i}^{e,out}$ 以及焓损失 $L_{x,i}^e$ 分别为[12](式12, 式13与式14):

$$E_{x,i}^{e,in} = m_a c_p (T_{ae,i}^{in} - T_{ae,i}^{out}) - m_a T_0 \left(c_p \ln \frac{T_{ae,i}^{in}}{T_{ae,i}^{out}} - R_g \ln \frac{p_{ae,i}^{in}}{p_{ae,i}^{out}} \right) \quad (12)$$

$$E_{x,i}^{e,out} = W_{e,i} \quad (13)$$

$$L_{x,i}^e = E_{x,i}^{e,in} - E_{x,i}^{e,out} \quad (14)$$

式中, $p_{ae,i}^{in}/p_{ae,i}^{out}$ 表示透平机进气/出气压力。

1.3 储气室热力学模型

根据理想气体状态方程, 压缩空气质量与储气室容器压力具有如下关系(式15):

$$dm_a = \frac{1}{T_0 R_g} V_{st} d(pr_{as}) \quad (15)$$

式中, V_{st} 表示储气室容积。

对式(15)从储气室压力下限到上限进行积分, 储气室在一个完整充/放电循环期间可存储的最大空气质量 m_{am} 为式(16):

$$m_{am} = \frac{1}{T_0 R_g} V_{st} (pr_{as,u} - pr_{as,l}) \quad (16)$$

式中, $pr_{as,u}/pr_{as,l}$ 表示储气室压力上/下限。

将储气室可存储的最大空气质量 m_{am} 代入上式, 可得到 D-CAES 能量枢纽单次充放电循环的最大可输入电能 W_{in} 。同时, 电能存储率 R_1 对应的实际压缩空气质量 m_a 为式(17):

$$m_a = \frac{W_{c,tol}}{\sum_{i=1}^{N_{com}} \left[c_p T_{ac,i}^{in} \left((\beta_i^c)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \eta_{c,i} \right]} \quad (17)$$

1.4 储热系统热力学模型

空气与传热流体在换热器完成热能转换。压缩侧和膨胀侧换热器的广义效能 ε_i 满足[12]（式 18，19）：

$$\varepsilon_i = \frac{(T_{a,X_i}^{out} - T_{a,X_i}^{in}) m_a c_p}{(m_a c_p, m_{f,i} c_F) (T_{f,X_i}^{in} - T_{a,X_i}^{in})_{min}} \quad (18)$$

$$\varepsilon_i = \frac{(T_{f,X_i}^{in} - T_{f,X_i}^{out}) m_{f,i} c_F}{(m_a c_p, m_{f,i} c_F) (T_{f,X_i}^{in} - T_{a,X_i}^{in})_{min}} \quad (19)$$

式中， $T_{a,X_i}^{in}/T_{a,X_i}^{out}$ 表示第*i*级换热器的入口/出口空气温度， $T_{f,X_i}^{in}/T_{f,X_i}^{out}$ 表示第*i*级换热器的入口/出口传热流体温度， $m_{f,i}$ 表示流经第*i*级换热器的传热流体质量， c_F 表示传热流体比热容。

在压缩侧，由于常温储热罐中传热流体足够充足，即每级压缩侧换热器都能有与压缩空气总质量对应的常温传热流体用于收集压缩热，因此在压缩侧假设空气和传热流体的热容相等（式 20）：

$$m_a c_p = m_{f,c,i} c_F \quad (20)$$

式中， $m_{f,c,i}$ 表示流经第*i*级压缩侧换热器中的传热流体质量。

第*i*级压缩侧换热器的出口空气温度和出口传热流体温度分别为[13]（式 21，22）：

$$T_{ac,X_i}^{out} = T_{ac,X_i}^{in} + \varepsilon_{c,i} (T_{fc,X_i}^{in} - T_{ac,X_i}^{in}) \quad (21)$$

$$T_{fc,X_i}^{out} = T_{fc,X_i}^{in} - \varepsilon_{c,i} (T_{fc,X_i}^{in} - T_{ac,X_i}^{in}) \quad (22)$$

式中， $T_{ac,X_i}^{in}/T_{ac,X_i}^{out}$ 表示第*i*级压缩侧换热器的入口/出口空气温度， $T_{fc,X_i}^{in}/T_{fc,X_i}^{out}$ 表示第*i*级压缩侧换热器的入口/出口传热流体温度， $\varepsilon_{c,i}$ 表示第*i*级压缩侧换热器的效能。

在膨胀侧，由于高温储热罐中传热流体存储质量取决于空气压缩过程和热源供热实际产生的热能，总存储量有限且不确定，每级膨胀侧换热器可能出现高温传热流体热容值无法达到膨胀空气热容值的情况，因此膨胀侧换热器出口空气温度和传热流体温度需通过比较膨胀空气和传热流体的热容值确定[13]（式 23，24）：

$$T_{ae,X_i}^{out} = T_{ae,X_i}^{in} + \frac{\varepsilon_{e,i} (m_a c_p, m_{fe,i} c_F) (T_{fe,X_i}^{in} - T_{ae,X_i}^{in})_{min}}{m_a c_p} \quad (23)$$

$$T_{fe,X_i}^{out} = T_{fe,X_i}^{in} - \frac{\varepsilon_{e,i} (m_a c_p, m_{fe,i} c_F) (T_{fe,X_i}^{in} - T_{ae,X_i}^{in})_{min}}{m_{fe,i} c_F} \quad (24)$$

式中， $m_{fe,i}$ 表示流经第*i*级膨胀侧换热器中的传热流体质量， $T_{ae,X_i}^{in}/T_{ae,X_i}^{out}$ 表示第*i*级膨胀侧换热器的入口/出口空气温度， $T_{fe,X_i}^{in}/T_{fe,X_i}^{out}$ 表示第*i*级膨胀侧换热器的入口/出口传热流体温度， $\varepsilon_{e,i}$ 表示第*i*级膨胀侧换热器的效能。

每级输入压缩侧换热器的烟由高温空气提供，输出烟由常温传热流体带走。由此，第*i*级压缩侧换热器的烟输入 $E_{x,X_i}^{c,in}$ 和烟输出 $E_{x,X_i}^{c,out}$ 以及烟损失 L_{x,X_i}^c 可分别表示为[12]（式 25，26 及 27）：

$$E_{x,X_i}^{c,in} = m_a c_p (T_{ac,X_i}^{in} - T_{ac,X_i}^{out}) - m_a c_p T_0 \ln(T_{ac,X_i}^{in}/T_{ac,X_i}^{out}) \quad (25)$$

$$E_{x,X_i}^{c,out} = m_{f,c,i} (h_{f,X_i}^{c,out} - h_{f,X_i}^{c,in}) - m_{f,c,i} T_0 (s_{f,X_i}^{c,out} - s_{f,X_i}^{c,in}) \quad (26)$$

$$L_{x,X_i}^c = E_{x,X_i}^{c,in} - E_{x,X_i}^{c,out} \quad (27)$$

式中， $h_{f,X_i}^{c,in}/h_{f,X_i}^{c,out}$ 表示第*i*级压缩侧换热器的输入/输出焓， $s_{f,X_i}^{c,in}/s_{f,X_i}^{c,out}$ 表示第*i*级压缩侧换热器的输入/输出熵。

由上式可知, 换热器输出传热流体的焓与输入和输出的焓和熵相关, 而换热器输入/输出的焓 ($h_{f,X_i}^{c,in}/h_{f,X_i}^{c,out}$) 和熵 ($s_{f,X_i}^{c,in}/s_{f,X_i}^{c,out}$) 分别满足如下关系[12] (式 28 及 29):

$$h_{f,X_i}^{c,out} - h_{f,X_i}^{c,in} = c_F(T_{fc,X_i}^{out} - T_{fc,X_i}^{in}) + [(p_{fc,X_i}^{out} - p_{fc,X_i}^{in})/\rho_F] \quad (28)$$

$$s_{f,X_i}^{c,out} - s_{f,X_i}^{c,in} = c_F \ln(T_{fc,X_i}^{out}/T_{fc,X_i}^{in}) \quad (29)$$

式中, $p_{fc,X_i}^{in}/p_{fc,X_i}^{out}$ 表示第*i*级压缩侧换热器入口/出口传热流体压力, ρ_F 表示传热流体密度。

若忽略传热流体输入和输出的压力变化, 则换热器的焓输出满足 (式 30):

$$E_{x,X_i}^{c,out} = m_{fc,i} c_F (T_{fc,X_i}^{out} - T_{fc,X_i}^{in}) - m_{fc,i} c_F T_0 \ln(T_{fc,X_i}^{out}/T_{fc,X_i}^{in}) \quad (30)$$

相反, 每级输入膨胀侧换热器的焓由高温传热流体提供, 输出焓由空气吸收。利用类似压缩侧换热器的方法处理传热流体的焓和熵, 第*i*级膨胀侧换热器的焓输入 $E_{x,X_i}^{e,in}$ 和焓输出 $E_{x,X_i}^{e,out}$ 以及焓损失 L_{x,X_i}^e 分别为 (式 31, 32 及 33):

$$E_{x,X_i}^{e,in} = m_{fe,i} c_F (T_{fe,X_i}^{in} - T_{fe,X_i}^{out}) - m_{fe,i} c_F T_0 \ln(T_{fe,X_i}^{in}/T_{fe,X_i}^{out}) \quad (31)$$

$$E_{x,X_i}^{e,out} = m_a c_p (T_{ae,X_i}^{out} - T_{ae,X_i}^{in}) - m_a c_p T_0 \ln(T_{ae,X_i}^{out}/T_{ae,X_i}^{in}) \quad (32)$$

$$L_{x,X_i}^e = E_{x,X_i}^{e,in} - E_{x,X_i}^{e,out} \quad (33)$$

1.5 低品位热源系统热力学模型

(1) 低品位热源供热约束 (式 34, 35):

$$V_s = K_s \sqrt{2gp_\lambda} \times \sqrt{\frac{R_s T_s}{p}} \quad (34)$$

$$\dot{m}_s = \bar{V}_s F \times 3600 \quad (35)$$

式中, V_s 为供热系统烟气速度; $\dot{m}_s$ 为标准状态下供热气体流率; K_s 表示皮托管系数; p_λ 为气体气压; R_s 表示供热气体常数; T_s 表示气体绝热温度; p 为总供热压力; $\bar{V}_s$ 为供热系统管道截面平均速度, F 为管道截面积。

(2) 热源换热器约束

热源质量流量与透平进气温度的关系为[13] (式 36):

$$\dot{m}_s = \frac{(T_{\text{HEX},a}^{out} - T_{\text{HEX},a}^{in}) c_{p,a} \dot{m}_{g,a}}{(T_{\text{HEX},\text{Heat}}^{in} - T_{\text{HEX},\text{Heat}}^{out}) c_{p,\text{Heat}}} \quad (36)$$

同时, 释能阶段的总供热量 Q_{Hr} 可由下式计算得出 (式 37):

$$\begin{aligned} Q_{\text{Hr}} &= \sum_{i=1}^{N_g} c_{p,\text{Heat}} \dot{m}_s (T_{\text{Heat},i}^{in} - T_{\text{Heat},i}^{out}) t \\ &= 3600 \sum_{i=1}^{N_g} c_{p,\text{Heat}} \bar{V}_s F (T_{\text{Heat},i}^{in} - T_{\text{Heat},i}^{out}) t \end{aligned} \quad (37)$$

式中, 下标 HEX 表示换热器; 下标 Heat 表示烟气, $T_{\text{HEX},\text{Heat}}^{in}$ 表示烟气温度, $T_{\text{HEX},\text{Heat}}^{out}$ 为从烟气换热器中流出后烟气余温; $T_{\text{HEX},a}^{in}$ 和 $T_{\text{HEX},a}^{out}$ 分别为进入换热器前和从换热器流出后高压空气的温度; N_g 为透平的级数。

(3) 热源约束

$$Q_{\text{Hr}}^{\min} \leq Q_{\text{Hr}} \leq Q_{\text{Hr}}^{\max} \quad (38)$$

式 (38) 中: $Q_{\text{Hr}}^{\max}$ 、 $Q_{\text{Hr}}^{\min}$ 分别为系统供热量的上、下限。

2 耦合系统评价指标

循环效率（round-trip efficiency, RTE）是评价一个系统最重要的指标，根据热力学第一定律，本文中系统效率定义如下[14]：

$$RTE = \frac{(W_{AT1} + W_{AT2}) \cdot \tau_{discharge}}{(W_{AC1} + W_{AC2} + W_{AC3}) \cdot \tau_{charge}} \quad (39)$$

式（39）中， W_{AC1} 、 W_{AC2} 、 W_{AC3} 分别为储能阶段一级压缩机、二级压缩机、三级压缩机的功耗，kW； W_{AT1} 、 W_{AT2} 分别释能阶段一级透平、二级透平的发电功率，kW； τ_{charge} 、 $\tau_{discharge}$ 分别为储能阶段和释能阶段的运行时间。

系统的储能密度可以用下式来进行计算

$$\rho_{CAES} = \frac{(W_{AT1} + W_{AT2}) \cdot \tau_{discharge}}{V} \quad (40)$$

式（40）中， V 为盐穴的储气容积，公式中其他符号意义同公式 39。

根据热力学第二定律，压缩机的焓效率可以定义为：

$$\eta_{ex,AC} = \frac{m_{AC} \cdot (ex_{AC,out} - ex_{AC,in})}{W_{AC}} \quad (41)$$

式（41）中， W_{AC} 为该压缩机的功耗，kW； m_{AC} 为该压缩机空气质量流量，kg/s； $ex_{AC,out}$ 和 $ex_{AC,in}$ 分别为压缩机出口和进口工质比焓，kJ/kg。

对于某一个状态点 i ，其比焓 ex_i 可采用下式进行计算：

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (42)$$

式（42）中， s 为比熵，kJ/kg · K； h 为比焓，kJ/kg； T_0 为环境的热力学温度，K；下标 0 表示环境状态。压缩机的焓损失可定义为：

$$\Delta EX_{AC} = W_{AC} - m_{AC}(ex_{AC,out} - ex_{AC,in}) \quad (43)$$

式（43）中符号定义与式（39）中相同。

与此类似，空气透平的焓效率和焓损失可分别定义为：

$$\eta_{ex,AT} = \frac{W_{AT}}{m_{AT} \cdot (ex_{AT,in} - ex_{AT,out})} \quad (44)$$

$$\Delta EX_{AT} = m_{AT}(ex_{AT,in} - ex_{AT,out}) - W_{AT} \quad (45)$$

式（44）中， W_{AT} 为该空气透平的发电功率，kW； m_{AT} 为该透平空气质量流量，kg/s；式（45）中， $ex_{AT,out}$ 和 $ex_{AT,in}$ 分别为透平出口和进口工质比焓，kJ/kg。

换热器的焓效率和焓损失可分别定义为[15]：

$$\eta_{ex,HE} = \frac{m_{CF} \cdot (ex_{CF,out} - ex_{CF,in})}{m_{HF} \cdot (ex_{HF,in} - ex_{HF,out})} \quad (46)$$

$$\Delta EX_{HF} = m_{HF}(ex_{CF,in} - ex_{CF,out}) - m_{CF}(ex_{CF,out} - ex_{CF,in}) \quad (47)$$

式（46）中 m_{HF} 、 m_{CF} 分别为换热器热流体和冷流体的质量流量，kg/s； $ex_{HF,out}$ 和 $ex_{HF,in}$ 分别为换热器热流体出口和进口工质比焓，kJ/kg；式（47）中， $ex_{CF,out}$ 和 $ex_{CF,in}$ 分别为换热器冷流体出口和进口工质比焓，kJ/kg。

3 结果分析

3.1 压缩机和透平机效率影响

图 2 给出了压缩机效率对系统性能的影响。在此计算中，油气换热器温差取 15℃、空气透平效率取 85%。从图中可以看出，随着压缩机效率的提升，系统在一个循环内的总功耗基本上是线性减小的。由于蓄热温度

及透平效率不变,透平侧发电量基本上是恒定的,因此基于低品位热源的 D-CAES 系统循环效率随着压缩机效率的增加而提高。

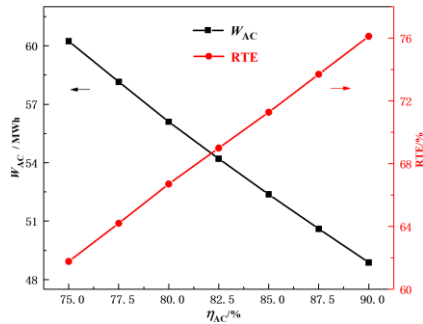


图2 压缩机效率对系统性能的影响

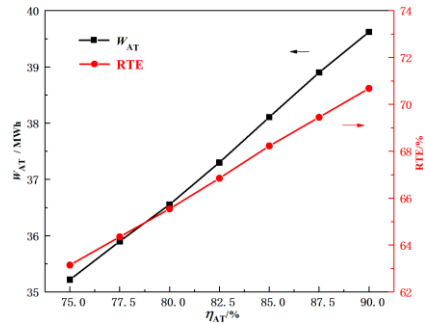
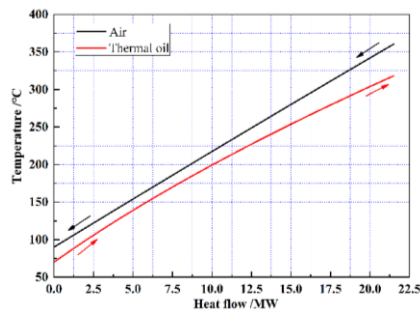


图3 空气透平效率对系统性能的影响

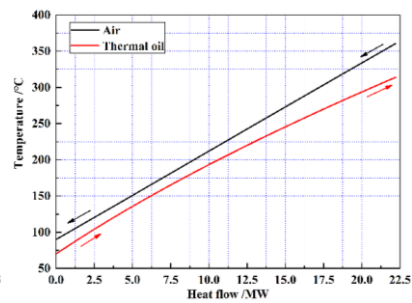
图3给出了透平机效率对系统性能的影响。在此计算中,油气换热器温差取 15°C 、压缩机效率取85%。从图中可以看出,随着空气透平效率的提升,系统在一个循环内的总发电量基本上是线性增加的。由于压缩侧的功耗基本不变,因此系统的循环效率随着透平机效率的增加而提高。

3.2 换热器性能分析

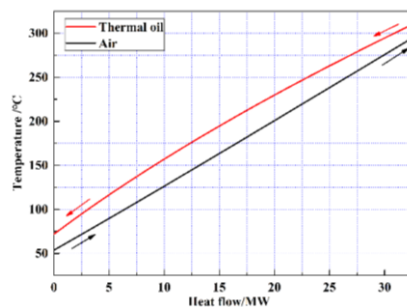
图4给出了各油气换热器的换热曲线。图4中,黑色实线代表空气,红色实线代表导热油。在储能侧换热器油气1和油气2中,导热油为冷工质,在释能侧换热器油气3和油气4中,导热油为热工质。由于导热油物性随温度变化较大,图2-10中导热油曲线并不是线性的。因此,在油气1和油气2中,最小温差点在换热器的中部,而在油气3和油气4中,最小温差点在两端。这就导致在释能侧换热器中,冷、热工质的换热曲线偏离较大,这也是油气3和油气4效率比油气1和油气2略低的原因。



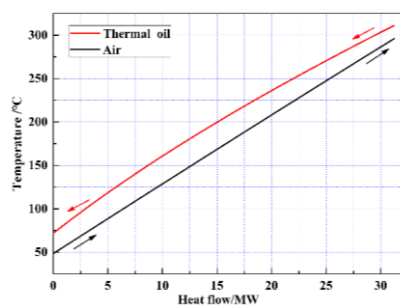
(a)油气换热器1



(b)油气换热器2



(c)油气换热器3



(d)油气换热器4

图4 油气换热器换热曲线

图 5 给出了各气水换热器的换热曲线。图中，黑色实线代表空气，紫色实线代表水。在储能侧换热器气水 1-气水 3 中，水为冷工质，在释能侧换热器气水 4 中，水为热工质。从图中可以看出，和油气换热器相比，气水换热器的换热量普遍较小，因此，其焓损失在系统总焓损失中占的比例也较小。气水 3 位于三级压缩机和盐穴之间，由于压缩机出口温度较高，而水的蓄热温度为 85 ℃，导致冷热流体换热曲线之间偏差较大，因此，气水 3 的焓效率要低于气水 1 和气水 2。同样的，在释能侧，气水 4 冷热流体之间换热曲线偏差也比较大，因此其焓效率也比较低。

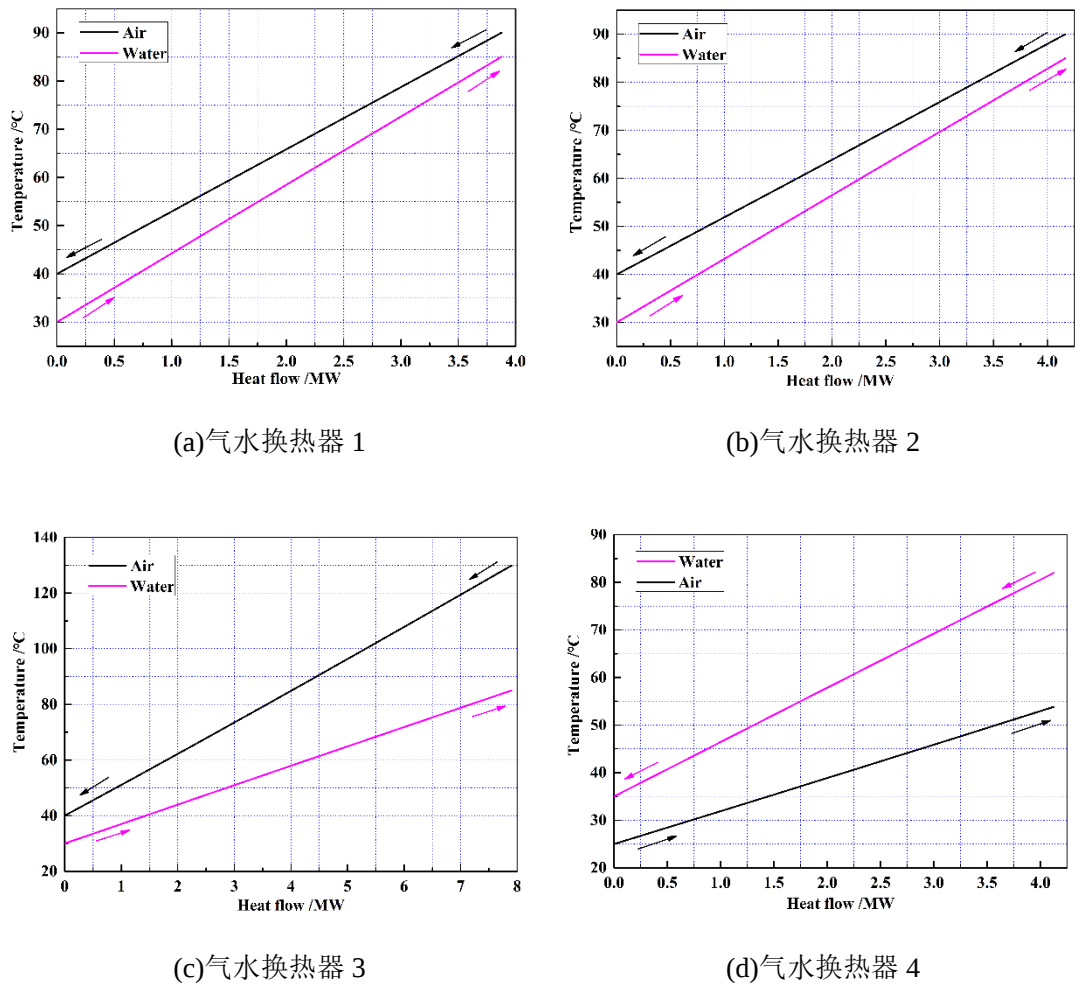


图 5 气水换热器换热曲线

3.3 耦合系统运行结果

表 1 不同系统各设备仿真结果

设备		等熵效率	机械效率	压比	功率 (kW)
压缩侧	一级压缩机	85%	95%	2.2	3190.7
	二级压缩机	85%	95%	2.2	3188.8
	三级压缩机	85%	95%	2.2	3142.1
	四级压缩机	85%	95%	2.2	3210.2

表 1 续

常规系统透平侧	一级透平机	85%	95%	2	2201.2
	二级透平机	85%	95%	2	2189.7
	三级透平机	85%	95%	2	2169.9
	四级透平机	85%	95%	2	2212.2
耦合系统透平侧	一级透平机	85%	95%	2	2429.7
	二级透平机	85%	95%	2	2395.8
	三级透平机	85%	95%	2	2325.1
	四级透平机	85%	95%	2	2259.2

由上述仿真结果（表 1）可知，压缩空气储能系统整体采取低温路线，其中压缩侧为四级压缩，总输入功率为 12731.8kW，透平侧分为常规 CAES 和基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统，其中传统压缩空气储能透平侧入口温度为 95℃左右，总输出功率为 8773kW，整体系统 AC-AC 效率为 68.9%。而基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统透平子系统，通过引入烟气余热，膨胀机入口温度为 155℃左右，总输出功率为 9409.8kW，整体系统 AC-AC 效率为 73.9%。总体而言，相较于传统压缩空气储能系统，外部扩展热源的引入提高了透平侧空气入口温度，降低了传统储能系统运行成本，提高了系统的整体效率。

4 结论

本文针对分布式压缩空气储能系统（D-CAES）在透平侧热量供应不足及热量需求不匹配导致循环效率较低的问题，提出了一种基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统设计与建模方法。

设计了基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统架构，通过引入外部扩展热源，优化了系统的热能输入与热量需求的匹配。

建立了涵盖低品位热源与 CAES 各主要设备的热力学模型，基于上述模型，利用 Aspen Hysys 软件对基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统进行了性能仿真分析及关键参数敏感性分析。

系统地评估了基于低品位热源辅热的 D-CAES 系统性能表现。仿真结果表明，在合理配置关键设备参数的条件下，耦合烟气余热的 CAES 系统相比传统系统在循环效率上提高了 7.25%。

参考文献

[1] GAYATHRI V, PRASANNA P, VELRAJ R, et al. A review on compressed air energy storage-a pathway for smart grid and polygeneration [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 62: 895-907.

[2] 贾宏新, 张宇, 王育飞, 等. 储能技术在风力发电系统中的应用 [J]. 可再生能源, 2009, 27(6): 10-15.

[3] ELIO J, PHELAN P, VILLALOBOS R, MILCAREK R J. A review of energy storage technologies for demand-side management in industrial facilities [J]. Journal of Cleaner Production, 2021, 307: 127322.

[4] 蒋志容,胡中波,尉倜,李育斌,刘超,李红,何青. 风力机直接耦合压缩空气储能系统及其建模分析 [J]. 热力发电, 2024, 53(09): 60-68.

[5] 李佳佳, 李兴朔, 魏凡超, 颜培刚, 刘金福, 于达仁. 耦合火电机组的新型压缩空气储能系统技术经济性评估研究 [J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(23): 9171-9183.

[6] 薛小军, 胡刚刚, 陈衡, 吕佳阳, 徐钢, 杨志平, 姜雪. 与生物质气化联合循环系统耦合的压缩空气储能系统性能分析 [J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(19): 7569-7580.

[7] 薛小军, 李云飞, 田煜昆, 彭程, 陈衡, 徐钢, 陈宏刚, 王修彦. 与燃煤电站耦合的压缩空气储能系统性能分析 [J]. 动力工程学报, 2022, 42(09): 835-842+880.

[8] MEI S, WANG J, TIAN F, et al. Design and engineering implementation of non-supplementary fired compressed air energy storage system: TICC-500 [J]. Science China Technological Sciences, 2015, 58(4): 600-611.

- [9] HWANG T, CHOI M, KANG S, et al. Design of applicationlevel reference models for micro energy grid in IT perspective [C]. 8th International Conference on Computing and Networking Technology (INC, ICCIS and ICMIC), Gyeongju, Korea(South), 2012: 180-183.
- [10] 沈维道, 郑佩之. 工程热力学, 第二版 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1983.
- [11] 李瑞, 陈来军, 梅生伟, 等. 先进绝热压缩空气储能宽工况运行特性建模及风电协同运行分析 [J]. 电力系统自动化, 2019, 43(11): 25-33.
- [12] YAO E, WANG H, WANG L, et al. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 118: 377-386.
- [13] 齐天然, 田向锋. 火力发电厂燃煤机组烟气余热利用系统优化设计 [J]. 自动化应用, 2024, 65(18): 31-33+37.
- [14] 严毅, 张承慧, 李珂,等. 含压缩空气储能的冷热电联供微网优化运行策略 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(23): 6924-6936+7126.
- [15] HE SHUAIJIA, GAO HONGJUN, LIU JUNYONG, et al. Distributionally robust DG optimal configuration taking into account flexible regulation of demand response [J]. Chinese Journal of Electrical Engineering, 2019, 39(08): 2253-2264+8.