

基于再压缩的蒸汽供热系统设计与优化

陈千禧^{1,2,3,4}, 叶楷^{2,3,4}, 郭伟康⁵, 陈俊彬⁵, 汤倩⁵, 陈龙祥^{2,3,4*}

(1. 福州大学先进制造学院, 福建省 泉州市 362251; 2. 泉州装备制造研究所, 福建省 泉州市 362216; 3. 中国科学院福建物质结构研究所泉州装备制造研究中心, 福建省 泉州市 362200; 4. 中国科学院大学福建学院, 福建省 福州市 350000; 5. 福建省鸿山热电有限责任公司, 福建省 泉州市 362712)

Design and Optimization of Steam Heating System Based on Recompression

CHEN Qianxi^{1,2,3,4}, YE Kai^{2,3,4}, GUO Weikang⁵, CHEN Junbin⁵, TANG Qian⁵, CHEN Longxiang^{2,3,4*}

(1. School of Advanced Manufacturing, Fuzhou University, Quanzhou 362251, Fujian Province, China; 2. Quanzhou Institute of Equipment Manufacturing, Quanzhou 362216, Fujian Province, China; 3. Quanzhou Equipment Manufacturing Research Center, Fujian Institute of Research on the Structure of Matter, Chinese Academy of Sciences, Quanzhou 362200, Fujian Province, China; 4. Fujian College, University of Chinese Academy of Sciences, Fuzhou 350000, Fujian Province, China; 5. Fujian Hongshan Cogeneration Power Co., Ltd., Quanzhou 362712, Fujian Province, China)

摘要:【目的】针对蒸汽供热系统的管网损失较大和热用户蒸汽参数不均匀等问题,提出了一种基于再压缩的蒸汽供热系统,以降低管网损失、提升运行收益。【方法】通过建立蒸汽供热系统与蒸汽压缩机的耦合仿真模型,对系统的热力性能、经济性能进行了综合量化分析,探讨了降压降温幅度等关键因素对系统性能的影响。【结果】相比于常规蒸汽供热系统,再压缩蒸汽供热系统管道热损失最大降幅为10.59%,平均降幅为9.62%,蒸汽管网热损失功率下降了110.22 kW。该系统的新增设备回报周期为3.65年,在机组25年的使用寿命下系统净现值可达到753.3万元。【结论】该系统利用蒸汽压缩机对局部热用户进行蒸汽再压缩,在提高热用户蒸汽参数的同时,有效降低了母管供热参数和管网热损失,提高了系统的经济性能,为蒸汽供热系统提升综合性能提供了一种新思路。¹

关键词: 火力发电; 热电联产机组; 蒸汽供热系统; 蒸汽压缩机; 蒸汽再压缩; 蒸汽管网; 热损失

ABSTRACT: [Objectives] To address the issues of significant pipeline network losses in the steam heating system and the uneven steam parameters of heat users, a steam heating system based on recompression is proposed to reduce pipeline network losses and improve operational benefits. [Methods] By establishing a coupled simulation model of the steam heating system and the steam compressor,

a comprehensive quantitative analysis is conducted on the thermal and economic performance of the system. The influence of key factors such as the degree of pressure reduction and temperature drop on the system performance is also explored. [Results] Compared with the conventional steam heating system, the maximum reduction in pipeline heat loss of the recompressed steam heating system is 10.59%, with an average reduction of 9.62%. The heat loss power of the steam pipeline network decreases by 110.22 kW. The return period of the new equipment for this system is 3.65 years. Under the condition of the 25-year service life of the units, the net present value of the system can reach 7.533 million yuan. [Conclusions] The system utilizes a steam compressor to perform steam recompression for local heat users. In doing so, it not only improves the steam parameters of heat users, but also effectively reduces the heating parameters of the main pipeline and the heat loss in the pipeline network, thereby enhancing the economic performance of the system. The proposed system provides a new approach for improving the comprehensive performance of the steam heating system.

KEY WORDS: thermal power generation; combined heat and power units; steam heating system; steam compressor; steam recompression; steam pipeline network; heat loss

0 引言

热电联产集中供热是一种高效的节能环保技术,相较于分散式工业锅炉,其热效率大幅提升,

基金项目: 福建省科技计划项目(2023H0035)。

Project Supported by Science and Technology Plan of Fujian Province (2023H0035).

总热效率可达 80% 以上^[1]。该系统主要由热电联产机组、蒸汽供热管网以及热用户组成，其中蒸汽在管网中流动状态会影响系统经济性与安全性。然而，随着供热规模扩大，系统结构和运行特性日趋复杂，普遍存在管网热损失较大、终端参数分布不均衡、供热蒸汽品位冗余等问题^[2-3]。

因此，为进一步优化供热管网结构与调控策略，开展针对性研究十分必要。目前，供热系统的研究主要集中在管网运行仿真建模^[4-5]和拓扑优化^[6-7]。Wang 等^[8]提出了一种考虑管网排水损失的蒸汽输运新模型，其与实际管网模型的误差在 5% 以内。Zhong 等^[9]开发了通用软件系统 HEATNET，实现了任意结构管网的在线水力计算和优化。然而上述研究仅依赖结构优化，在降低管网热损失与实现供热参数灵活调节方面仍有一定局限。

在此背景下，蒸汽再压缩技术作为基于蒸汽潜热回收利用的节能手段，通过少量电能提升蒸汽品位，为蒸汽供热系统优化提供了新途径。该技术与热电联产机组进行耦合，已在余热回收、储能调峰等方向展现出重要价值。闫敏等^[10]提出了一种基于机械蒸汽再压缩技术回收燃煤烟气中潜热和水的新方法，研究结果表明，静态回收期为 3.87 年，年增加净收益达 1 223.1 万元，具有良好经济效益。周霞等^[11]提出了热电联产机组与蒸汽压缩储热系统耦合的技术方案，与机组 50% 额定负荷的能效指标相比，该方案综合热效率提高了 7.38%。这些工程领域的成功实践验证了蒸汽再压缩技术与蒸汽供热系统耦合在经济与节能上的双重可行性，有望进一步拓宽蒸汽供热系统参数调节范围，降低管网损失并平衡末端参数。但是，目前关于协同运行机制仍有待深入研究。

基于此，本文提出一种基于再压缩技术的蒸汽供热系统，建立其与蒸汽压缩机的耦合仿真模型，分析系统热力学性能，并结合不同运行工况评估其经济性，探讨降压降温幅度等关键因素对系统性能的影响，从而明确系统的优化途径。

1 模型构建与验证

1.1 系统构成

本文针对某热电厂低压蒸汽供热系统进行模

型构建与优化。该系统呈多扇形分布，如图 1 所示，其中最远端供热用户(A23)距离为 4 439 m。系统主要运行参数如下：汽轮机出口蒸汽压力为 1.0 MPa，蒸汽温度为 250 ℃，经减压减温后压力保持在 0.77 MPa，温度保持在 229.52 ℃左右。单台机组减温水流量约 50 t/h，额定对外供汽能力为 1 300 t/h，最大对外供汽能力为 1 700 t/h，额定发电功率为 450.33 MW。热用户主要为印染企业，由于制造工艺相近，所需最小蒸汽参数也基本相同，最小压力限值为 0.43 MPa，最小温度限值为 200 ℃。

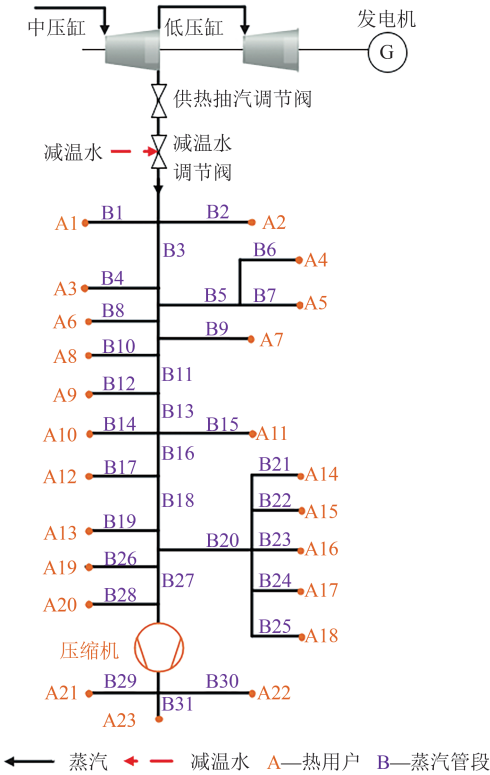


图1 蒸汽供热系统结构

Fig. 1 Steam heating system structure

供热蒸汽自中压汽轮机排汽口引出后，分别通过供热抽汽调节阀、减温水调节阀对供热蒸汽的压力和温度进行调节，而后由母管排出供热蒸汽并经过蒸汽供热管网输送到热用户端，满足热用户的用热需求。为减少因满足最远端用户蒸汽参数需求而导致的能量损失，本文在远端热用户节点引入蒸汽压缩机进行再压缩处理，从而避免热电厂供热蒸汽品位过高造成的能源浪费。通过在末端热用户管道对蒸汽进行再压缩处理，可以

提高末端热用户的用汽压力和温度,进而实现日间母管供热蒸汽压力由0.77 MPa降至0.68 MPa;温度由229.52 °C降至211.52 °C,使母管供热参数大幅降低。在这种情况下,增加减温水质量流量可以平衡供热温度,减少汽轮机排汽抽汽的质量流量,使更多的蒸汽能够进入汽轮机做功,提高热电联产机组的发电功率。

1.2 数学模型

蒸汽供热系统主要以水力计算、热力计算以及热工水力耦合计算方法为主^[12]。其中水力过程计算方法如下:

$$\sum_{i=1}^B (-1)^r m_i = 0 \quad (1)$$

$$\sum_{j=1}^D (-1)^u \Delta p_j = 0 \quad (2)$$

$$\sum_{k=1}^N (-1)^s \Delta p_k = p_a - p_b \quad (3)$$

$$\Delta p_m = \Delta p_{mf} + \Delta p_{ml} + \rho g \Delta h_m \quad (4)$$

式中: m_i 为管网节点*i*处的蒸汽质量流量, kg/s; B 为与该节点连接的管段数目; r 表示节点处的流体流向,流入节点时 $r=1$,流出节点时 $r=2$; u 、 s 分别表示回路、通路的流体流向,流向与流路方向相反时其值为1,方向相同时其值为2; Δp_j 为管段*j*的压降, MPa; D 为管网回路的管段数; N 为组成通路的管段数; p_a 、 p_b 分别为对应通路的进、出口压力, MPa; Δp_{mf} 和 Δp_{ml} 分别为第*m*条支路的沿程阻力损失和局部阻力损失, MPa; Δh_m 为第*m*条支路的高度差, m; ρ 为蒸汽密度, kg/m³; g 为重力加速度, m/s²。

管网涉及的热力过程计算满足以下方程^[13]:

$$\Delta Q_1 = (T - T_0)(1 + \beta)L/(R_w + R_b) \quad (5)$$

$$\Delta Q_2 = (T - T_1)(1 + \beta)L/(R_t + R_b) \quad (6)$$

$$R_w = 1/(\pi D_z \alpha_w) \quad (7)$$

$$\alpha_w = 11.6 + 7\sqrt{v_1} \quad (8)$$

$$R_b = \ln(D_z/D_o)/(2\pi\lambda) \quad (9)$$

$$R_t = \frac{1}{2\pi\lambda_t} \ln[2H_d/D_z + \sqrt{(2H_d/D_z)^2 - 1}] \quad (10)$$

$$H_d = h_d + \lambda_t/\alpha_k \quad (11)$$

式中: ΔQ_1 和 ΔQ_2 分别为架空管道和直埋管道的热损失, W; T 为蒸汽温度, °C; T_0 为管道周围空气温度, °C; T_1 为管道周围土壤温度, °C; R_w 和 R_b

分别为保温层外表面到空气的热阻和保温层热阻, (m·K)/W; β 为散热损失附加系数, 其值为0.2; L 为管道长度, m; D_z 和 D_o 分别为保温层外径和管道外径, m; α_w 和 α_k 分别为保温外表面对空气的放热系数和地表放热系数, W/(m²·K); R_t 为土壤热阻, (m·K)/W; H_d 为管道折算埋深, m; h_d 为管道中心埋深, m; λ 和 λ_t 分别是保温材料导热系数和土壤导热系数, W/(m·K); v_1 为保温外表面空气流动速度, m/s。

蒸汽管道热工水力耦合过程满足以下方程:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\rho v A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v^2)}{\partial x} = -A \frac{\partial p}{\partial x} - F_F - A \rho g \frac{\partial z}{\partial x} \quad (13)$$

$$\frac{\partial[\rho(q + v^2/2)A]}{\partial t} + \frac{\partial[\rho A v(q + p/\rho + v^2/2)]}{\partial x} = -A \rho v g \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (k A \frac{\partial T}{\partial x}) + \dot{Q}_b \quad (14)$$

式中: v 为蒸汽流速, m/s; A 为蒸汽流通面积, m²; q 为内能, J/kg; t 为时间, s; x 为管道沿*x*轴的距离, m; z 为地面高度差, m; k 表示导热系数, W/(m·K); $\dot{Q}_b$ 为管段的边界热流率, W/s; F_F 为阻力, N; p 为压力, MPa。

蒸汽压缩机的控制方程由式(15)—(17)描述:

$$W = \frac{m_s H_s^{\text{vap}} - m_d (H_d^{\text{vap}} + y H_L^{\text{liq}})}{\eta_c} \quad (15)$$

$$y = \frac{m_d - m_s}{m_s - m_L} \quad (16)$$

$$\eta = \frac{m_d/\rho}{nV} \quad (17)$$

式中: W 为蒸汽压缩机实际功率, kW; η_c 为蒸汽压缩机的等熵效率, 其值为0.96; η 为蒸汽压缩机的容积效率, 其值为0.7; m_d 、 m_s 分别为进、出口蒸汽质量流量, kg/s; m_L 为喷注水质量流量, kg/s; H_d^{vap} 、 H_s^{vap} 分别为进、出口蒸汽比焓, kJ/kg; H_L^{liq} 为喷注水比焓, kJ/kg; y 为注水质量分数; n 为电机转速, Hz; V 为压缩机的排量, m³/r。

再压缩蒸汽供热系统主要通过供热抽汽调节阀与减温水调节阀协同控制蒸汽的压力与温度,以满足用户参数需求。其中,通过调节减温水调节阀增大减温水流量,可有效降低供热蒸汽温度。因此,在母管降压降温过程中,随着蒸汽温度下

降，减温水流量增加，汽轮机抽汽流量降低，更多蒸汽返回汽轮机做功，提高机组发电收益。

为了详细评估再压缩蒸汽供热系统的经济效益，需要建立相关计算模型。在抽汽端至供热端的蒸汽调节过程中，需综合考虑降压降温操作与低压汽轮机发电之间的耦合关系，其中节流降压过程以及喷注减温水减温过程的公式如下：

$$m_1 = m_2 \quad (18)$$

$$h_1 = h_2 \quad (19)$$

$$m_2 + m_3 = m_4 \quad (20)$$

$$m_2 h_2 + m_3 h_3 = m_4 h_4 \quad (21)$$

式中：下标1、2、3、4分别表示抽汽蒸汽、节流出口蒸汽、喷注的减温水、供热蒸汽； m 表示质量流量，kg/s； h 表示比焓，kJ/kg。

随着减温水流量增加，减少的蒸汽进入汽轮机做功，所产生的新增发电收益表示如下：

$$m_0 = \Delta m_1 \quad (22)$$

$$W_e = m_0 (h_1 - h) \eta_1 \quad (23)$$

$$E = W_e t_1 \quad (24)$$

$$R = EZ \quad (25)$$

式中： m_0 为抽汽变化质量流量，kg/s； h 为低压汽轮机排汽比焓，kJ/kg； W_e 为新增发电功率，kW； η_1 为总发电效率，其值为0.98； E 为发电量，kW·h； t_1 为实际运行时间，h； R 为发电收益，万元； Z 为热电厂上网电价，其值为0.423 6元/(kW·h)^[14]。

1.3 评价指标

本文对蒸汽供热系统的热力学性能和经济性能进行了综合分析，采用压力损失 Δp 和热损失 ΔQ 来评估系统热力学性能，采用净现值及新增设备回报周期来评估系统经济性能。

为了对再压缩技术应用于实际蒸汽供热系统进行经济可行性评估，本文构建了涵盖设备投资、能耗成本、维护支出与发电收益等因素的经济性综合评价模型。再压缩蒸汽供热系统的主要设备初始投资成本包括压缩机、阀门、管道等部件的支出，具体公式^[15]如下：

$$C_{\text{com}} = 3\,566W \quad (26)$$

$$C_{\text{com,o}} = WP_e t_2 \quad (27)$$

$$C_{\text{valve}} = 114.5m_w \quad (28)$$

$$C_{\text{OM}} = 0.02C_{\text{com}} \quad (29)$$

$$C_0 = C_{\text{com}} + C_{\text{valve}} \quad (30)$$

式中： C_{com} 、 $C_{\text{com,o}}$ 、 C_{OM} 分别为压缩机购置、运营、维护成本，元； C_{valve} 为相关阀门成本，元； C_0 为总投资成本，元； P_e 为电价，元/(kW·h)； m_w 为工质质量流量，kg/s； t_2 为压缩机运行时间，h。

蒸汽供热系统的净现金流可表示为

$$C_F = C_e - C_{\text{com,o}} - C_{\text{OM}} \quad (31)$$

式中 C_e 为热电联产机组新增发电收益，元。

净现值是评估投资项目盈利能力的核心指标，代表项目预期现金流入、流出现值的差额，表示为

$$N_p = \sum_{j=0}^J \frac{C_F}{(1+r)^j} \quad (32)$$

式中： r 为贴现率，其值为6%； J 表示时间总数。

新增设备回报周期表示回收再压缩蒸汽供热系统初始投资成本所需的年数，表示为

$$P_p = \min J \sum_{j=0}^J \frac{C_F}{(1+r)^j} \geq C_0 \quad (33)$$

1.4 模型验证

本文基于某热电厂的低压蒸汽供热系统的实际运行数据进行仿真建模，基于Modelica语言以及OpenModelica仿真平台构建蒸汽供热系统，将仿真结果与实际机组实时采集的运行结果进行对比分析，结果如图2所示。

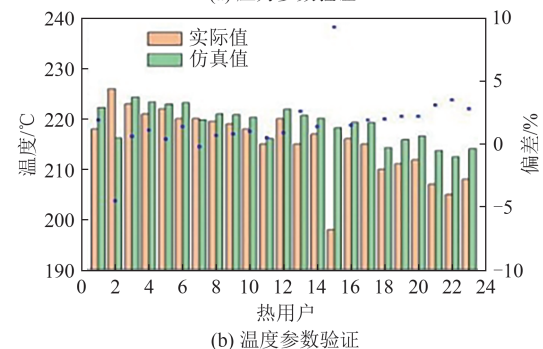
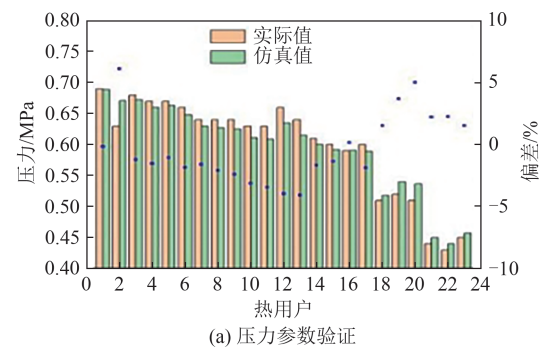


图2 供热系统参数验证

Fig. 2 Verification of heating system parameters

在稳态工况下，仿真结果与实际蒸汽参数的偏差较小，均在10%以内。其中，压力最大相对偏差为6.11%，平均偏差为2.34%；温度最大相对偏差为9.3%，平均偏差为2.02%。结果表明，仿真模型能较好地反映实际系统的水力和热力特性，证明建模方法合理、系统模型准确。表1为非设计工况下仿真值和实际值对比，可知在非设计工况下，系统最大偏差为7.91%，最大平均偏差为2.3%，证明系统仍能准确预测实际蒸汽管网的运行参数。因此，本文所构建系统在非设计工况下仍有较高的精度，可应用于蒸汽供热系统降压降温与再压缩计算。

表1 非设计工况下仿真值和实际值对比
Tab. 1 Comparison between simulated and actual values under non-design operating conditions

工况	参数	最大偏差/%	最小偏差/%	平均偏差/%
最大流量	压力	6.77	0.06	1.75
	温度	4.88	0.04	1.42
最小流量	压力	4.17	0.11	0.05
	温度	7.91	0.23	2.3

2 结果与讨论

2.1 降压降温幅度分析

在对蒸汽供热系统的母管蒸汽进行降压降温幅度调节时，热用户的蒸汽参数也会有不同程度的下降，对于降压降温后获取的蒸汽参数低于用热需求的热用户，需进行蒸汽再压缩处理。因此，合理评估系统的降压降温幅度，对蒸汽再压缩系统安全稳定运行和系统性能分析有重要影响。

通过分析发现不同蒸汽热用户的用热蒸汽参数呈现“分块式分布”特征，即相邻多个用户节点的供热蒸汽参数水平相近。基于该分布特性及用户间的距离，可将热用户划分为前端用户、中端用户、远端用户以及最远端用户四类，具体划分如表2所示。

本文以典型日全天实际蒸汽热用户所得最低压力和温度作为用户最小限值。母管蒸汽压力为0.77 MPa，蒸汽温度为229.52 ℃，在最大蒸汽流量(86.03 kg/s)的稳定运行工况下，用户侧最小压力限值为0.43 MPa，最小温度限值为200 ℃。

表2 不同蒸汽热用户特性分析
Tab. 2 Characteristic analysis of different steam heat users

热用户端	距离/m	压力水平/MPa	温度水平/℃
最远端用户	4 439	0.43~0.72	200~214
远端用户	3 886	0.51~0.73	210~215
中端用户	3 290	0.59~0.75	198~228
前端用户	1 736	0.63~0.77	201~233

通过调节母管供热蒸汽参数，分析整体热用户出口蒸汽参数的变化情况，结果如图3所示。在参数调节过程中发现，当降压幅度为0.09 MPa、降温幅度为18 ℃时，只有最远端用户(热用户21、22、23)的压力和温度低于最小限值，需进行再压缩处理，同时部分前端用户已接近最小温度限值，表明降温幅度已达到极限。

进一步将蒸汽供热系统的降压幅度提高至0.15 MPa，降温幅度保持在18 ℃，需进行蒸汽再压缩的热用户新增远端用户(热用户18、19、20)。

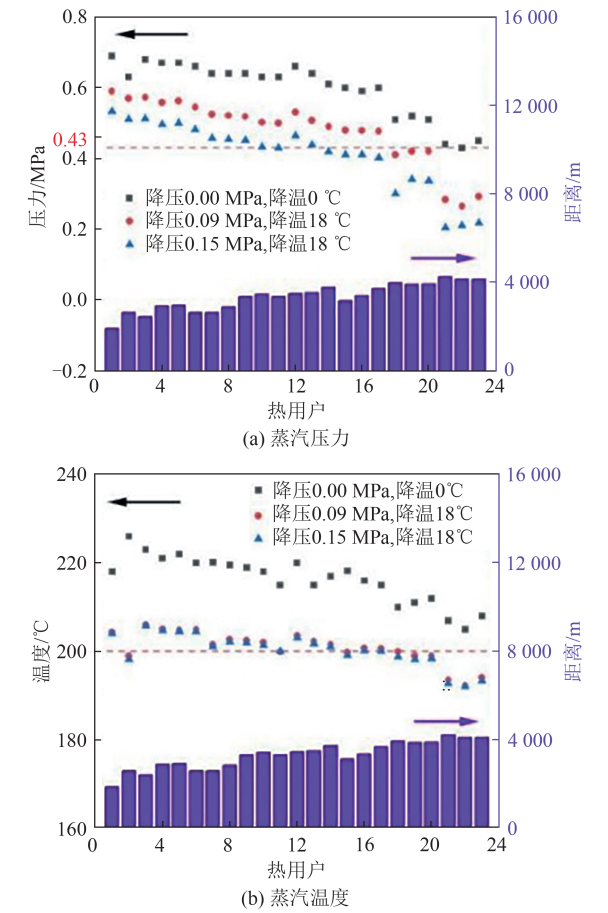


图3 蒸汽供热系统热用户蒸汽参数分析
Fig. 3 Analysis of steam parameters of heat users in steam heating system

此时，中部热用户的压力参数已接近最小压力限值，进一步提升降压幅度会导致中部用户以及后方所有用户均需进行提压，将会对蒸汽压缩机提出更高要求；另外，仅有最远端用户温度低于最小温度限值。因此，本文基于上述结果，明确了低压母管的降压降温可行范围。在此基础上，结合再压缩系统的投入成本与母管蒸汽参数降低所带来的节能收益，确定最优的控压策略。

基于降压降温幅度的合理评估，本文中母管降压降温后的蒸汽参数分别为 0.68 MPa、211.52 °C，该策略的特点是仅需要配置一台蒸汽压缩机。为了便于分析系统经济性，蒸汽压缩机的选型必须满足进口蒸汽流量、压力、温度等工艺参数的要求，以及介质特性、现场安装条件等要求^[16-17]。最远端热用户支路管道的流量范围为 10~160 m³/min，压力变化范围为 0.2~0.72 MPa。不同压缩机适用范围^[16]如图 4 所示，由于仅有螺杆式压缩机可同时满足流量、压力的要求，因此选定其作为加压的机型。

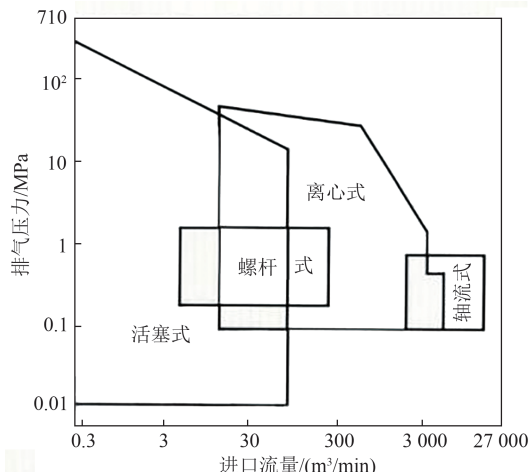


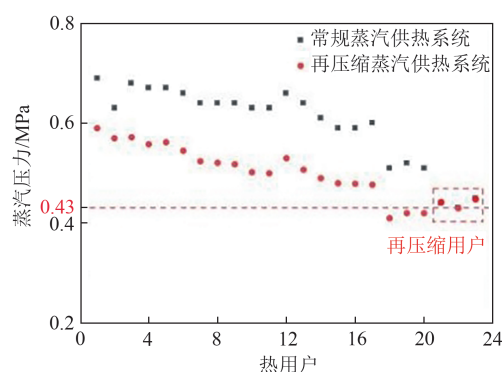
图4 压缩机适用范围

Fig. 4 Application scope of compressor

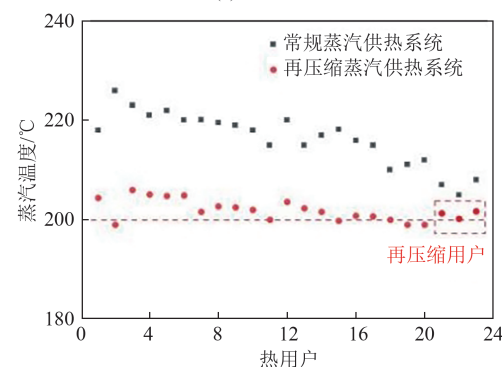
2.2 常规蒸汽供热系统与再压缩蒸汽供热系统的热力性能对比分析

2个系统热用户蒸汽参数对比分析如图 5 所示，可以看出，相比于常规蒸汽供热系统，再压缩蒸汽供热系统在母管压力和温度大幅降低的情况下，仍能保证所有热用户压力和温度高于用户的最小限值，使系统安全稳定运行。

图 6 为再压缩蒸汽供热系统用户侧蒸汽参数



(a) 蒸汽压力对比



(b) 蒸汽温度对比

图5 2个系统热用户蒸汽参数对比分析

Fig. 5 Comparative analysis of steam parameters of heat users in two systems

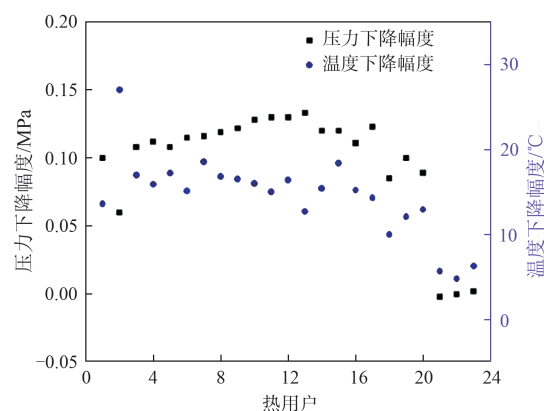


图6 再压缩蒸汽供热系统用户侧蒸汽参数下降幅度

Fig. 6 Reduction range of user-side steam parameters in recompressed steam heating system

下降幅度，可以看出，用户侧压力最大下降幅度为 0.13 MPa，平均下降幅度为 0.10 MPa；用户侧温度最大下降幅度为 27 °C，平均下降幅度为 14.5 °C。其中，最远端用户的蒸汽参数在再压缩的作用下维持在用户最小限值，与降压降温前的蒸汽参数接近，可准确满足用汽需求。另外，不同用户之间最大蒸汽参数差值也明显下降，最大

压力差值由0.26 MPa降至0.18 MPa；最大温度差值由21 ℃降至7 ℃。由此可见，再压缩蒸汽供热系统可使得热用户的用汽参数更加均匀化。

图7为2个系统部分管段损失对比。从图7(a)可以看出，相比于常规蒸汽供热系统，再压缩蒸汽供热系统的压力损失有所增加，主要集中在管网中部区域，最大增幅为21.05%，平均增幅为11.95%。这主要因为蒸汽在降压后密度降低，使蒸汽流速上升，虽然流体黏度相应减小，但由流速增大所引起的流动阻力增加效应占据主导，从而加剧了管道沿程压力损失，由于所有热用户的蒸汽压力仍高于用户最小限值，保障了供热需求和稳定性。

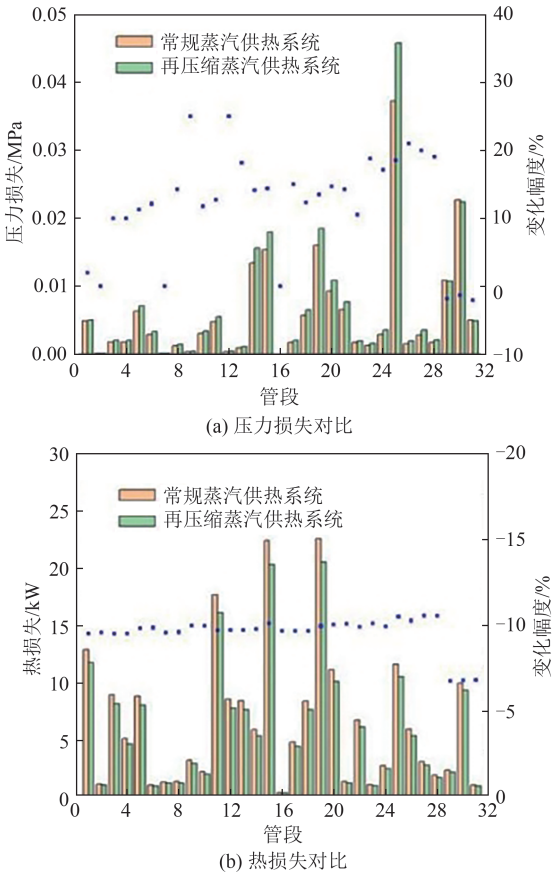


图7 2个系统部分管段损失分析

Fig. 7 Analysis of partial pipeline losses in two systems

从图7(b)可看出，管道热损失整体大幅降低，最大降幅为10.59%，平均降幅为9.62%，主要由于蒸汽温度下降18 ℃后，大幅减小了蒸汽与环境的传热温差，使蒸汽管网总热损失由1 245.97 kW降至1 135.75 kW，下降幅度为110.22 kW。因此，

使用蒸汽再压缩技术协同蒸汽母管降温降压，能有效提高系统热力性能与节能效果。

2.3 再压缩蒸汽供热系统经济性分析

为了更准确地评估系统经济性，模型还需要综合考虑供热系统在全天不同时段内的运行参数变化。在母管蒸汽降压降温后，未引入蒸汽压缩机的蒸汽供热系统模型用户端的蒸汽参数分布如图8所示。其中，系统计算采用的4个时间段(05:00, 10:00, 15:00, 23:00)分别对应供热机组供热启动期、早高峰期、晚高峰期、供热停止期，能够有效代表供热的运行全过程。

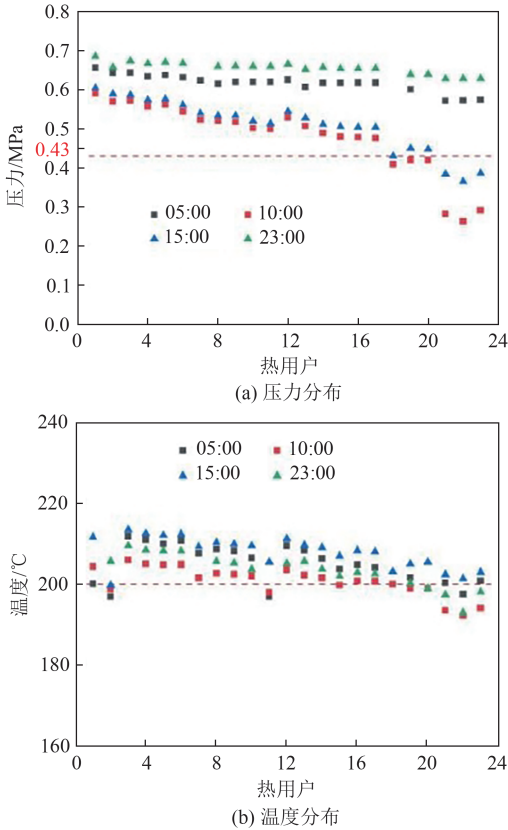


图8 系统降压降温后不同时间段热用户参数分布

Fig. 8 Parameter distribution of heat users at different time periods after system pressure reduction and temperature drop

由图8(a)可见，日间(10:00与15:00)用户最大压力为0.6 MPa，平均压力为0.5 MPa，整体压力水平较低，用户间最大压差达到0.34 MPa，仅最远端用户压力低于用户最小限值，需增设蒸汽压缩机进行再压缩。夜间(23:00与05:00)用户最大压力为0.69 MPa，平均压力为0.64 MPa，整体压力

较高，用户间最大压差仅为0.12 MPa，蒸汽参数波动小，所有用户压力均高于最低限值，无需进行再压缩处理。

由图8(b)可见，日间最高温度、平均温度分别为213.5、204.31℃，夜间最高温度、平均温度分别为211.9、204.28℃。整体来看，大部分用户在全天温度变化幅度有限，仅最远端用户温度持续低于用户最小限值。因此，再压缩蒸汽供热系统应采取全天加压策略以满足所有用户的用热需求。

由于实际再压缩运行过程中商用电价会随着用电量的变化而持续波动，因此需要考虑全天不同时间段的电价变化^[15,18-19]，如表3所示。

母管蒸汽降压降温后系统相关分析如表4、5所示。再压缩蒸汽供热系统的压缩机购置和施

表3 全天不同时间段的电价

Tab. 3 Electricity prices at different time periods of a day

类别	时间段	电价/ [元/(kW·h)]
尖峰时段	11:00—12:00, 17:00—18:00	1.025 0
高峰时段	10:00—11:00, 15:00—17:00, 18:00—20:00, 21:00—22:00	0.899 7
平时段	除尖、峰、谷时段之外的时间	0.569 4
低谷时段	00:00—08:00	0.210 7

工总成本约250.2万元，年运行电耗成本约107.1万元，年运维成本为5万元，全年新增发电量为4 498.6 MW·h，比电厂总发电量提升约0.12%。系统新增发电收益为190.6万元，新增设备回报周期为3.65年，年净现金流为78.5万元。按机组25年的使用寿命^[20]，低压再压缩蒸汽供热系统的净现值为753.3万元，具备良好的经济效益。

表4 系统降压降温后相关参数分析

Tab. 4 Analysis of related parameters after system pressure reduction and temperature drop

时刻	抽汽量变化量/(kg/s)	新增发电功率/kW	加压流量/(kg/s)	压比	压缩机功率/kW
05:00	0.73	480.05	4.01	1.02	20.38
10:00	1.01	668.55	6.54	1.50	701.64
15:00	0.99	653.03	5.29	1.15	202.48
23:00	0.65	429.06	2.64	1.07	42.49

表5 再压缩蒸汽供热系统经济性分析

Tab. 5 Analysis of economic performance of recompressed steam heating system

总成本/万元	压缩机耗电量/(MW·h)	年耗电成本/万元	年运维成本/万元	年新增发电量/(MW·h)	年新增发电收益/万元
250.2	1 779.5	107.1	5.0	4 498.6	190.6

综上分析，再压缩蒸汽供热系统采用整体降压降温与局部再压缩策略，不仅可改善系统参数的均匀性，更好地匹配用户需求，还能在实现节能降耗的同时提升经济性，具备较强的工程价值。

2.4 降压降温幅度对再压缩供热系统性能影响

在母管蒸汽实施降压降温处理后，再压缩蒸汽供热系统蒸汽参数相应下降，导致输送至各热用户的蒸汽参数同步降低。这一变化同时会影响管道沿程的压力损失与温度损失特性，进而对系统节能效果与经济性产生重要影响。因此，确定降压降温的合理幅度，对于蒸汽再压缩系统的综合性能评估具有重要意义。

本文对合理调节范围内(降压0~0.09 MPa，降温0~18℃)的不同降压降温幅度进行对比，以全

面评估其影响，分为4种工况：工况1，降压、降温幅度分别为0.025 MPa、4.5℃；工况2，降压、降温幅度分别为0.05 MPa、9℃；工况3，降压、降温幅度分别为0.075 MPa、13.5℃；工况4，降压、降温幅度分别为0.09 MPa、18℃。

图9为再压缩蒸汽供热系统在不同工况下不同蒸汽供热管段的压力损失和热损失分析。从图9(a)可以看出，随着降压幅度增大，压力损失增加，其中，工况1降压幅度最小，压力损失增量相对较小，平均增加率为2.39%；工况4降压幅度最大，压力损失增量较大，平均增加率为11.95%。由于中部热用户本身的蒸汽供热管道压力损失较小，降压幅度增加所导致的蒸汽供热管道压力损失增量相对较小，而管网末端热用户的

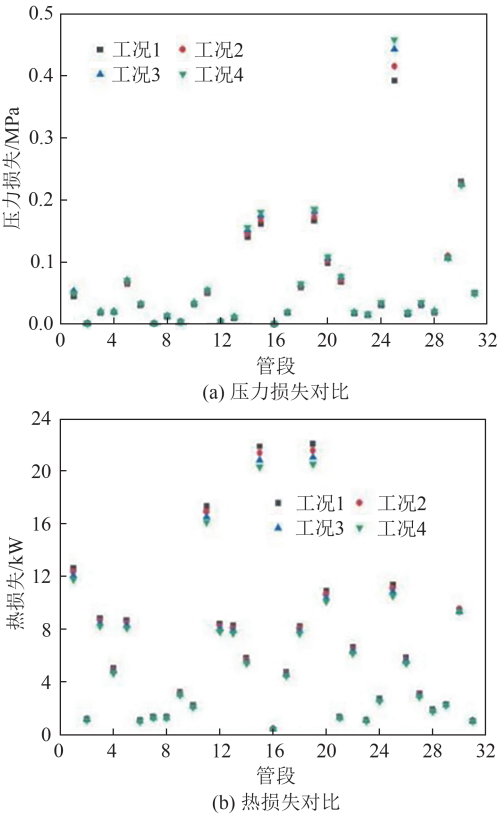


图9 系统在不同工况下不同管段损失分析
Fig. 9 Analysis of loss in different pipe sections under different system operating conditions

蒸汽供热管道压力损失增量较大，考虑到末端用户为再压缩用户，可进一步降低蒸汽压力损失，因此对系统的节能效果影响相对较小。

从图9(b)可以看出，随着降温幅度增大，蒸汽供热管道热损失降低，其中工况1的降温幅度最小，热损失相对较大，相对于原系统的热损失降幅较小，最大降低率为5.53%，平均降低率为2.62%。工况4降温幅度最大，热损失相对较小，相对于原系统的热损失降幅较大，最大降低率为10.59%，平均降低率为9.62%。由此可知，在系统降温幅度逐渐增大的过程中再压缩蒸汽供热系统的热损失呈现均匀下降的趋势。因此，提高系统的降温幅度有利于提高再压缩蒸汽供热系统的整体保温效果和节能效果。

不同工况下再压缩蒸汽供热系统的经济性分析结果如表6所示，可以看出，随着降压降温幅度的增大，蒸汽压缩机的年耗电成本增加，年新增发电收益提高。

不同工况下系统经济指标分析如图10所示，

表6 不同工况下系统经济性分析
Tab. 6 Analysis of system economic performance under different operating conditions

工况	压缩机耗电量/ (MW·h)	年耗电 成本/万元	年运维 成本/万元	年新增发电量/ (MW·h)	年新增发电 收益/万元
1	213.1	11.5	0.9	1 092.3	46.3
2	546.8	29.6	2.3	2 183.9	92.5
3	1 196.9	69.6	4.1	3 271.8	138.6
4	1 779.5	107.1	5.0	4 498.6	190.6

可以看出，随着降压降温幅度的增大，系统新增设备回报周期出现非线性增长趋势，由1.42年增加至3.65年；而系统净现值整体呈上升趋势，由388.2万元提高到753.3万元。相比于工况2，工况3的净现值有所下降，这是由于工况3的再压缩时间由白天部分时间段变为全天时间段，压缩机的购置成本及耗电成本快速增大，导致经济性降低。因此，针对母管蒸汽进行不同降压降温的处理会显著影响系统的热力性能以及经济性能，在实际应用中需根据需求进行合理调整。

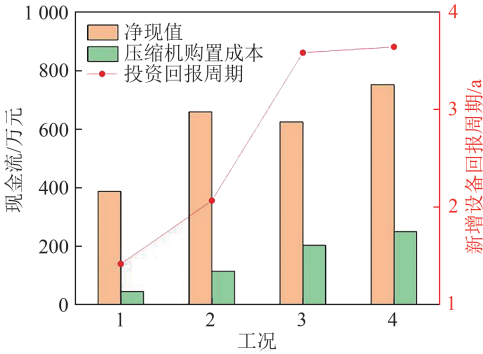


图10 不同工况下系统经济指标分析
Fig. 10 Analysis of system economic indicators under different operating conditions

3 结论

通过构建集成再压缩技术的蒸汽供热系统模型，综合评估了不同工况下的系统经济性，并分析了母管蒸汽降压降温幅度对系统性能的敏感性影响，主要结论如下：

1) 与常规蒸汽供热系统相比，再压缩蒸汽供热系统在管道压力损失略有增加的同时实现了管网热损失的大幅降低，系统整体热力学性能得到有效改善。所有终端热用户的蒸汽压力均维持在安全运行下限之上，保障了供热稳定性。

2) 基于全天运行参数的经济性评估表明, 该系统初始设备投资成本为250.2万元, 静态投资回收期为3.65年, 全生命周期净现值可达753.3万元, 具有显著的经济效益与投资吸引力。

3) 敏感性分析揭示, 随着母管降压降温幅度增大, 系统压力损失的平均增加率由2.39%增至11.95%, 热损失的平均降低率由2.62%增至9.62%。尽管投资回收期有所增加, 但系统净现值也得到了大幅提高。因此, 在实际中需权衡能效与收益, 通过优化参数寻求最佳运行平衡点。

4) 采用再压缩技术的蒸汽供热系统在提升热力学性能与全周期经济性方面均具备明显优势, 其效益水平受母管运行参数调控的显著影响。下一步, 可探究复杂多变的实际供热负荷下系统的动态响应与自适应调控策略, 并深入分析不同能源价格场景及政策环境对系统经济性评价的长期影响, 推动该技术的工程化应用与优化。

参考文献

- [1] 智研咨询集团. 2020-2026年中国热电联产行业市场深度监测及发展趋势分析报告[R/OL]. (2020-07-13) [2025-12-11]. <https://www.chyxx.com/research/201910/797084.html>.
Zhiyan Consulting Group. Research report on China's cogeneration industry 2020-2026: in-depth market monitoring and development trend analysis[R/OL]. (2020-07-13) [2025-12-11]. <https://www.chyxx.com/research/201910/797084.html>.
- [2] 商永强, 王文峰, 王为术, 等. 超长距蒸汽供热管道保温性能分析[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(4): 47-51.
SHANG Y Q, WANG W F, WANG W S, et al. Analysis on the thermal insulation of long-distance steam heating pipes[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(4): 47-51.
- [3] 薄其明, 朱骏杰, 王丽腾, 等. 面向低碳城市供热系统的长距离输热技术研究进展[J/OL]. 发电技术, 1-17[2026-01-05]. <https://link.cnki.net/urlid/33.1405.TK.20250421.1123.004>.
BO Q M, ZHU J J, WANG L T, et al. Research progress on long-distance heat transportation technology for low-carbon urban heating systems[J/OL]. Power Generation Technology, 1-17[2026-01-05]. <https://link.cnki.net/urlid/33.1405.TK.20250421.1123.004>.
- [4] LUO X, YUAN M, WANG H, et al. On steam pipe network modeling and flow rate calculation[J]. Procedia Engineering, 2012, 29: 1897-1903.
- [5] ZHONG W, DAI Z, LIN X, et al. Study on time-of-use pricing method for steam heating system considering user response characteristics and thermal storage capacity [J]. Energy, 2024, 296: 131056.
- [6] WACK Y, SOLLICH M, SALENBIEN R, et al. A multi-period topology and design optimization approach for district heating networks[J]. Applied Energy, 2024, 367: 123380.
- [7] LI N. Optimal control for district heating systems based on imbalance analysis of pipe networks[J]. Journal of Building Engineering, 2024, 96: 110560.
- [8] WANG H, WANG H Y, ZHU T, et al. A novel model for steam transportation considering drainage loss in pipeline networks[J]. Applied Energy, 2017, 188: 178-189.
- [9] ZHONG W, FENG H, WANG X, et al. Online hydraulic calculation and operation optimization of industrial steam heating networks considering heat dissipation in pipes[J]. Energy, 2015, 87: 566-577.
- [10] 闫敏, 李玉忠, 马春元. 基于机械蒸汽压缩的燃煤烟气余热及水回收系统[J]. 动力工程学报, 2018, 38(9): 755-762.
YAN M, LI Y Z, MA C Y. A flue gas waste heat and water recovery system based on mechanical vapor recompression[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(9): 755-762.
- [11] 周霞, 李建锋, 周宏, 等. 耦合蒸汽压缩与储热的燃煤热电联产机组调峰性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(1): 194-206.
ZHOU X, LI J F, ZHOU H, et al. Research on peak shaving performance of coal-fired cogeneration unit coupled with vapor compression and heat storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(1): 194-206.
- [12] WANG L, YU S, KONG F, et al. A study on energy storage characteristics of industrial steam heating system based on dynamic modeling[J]. Energy Reports, 2020, 6: 190-198.
- [13] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 城镇供热管网设计标准: CJJ/T 34—2022[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2022.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Design standard for urban heating network: CJJ/T 34—2022[S]. Beijing: China Architecture Publishing, 2022: 60-66.
- [14] 福建省物价局. 福建省物价局关于福建省石狮热电有

- 限责任公司上网电价的通知[A/OL]. (2018-05-10) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/ztzl/fjswjj/ygjf/201812/t20181214_4708998.htm.
- Fujian Provincial Price Bureau. Notice of Fujian provincial price bureau on the on-grid electricity price of fujian shishi thermal power Co., Ltd. [EB/OL]. (2018-05-10) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/ztzl/fjswjj/ygjf/201812/t20181214_4708998.htm.
- [15] KHOUYA A. Performance evaluation of a MED-MVC desalination plant driven by a concentrated photovoltaic thermal system and an organic Rankine cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 274: 116428.
- [16] 中国石化集团上海工程有限公司. 化工工艺设计手册[M]. 4版. 北京: 化学工业出版社, 2009: 968-970. Sinopec Shanghai Engineering Company Limited. Chemical process design handbook[M]. 4th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2009: 968-970.
- [17] SPERBER A. Heavy duty rotating equipment: from concept to operation-a practice-oriented engineering guide[M]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2024.
- [18] 福建省发展和改革委员会. 福建省发展和改革委员会关于电价调整有关事项的通知: 闽发改商价(2020)669号[EB/OL]. (2020-11-23) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/zfxxgkzl/zfxxgkml/yzdgkdqtxx/202011/t20201125_5457827.htm.
- Fujian Provincial Development and Reform Commission. Notice of Fujian Provincial Development and Reform Commission on issues concerning the adjustment of electricity price: Min Fa Gai Shang Jia (2020) No. 669 [EB/OL]. (2020-11-23) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/zfxxgkzl/zfxxgkml/yzdgkdqtxx/202011/t20201125_5457827.htm.
- [19] 福建省发展和改革委员会. 福建省发展和改革委员会关于完善分时电价政策的通知: 闽发改规(2023)8号[EB/OL]. (2023-11-28) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/zfxxgkzl/zfxxgkml/bwgfxwj/202311/t20231129_6309872.htm.
- Fujian Provincial Development and Reform Commission. Notice of the Fujian Provincial Development and Reform Commission on improving the time-of-use electricity pricing policy: Min Fa Gai Gui (2023) No. 8 [EB/OL]. (2023-11-28) [2026-01-27]. https://fgw.fujian.gov.cn/zfxxgkzl/zfxxgkml/bwgfxwj/202311/t20231129_6309872.htm.
- [20] SHAMET O, ANTAR M A. Energy and exergoeconomic analyses of parallel cross feed multi effect desalination system driven by twin-screw compressor with water injection[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2024, 60: 104753.
-
- 收稿日期: 2026-01-08.
修回日期: 2026-03-17.
作者简介:
-
- 陈千禧
- 陈千禧(2000), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为热力系统优化, chenqianxi163@163.com;
-
- 叶楷
- 叶楷(1993), 男, 博士, 高级工程师, 主要研究方向为传热传质研究、能源系统建模与优化, yekai339@fjirsm.ac.cn;
-
- 郭伟康
- 郭伟康(1973), 男, 高级工程师, 主要研究方向为热电联产机组运行与管理, 418079724@qq.com;
-
- 陈龙祥
- 陈龙祥(1988), 男, 博士, 研究员, 主要研究方向为热力系统优化、工业节能技术以及高效物理储能, 本文通信作者, chenlx@fjirsm.ac.cn.
- (责任编辑 尚彩娟)