

地热驱动的 R-DPORC 系统动态仿真及控制策略研究

杨新乐, 李娇荣, 卢胜东, 于 宁, 卜淑娟, 戴文智

(辽宁工程技术大学机械工程学院, 阜新 123000)

摘 要: 对于地热源再热双压有机朗肯循环(R-DPORC)系统因冷/热源瞬态波动变化所造成的运行不稳定问题, 有针对性地提出恒定负荷和变负荷控制两种策略。利用 Matlab/Simscape 建立 R-DPORC 系统动态仿真模型, 对冷/热源及负荷变化条件下系统的动态响应特性进行分析, 研究系统效率、过热度、压力和质量流量的变化规律。结果表明, 调节工质泵的流量是实现 R-DPORC 系统动态控制的关键手段, 根据具体的工作场景可灵活组合不同的运行模式, 通过控制调节能使系统逐步实现新的稳定状态并达到输出要求。优化后的控制策略可显著提高系统在复杂工况下的动态适应性, 可保障系统长期稳定运行和更高的能效输出。

关键词: 地热能; 有机朗肯循环; 动态仿真; 控制策略; 机械功率; 质量流量

中图分类号: TK123

文献标志码: A

0 引 言

在“双碳”战略目标指引下, 传统工业与新能源领域正积极推进中低温地热能的高效开发与利用^[1], 有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)因其高效的热能转换能力, 在低品位能源利用领域具有显著优势^[2], 成为开发中低温地热的重要手段^[3]。但在实际工程应用中, 地热流体参数受复杂地质条件影响, 存在显著的间歇性与波动性特征, 直接影响系统运行稳定性, 易引发工质超温分解、膨胀机部件损伤等问题^[4]。因此, 学者们开始关注相关动态特性及控制方法, 研究证实转速梯度的增加可提升 ORC 系统性能^[5]; 灵活调节冷却水泵可有效调节冷却系统^[6]; 双模快速动态矩阵控制算法更有效、更迅速^[7]; 多模型预测控制器使系统在热源剧烈变化的情况下仍可提高净电能产量^[8]。

目前, 对满足工程应用需求的系统动态特性研究不足且多集中于基础 ORC 系统, 复杂 ORC 系统(如具有出色的能源转换效率和对环境变化的适应能力的双压有机朗肯循环(dual-pressure organic Rankine cycle, DPORC)系统)的动态特性的研究相对匮乏, 复杂外部扰动及负荷动态变化下的控制策略仍有待进一步研究^[9]。基于此, 本文在 Matlab/Simscape 中对地热源再热双压有机朗肯循环(reheat dual-pressure

organic Rankine cycle, R-DPORC)系统进行建模, 对恒定负荷和变负荷控制策略进行仿真模拟以适应不同工况变化场景。通过研究冷/热源及负载阶跃变化时各种控制策略下 R-DPORC 系统的动态运行特性, 以确保系统长时间运行的稳定性和高效性, 研究阐明系统各部分的瞬态特性及动态匹配规律, 以期为实际运行机组的优化控制提供理论依据与技术支持, 并与其他热力循环系统的动态分析和控制提供参考。

1 R-DPORC 系统建模

1.1 工作原理介绍

R-DPORC 系统的主要热力过程: 冷凝器出口的饱和工质经工质泵增压(1—2)后进入回热器(2—3), 与高压膨胀机部分乏汽换热实现工质预热。随后工质进入蒸发器吸收热量(3—4)并产生高压蒸气, 驱动高压膨胀机做功(4—5)。部分高压乏汽流经再热器加热(5—6)后进入低压膨胀机继续做功(6—7), 其余部分通过回热器(8—9)预热工质泵出口工质。最后, 两股乏汽汇合(10), 进入冷凝器被冷却至饱和液(10—1), 完成一个循环。R-DPORC 系统原理如图 1 所示, 图 2 为系统 $T-s$ 图。相比于基础有机朗肯循环(basic organic Rankine cycle, BORC)系统, R-DPORC 系统通过双级膨胀、再热和回热功能可对地热能资源实现高效利用。其中, 低压膨

收稿日期: 2025-01-14

基金项目: 辽宁省自然科学基金面上项目(2022-MS-398); 辽宁省教育厅科研项目(JYTMS20230803; LJKMZ20220685); 辽宁工程技术大学鄂尔多斯校企培育项目(YJY-XD-2023-007)

通信作者: 杨新乐(1980—), 男, 博士、博士生导师、教授, 主要从事低温余热回收利用、煤层气热采等方面的研究。yxl_2003@sina.com

胀机提升了能量利用率,再热过程继续利用蒸发器出口地热的部分热量,而回热器进一步回收高压膨胀机乏汽余热,提升整体效率,使 R-DPORC 系统在低品位热源应用中更具优势,尽管系统复杂性增加,但能有效提高能效和降低成本,从长远来看,这一技术的应用会带来经济上的回报。其关键工况参数如表 1 所示。

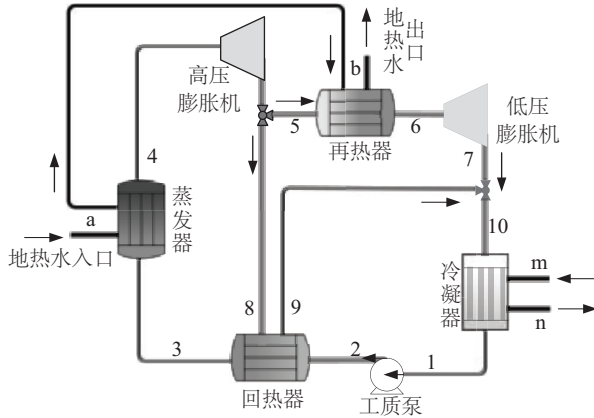


图1 R-DPORC系统原理

Fig. 1 Schematic diagram of R-DPORC system

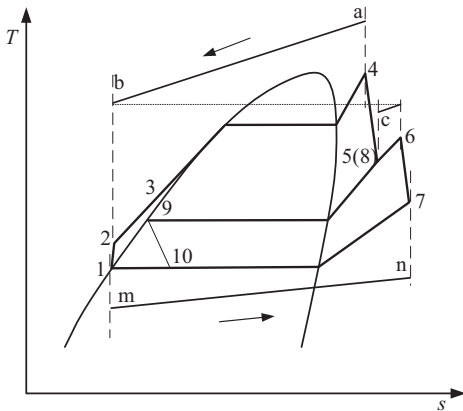


图2 R-DPORC系统T-s图

Fig. 2 T-s diagram of R-DPORC system

表1 R-DPORC系统关键参数^[10]

Table 1 R-DPORC system key parameters^[10]

参数	数值	参数	数值
高压蒸发压力/MPa	1.28	冷却水温度/K	288.15
低压蒸发压力/MPa	0.7	工质泵等熵效率/%	75
冷凝压力/MPa	0.287	膨胀机机械效率/%	95
热源温度/K	433.15	膨胀机等熵效率/%	85
工质	R245fa		

1.2 仿真系统建模

1.2.1 换热器设计与动态建模

换热器动态建模主要采用移动边界模型和离散模型。相比之下,移动边界模型由于其连续追踪流体界面的优势,比离散模型更适合模拟流体流动和热交换的动态变化,且移动边界模型阶次低、计算速度快,适合控制系统设计中对运行趋势的准确预测^[11]。基于此,采用移动边界模型对换热器动态建模,如图3所示。建模过程中假设:

- 1) 换热管内工质一维流动,压力场在流动方向上保持均匀,且忽略压力损失;
- 2) 不考虑重力对传热的影响及流体与管壁间的轴向热传导;
- 3) 管壁四周的径向热流密度假定均匀;
- 4) 忽略换热器内流体与外界的热交换。

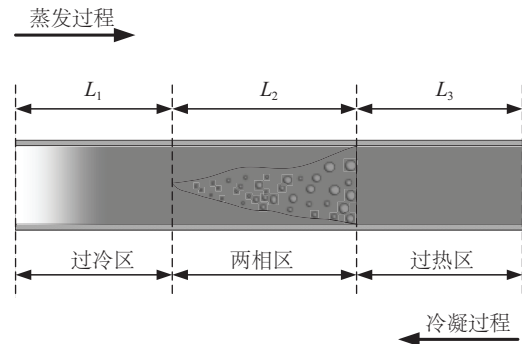


图3 换热器移动边界模型

Fig. 3 Moving boundary model of heat exchanger

各相区的动态边界模型由莱布尼茨公式与各相区守恒方程联立求解并简化推导得到,下文详细描述预热区守恒方程,其他相区方程结构与预热区类似。

质量守恒方程:

$$AL_1 \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial \rho_L}{\partial h_L} \bigg|_p \frac{dh_f}{dp} + \frac{\partial \rho_L}{\partial p} \bigg|_{h_L} \right) \frac{dp}{dt} + A \frac{dL_1}{dt} (\rho_L - \rho_f) + \frac{1}{2} AL_1 \frac{\partial \rho_L}{\partial h_L} \bigg|_p \frac{dh_{in}}{dt} = m_{in} - m_f \quad (1)$$

式中: A ——管道横截面积, m^2 ; L_1 ——预热区的长度, m ; ρ_L ——工质的平均密度, kg/m^3 ; h_L ——工质的平均比焓, J/kg 。

能量守恒方程:

$$A(\rho_L h_L - \rho_f h_f) \frac{dL_1}{dt} + AL_1 \left[\frac{1}{2} \left(\rho_L + h_L \frac{\partial \rho_L}{\partial h_L} \bigg|_p \right) \frac{dh_f}{dp} + h_L \frac{\partial \rho_L}{\partial p} \bigg|_{h_L} - 1 \right] \frac{dp}{dt} + \frac{1}{2} AL_1 \left(\rho_L + h_L \frac{\partial \rho_L}{\partial h_L} \bigg|_p \right) \frac{dh_{in}}{dt} + m_f h_f - m_{in} h_{in} = \alpha_{cl} U (T_{w1} - T_{L1}) L_1 \quad (2)$$

式中: U ——管道润湿周长, m ; α_{cl} ——工质与管壁的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_{w1} ——管壁平均温度, K ; T_{L1} ——工质平

均温度, K; 下标 f——预热区出口工质。

壁面能量守恒方程:

$$c_w \rho_w L_1 \frac{dT_{w1}}{dt} = \alpha_{ew} (T_{hs} - T_{w1}) + \alpha_{el} (T_{L1} - T_{w1}) \quad (3)$$

式中: c_w ——管片比热容, J/(kg·K); ρ_w ——管壁密度, kg/m³; α_{ew} ——热源与管壁之间的对流传热系数, W/(m²·K); T_{hs} ——管外热源温度, K。

采用 D-B 公式^[12]对蒸发器管内工质的液相与气相对流换热系数进行计算:

$$\alpha = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (k/d_e) \quad (4)$$

式中: α ——换热系数, W/(m²·K); Re ——雷诺数; Pr ——普朗特数; k ——导热率, W/(m·K); d_e ——水力直径, m。

Gungor-Winterton 模型^[13]用于确定工质两相区域的表面传热系数:

$$\alpha_{ip} = Eh_L + Sh_{np} \quad (5)$$

$$\alpha_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} (k_L/d_e) \quad (6)$$

$$\alpha_{np} = 55 Pr^{0.12} (-0.4343 \ln Pr)^{-0.55} M^{0.5} Q^{0.67} \quad (7)$$

式中: α_{ip} ——两相工质表面传热系数, W/(m²·K); α_L ——液相工质表面传热系数, W/(m²·K); α_{np} ——气相工质表面传热系数, W/(m²·K); M ——分子量; Q ——热流量, W/m²。

在管壳式换热器设计中, 地热水在壳体内部流动, 换热效率通过应用 Kern 公式^[13]估算, Kern 公式专门用于计算带折流板的管外强制对流情况:

$$\alpha_1 = 0.23 \lambda / d_e (d_e u_o \rho / \mu)^{0.6} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (8)$$

式中: α_1 ——热源表面传热系数, W/(m²·K); λ ——导热系数, W/(m·K); u_o ——流动速度, m/s; μ ——动力黏度, N·s/m²; μ_w ——管壁的动力黏度, N·s/m²。

冷凝器内冷却水走管程, 其传热系数由式(4)确定, 工质走壳程, 式(8)用于计算单相工质流动换热系数, 式(9)用于求解两相工质传热系数。

$$\alpha_0 = 0.725 \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \gamma}{\mu_L (T_s - T_w) d} \right]^{1/4} \quad (9)$$

式中: α_0 ——冷源表面传热系数, W/(m²·K); 下标 L——液态; V——气态; γ ——汽化潜热, J/kg。

1.2.2 膨胀机设计与动态建模

膨胀机用于实现工质热能向机械能的高效转换。在初始条件下 R-DPORC 系统机械功率 58.991 kW。

膨胀机产生的输出功为:

$$W_{exp} = m_{wf} (h_4 - h_5 + h_6 - h_7) \quad (10)$$

式中: W_{exp} ——高低压膨胀机总输出功, kW; m_{wf} ——工质泵入口工质的质量流量, kg/s; h ——膨胀机进出口焓值, kJ/kg。

针对轴流式膨胀机的变工况运行特性, 采用经典 Stodola

椭圆方法^[14]进行性能的计算:

$$\varphi = m_{in} \sqrt{T_{in}} / p_{in} \quad (11)$$

$$Y_d = (p_{in,d}^2 - p_{out,d}^2) / (p_{in,d}^2 \varphi_d^2) \quad (12)$$

$$p_{in,od} = \sqrt{m_{in,od}^2 T_{in,od} Y_d + p_{out,od}^2} \quad (13)$$

式中: φ ——流量系数; p ——膨胀机进出口压力, kPa; Y_d ——Stodola 常数。

1.2.3 工质泵设计与动态建模

在有机朗肯循环中, 工质泵通过提升工质压力, 确保工质在系统中的流动, 进而增强热量的吸收和转化效率, 从而优化整个系统的性能和效率。

工质泵中产生的泵功为:

$$W_p = m_{wf} (h_2 - h_1) = m_{wf} (h_{2s} - h_1) / \eta_p \quad (14)$$

式中: W_p ——泵功, kW; h_1 、 h_2 ——泵进出口焓值, kJ/kg; h_{2s} ——泵理想出口焓值, kJ/kg; η_p ——工质泵等熵效率。

依据泵性能相似换算理论, 泵不同转速下的性能特性可通过式(15)、式(16)获取:

$$q = (n/n_0) q_0 \quad (15)$$

$$H = (n/n_0)^2 H_0 \quad (16)$$

式中: q ——泵流量, m³/s; n ——泵转速, r/min; H ——泵的扬程, m。

1.2.4 热力性能指标

负荷为膨胀机输出的机械功率, 是衡量膨胀机性能的重要指标, 反映系统每秒钟产生或消耗的机械能量。

$$W(t) = \frac{dW_{exp}}{dt} \quad (17)$$

式中: $W(t)$ ——随时间变化的机械功率, kW。

系统效率定义为循环热效率, 即系统净功输出与热量输入的比值, 计算公式为:

$$\eta_{th}(t) = \frac{W(t)}{Q_e(t) + Q_{re}(t)} = \frac{dW_{exp}}{dQ_e + dQ_{re}} \quad (18)$$

$$dQ_e = (h_4(t) - h_3(t)) dt \quad (19)$$

$$dQ_{re} = x(t) [h_6(t) - h_5(t)] dt \quad (20)$$

式中: η_{th} ——系统效率; Q_e ——蒸发器吸热量, kJ; Q_{re} ——再热器吸热量, kJ, 蒸发器与再热器的吸热量均随时间变化。

1.2.5 仿真系统建模

在 Simscape 环境中建立 R-DPORC 动态仿真模型。先建立系统各部件的动态仿真模型, 如附录图 A1~图 A4 所示, 基于各部件参数传递关系耦合连接, 构建系统动态模型(图 4)。冷热源温度及工质泵流量是系统主要输入参数, 输出参数为各部件进出口参数及各项性能指标。图 5 为仿真计算的程序框图。

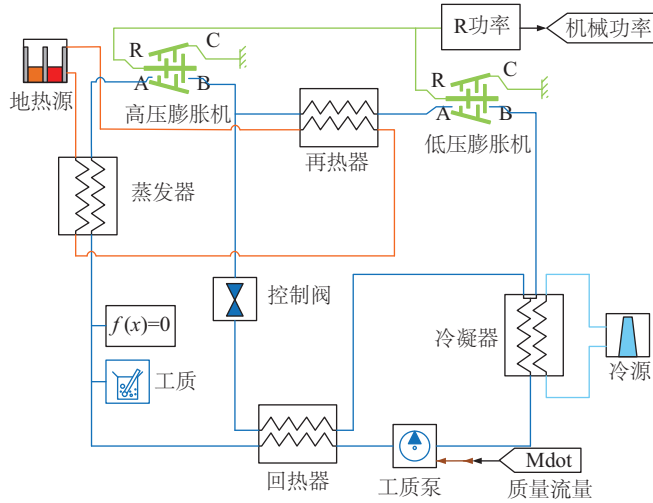


图4 R-DPORC的动态仿真模型

Fig. 4 Dynamic simulation model of R-DPORC

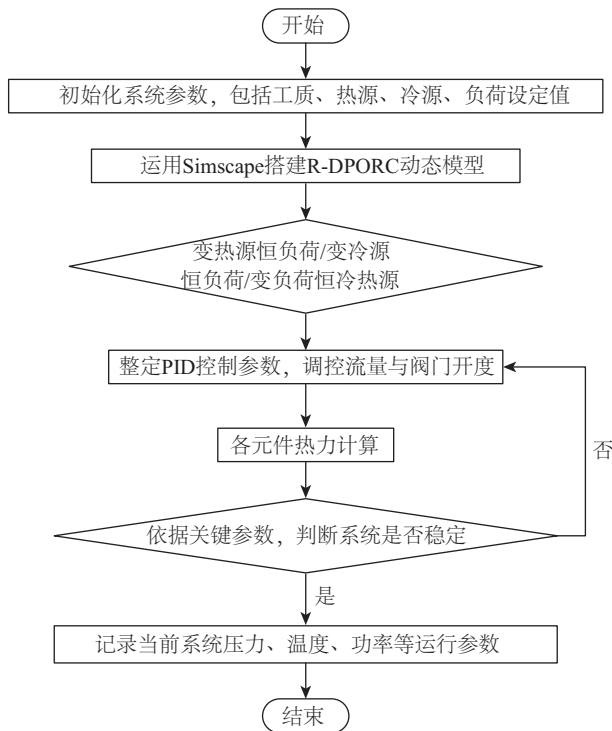


图5 仿真计算的程序框图

Fig. 5 Block diagram of program for simulation calculation

1.2.6 模型验证

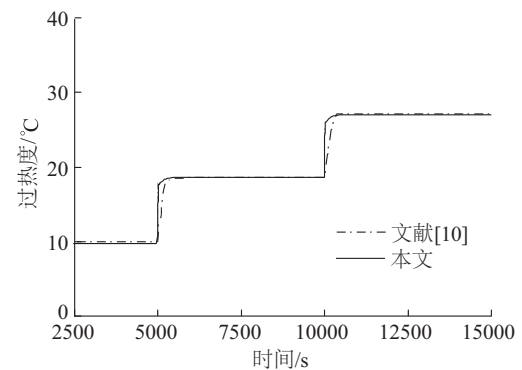
为确保 R-DPORC 系统动态仿真模型的准确性和可靠性, 本文依据文献[10]提供的原始参数对模型的 BORC 部分 (附录图 A5) 进行仿真模拟, 表 2 为仿真计算条件。图 6 为模拟与文献比较结果。由图 6 可知, 过热度、输出功率的动态变化与文献[10]结果具有良好的一致性, 稳态值最大偏差

(为 0.6%), 证实了动态仿真模型及其求解策略的准确与可靠。

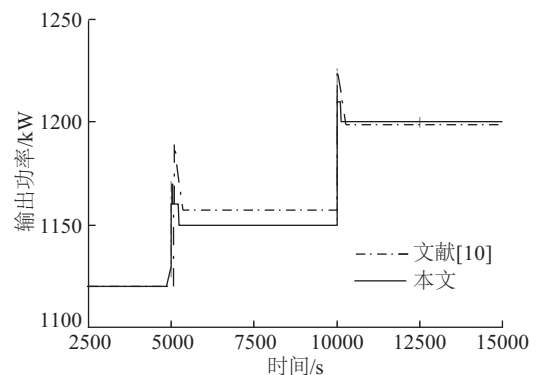
表 2 模型验证的计算条件

Table 2 Calculation conditions for model validation

参数	数值	参数	数值
阶跃间隔/s	5000	蒸发压力/MPa	1.28
仿真时间/s	15000	冷凝压力/MPa	0.287
工质	R245fa	蒸发器内径/m	1.575
求解器	ODE23T	蒸发器管长/m	6
冷却水温度/K	288.15	总换热面积/m ²	1184
膨胀机额定功率/kW	919.54	冷凝器内径/m	1.350
膨胀机转速/(r/min)	3000	冷凝器管长/m	6
工质流量/(kg/s)	43.8	总换热面积/m ²	606
热源阶跃值/K	428.15/ 433.15/ 438.15	碳钢管尺寸/ (mm×mm)	19×2



a. 过热度



b. 输出功率

图6 过热度及输出功率对比图的响应

Fig. 6 Response of overheat and output power

2 结果与分析

受地热源温度与环境温度固有波动性影响,R-DPORC 系统运行中热源及冷源温度易产生瞬态波动,对系统稳定性和安全性造成了极大影响^[15]。因此,本文提出恒定负荷运行和变负荷运行两种控制策略以实现 R-DPORC 系统的稳定运行,并进一步探究外部参数变化对 R-DPORC 系统性能的影响规律。其中,恒定负荷运行包括变热源温度和变冷却水温度两种工况,通过调节工质泵流量使高低压膨胀机保持稳定的功率输出。

2.1 恒定负荷运行

在模拟过程中,为了评估这些控制策略的有效性,上述外部参数分别在 10000、20000、30000 s 进行 3 次连续阶跃变化,量化不同控制策略在维持系统稳定性和提高能效方面的性能表现。

2.1.1 变热源温度下恒定负荷运行

变热源温度下恒定负荷运行是指在热源温度阶跃变化下,通过调节工质泵质量流量使 R-DPORC 系统高压膨胀机与低压膨胀机的机械功率之和输出 40 kW。图 7 为该模式下系统效率与质量流量的动态响应。热源温度由 413.15 K 阶跃升至 423.15 和 433.15 K,热源侧对流传热系数提升显著增强换热强度,蒸发器换热温差增大,换热量增加,促使蒸气过热度增大,蒸发压力升高,驱动更多工质进入膨胀机,增加了输出功率。当系统检测到输出功率超出目标值时,系统控制器调节工质泵质量流量,如图 7b 所示,通过减少工质泵流量来降低流入膨胀机工质质量,从而减小膨胀机功率输出,最终将系统功率降回设定值 40 kW。

第一次温升泵入口质量流量 687 s 陡降至 1.103 kg/s 之后缓升并稳定在 1.217 kg/s,较阶跃前降低 1.9%。第二次温升泵入口质量流量 648 s 陡降至 1.056 kg/s 之后缓升并稳定在 1.197 kg/s,较阶跃前降低 0.020 kg/s,有效抑制了系统功率的过冲,确保系统快速恢复稳定。效率响应在阶跃节点处出现过冲现象,随后在控制系统调节下重新稳定在 12.97%、12.84%。在 30000 s 处热源温度下降 20 K,蒸发器内的热量输入减少,膨胀机输出机械功率无法达到 40 kW,为了维持负

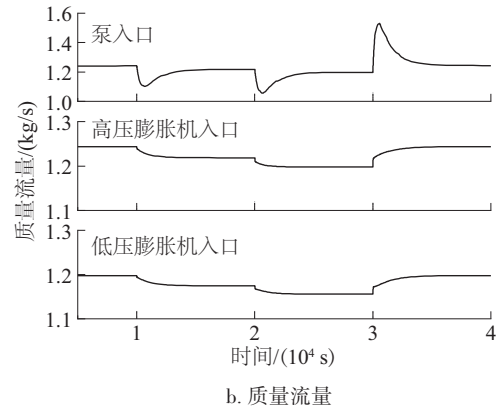
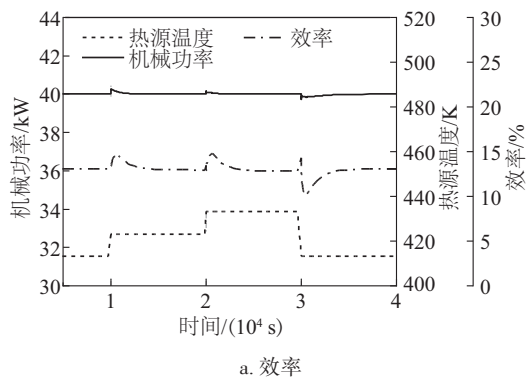
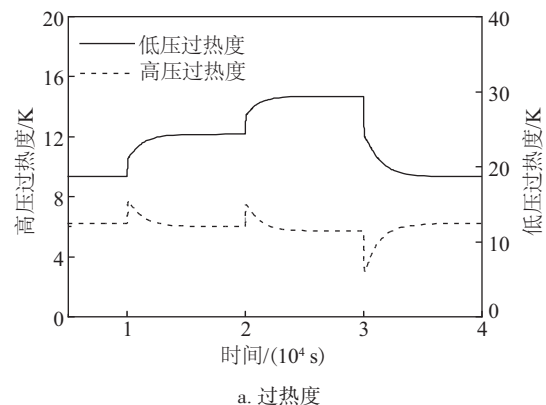


图7 变热源温度恒定负荷运行时效率及质量流量的动态响应

Fig. 7 Dynamic response of efficiency and mass flow rate during variable heat source temperature and constant load operation

荷,需增加流量来提高蒸发器与再热器的吸热量,从而提高膨胀机机械功的输出。工质泵流量在控制作用下迅速升高由 582 s 升至 1.532 kg/s,之后缓降稳定在 1.241 kg/s。系统平衡时效率稳定在 13.07%,较 433.15 K 时增加了 1.79%。

图 8 为变热源温度恒定负荷运行时系统过热度与压力的动态响应。工质温度上升导致压力升高,使换热器吸热能力增强、放热能力减弱,系统原有热平衡被打破,威胁系统稳定性。当热源温度发生阶跃变化时,系统各部分迅速做出反应,第一次温升高压蒸发压力由 1.247 MPa 增至 1.546 MPa,工质吸热增强使高压过热度 52 s 内升至 7.712 K,驱动膨胀机输出功率增加。系统随即减少工质流量抑制负荷超调,高压过热度缓降至 6.016 K 并趋于稳定,同时低压蒸发压力由 0.741 MPa 微降至 0.736 MPa。高压蒸发压力升高导致再热器入口温度上升,低压过热度同步增大。20000 s 同幅度扰动下响应规律一致。30000 s 热源骤降 20 K 时,高压蒸发压力由 1.899 MPa 跌至 1.248 MPa,过热度呈“降-升-稳”趋势;低压蒸发压力由 0.732 MPa 升至 0.741 MPa,过热度缓降后稳定,系统通过流量提升补偿功率损失。热源温度升高引发蒸发器换热量激增,冷凝器换热尚未适应这一变化,导致乏汽堆积、工质焓值上升,压力从 0.1178 MPa 升高 0.1179 MPa。



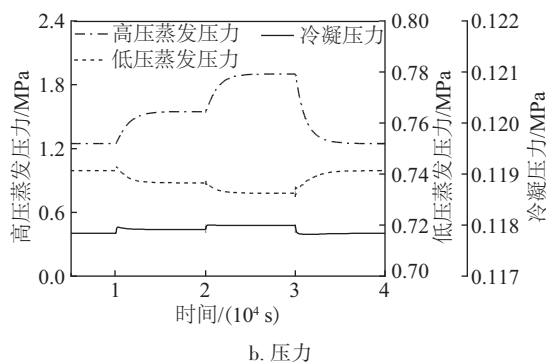


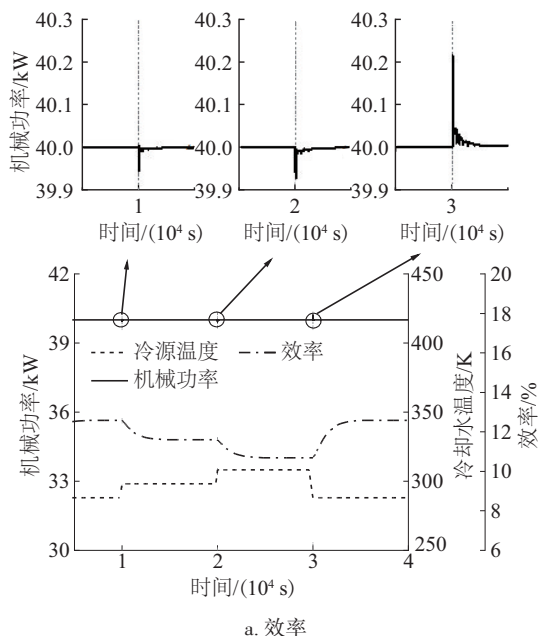
图8 变热源温度恒定负荷运行时过热度及压力的动态响应

Fig. 8 Dynamic response of overheat and pressure of variable heat source temperature with constant load operation

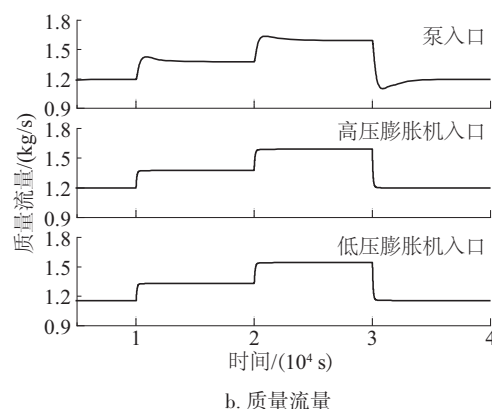
随着温差的增大,冷凝侧换热效率得到提升,冷凝器压力下降 44 Pa,并恢复平衡。30000 s 时热源温度骤降,冷凝器压力反向波动。系统通过动态调节工质流量重新分配能量来保持稳定运行。

2.1.2 变冷源温度下恒定负荷运行

变冷源温度下恒定负荷运行是指在冷源温度在 288.15、298.15、308.15、288.15 K 阶跃变化下,调节工质泵质量流量来维持系统总负荷在 40 kW 输出。在设计工况 298.15 K 附近取值,进行冷却水温的阶跃变化仿真,图 9a 为系统恒定负荷运行时效率的动态响应。冷源温升减弱了冷凝器的冷凝效果,导致蒸发器入口工质温度升高,换热温差缩小,换热量锐减,工质蒸发量不足,导致系统效率降低。系统的机械功率降低,通过动态调节工质流量维持系统的负荷恒定,质量流量的响应如图 9b 所示,各部分质量流量在控制下同步增加,冷源第一次温升,泵入口质量流量 901 s 升至 1.424 kg/s 后缓降并稳定在 1.376 kg/s,较阶跃前增加 13.15%。第二次温升



a. 效率



b. 质量流量

图9 变冷却水温度恒定负荷运行时效率及质量流量及质量流量的动态响应

Fig. 9 Dynamic response of efficiency and mass flow rate under condition of variable cooling water temperature and constant load

泵入口质量流量 800 s 升至 1.636 kg/s 之后稳定在 1.593 kg/s,较阶跃前增加 0.217 kg/s (15.8%)。此外,系统在响应温度变化时存在滞后性,不同区域对温度变化敏感性差异导致流量需经动态调整达到新平衡,确保系统在变冷源温度下输出负荷的稳定性。在 30000 s 时,冷却水温度降至 288.15 K,降低冷却系统的负担,泵入口流量经 873 s 陡降至 1.101 kg/s,后缓升并稳定在 1.195 kg/s,恢复初始值,通过降低质量流量来优化系统内的工质循环与能量分配,适应冷却水温降低后的工况变化,降低系统负荷输出来满足恒定负荷需求,系统效率逐渐回升并稳定在 12.57%。

图 10 为该模式下过热度以及压力的动态响应。冷源温度升使冷凝器内部工质与冷却水之间传热温差缩小,导致冷凝效率下降,冷凝压力与温度同步升高。冷源温度从 288.15 K 连续两次上升 10 K,冷凝压力从 0.118 MPa 上升至 0.174 MPa,后继续上升 43.1% (0.249 MPa),进而影响蒸发器的热量分配,高压段热能供应减少,在热源温度恒定情况下,蒸发器入口工质温度升高,同等条件下所需加热量减少,从而增加高压过热度,308.15 K 时高压过热度稳定后为 5.84 K。冷凝压力升高导致冷凝温度升高,进而使回热器入口温度提高,为保持系统整体压力平衡,高压蒸发压力下降,从 1.901 MPa 降至 1.773 MPa 后继续降至 1.640 MPa,由于工质初始温度升高且高压蒸发压力下降,工质在蒸发器内吸收相同热量后的温度提升幅度更大,从而增加了高压过热度,308.15 K 时高压过热度稳定后为 5.84 K。冷凝温度升高使回热器入口温度提升,提高抽汽压力,抽汽量下降,系统需要调整以维持低压段蒸发所需的压力,从而导致低压蒸发压力提高,从 0.733 MPa 升至 0.842 MPa,后继续上升至 0.974 MPa。但热源温度未同步升高,导致低压过热度明显降低,从 29.38 K 降至 23.84 K 再降为 18.04 K。30000 s 冷却水温度回落,各参数恢复初始平衡数值,验证系统在环境变化中的热平衡调节能力,确保

稳定运行,优化冷却水温度控制策略对维持系统稳定性具有重要研究意义。

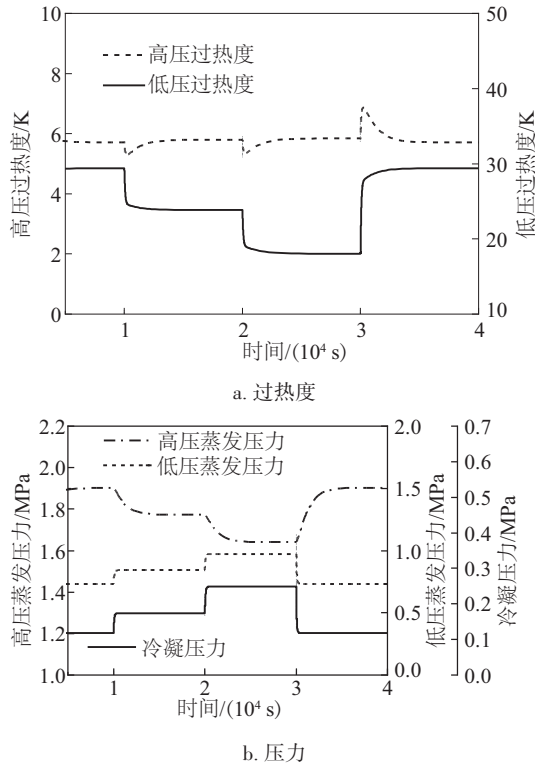


图 10 变冷却水温度恒定负荷运行时过热度及压力的动态响应

Fig. 10 Dynamic response of overheat and pressure under condition of variable cooling water temperature and constant load

2.2 变负荷运行

每 10000 秒系统机械功率进行一次阶跃,依次为 60、50、40、60 kW,模型中保持其余参数不变,如热源温度设置为 433.15 K、冷却水温度为 288.15 K。图 11a 为变负荷模式下系统效率的动态响应,仿真结果表明机械功率能快速跟随设定值阶跃变化,系统效率在负荷变化瞬间波动明显。负荷降低,控制系统通过减少流进膨胀机的工质流量来减少做功量,由于系统无法维持原有能量转换效率,效率 237 s 降至 11.69%,随后通过参数调整和循环优化,使得效率缓慢回升并最终稳定在 13.27%;负荷继续下降,效率变为 12.59%;30000 s 负荷从 40 kW 升至 60 kW,系统膨胀机需大幅增长做功量,控制系统通过提升工质流量,响应负荷输出需求,更多工质参与循环,短期内使单位时间能量转换量系统效率急剧上升,之后随着系统稳定效率缓慢下降稳定在 13.77%。

图 11b 为变负荷模式下系统质量流量的动态响应。当负荷降低时,工质泵入口流量随之减少以匹配降低的负荷,初始快速降流至 1.342 kg/s 抑制功率超调,随后微调回升至 1.425 kg/s 以平衡蒸发压力与过热度,负荷继续下降 10 kW,流量降至 1.077 kg/s 后回升至 1.182 kg/s。系统负荷变化到

达到新的平衡状态的过程中,工质泵未完全调整到与降低负荷相匹配的流量,而膨胀机由于惯性以及控制系统的响应延迟,仍以较高的流量运行,膨胀机流量在一定时间内持续超过工质泵流量。这种不平衡导致蒸发器出口流量超过了入口流量,进而触发系统内部的热量重新分配,系统逐步调整,直至泵进出口流量达到新的平衡状态。30000 s 负荷变回 60 kW,为满足膨胀机做功需求,需要更多的工质参与能量转换过程,工质泵增加入口流量 770 s 升至 1.860 kg/s 之后缓慢下降至 1.682 kg/s 稳定。在这个过程中,系统的热量分配和流量动态响应相互影响,最终使系统调整至一个新的平衡点,以适应负荷的变化。

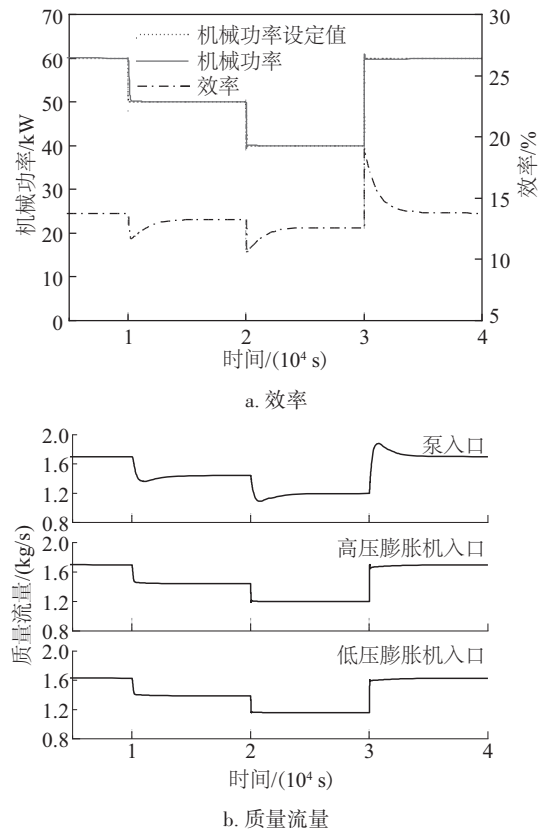


图 11 变负荷运行时效率及质量流量的动态响应

Fig. 11 Dynamic response of efficiency and mass flow rate during variable load operation

图 12 为负荷变化时系统过热度 and 压力的响应。当负荷减少,系统所需工质流量减少,热源温度不变的情况下,热能输入减少,蒸发器内单位工质的热负荷相对增加,导致高压蒸发压力上升,负荷连续降低,压力从 1.388 MPa 升至 1.628 MPa 后继续上升 0.273 MPa(16.7%),蒸发温度随之升高,最终过热度下降 0.5 K。蒸发器利用热能变少,导致再热器接收了更多热量,并且较低的低压蒸发压力意味着低压侧的沸点降低,工质更容易达到过热状态,低压蒸发压力从 0.992 MPa 降至 0.864 MPa,后继续降至 0.733 MPa。低压过热度呈现较大幅升高,负荷每降 10 kW,低压过热度上升 7 K。30000 s 负

荷恢复 60 kW, 流量增加加速了工质流动, 蒸发器热负荷分散, 使高压蒸发压力回落至 1.388 MPa, 低压膨胀机入口质量流量提升强化低压蒸发过程, 低压蒸发压力回升至 0.992 MPa, 各参数重新回到初始状态。

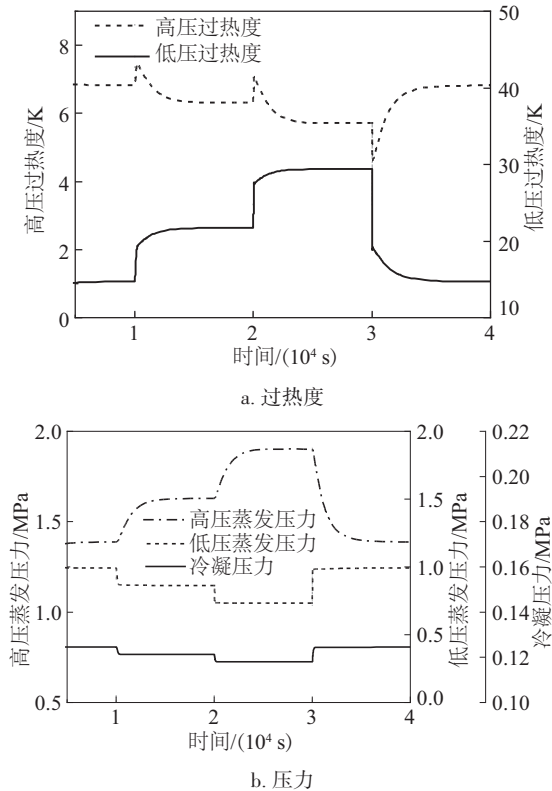


图 12 变负荷运行时过热度及压力的动态响应

Fig. 12 Dynamic response of overheat and pressure during variable load operation

3 结 论

本文根据地热源工作条件, 建立了 R-DPORC 系统动态模型并针对 R-DPORC 系统工作过程中所面临热源瞬态波动导致的系统运行不稳定问题, 提出恒定负荷控制以及变负荷控制两种控制策略。通过调节工质质量流量, 对 R-DPORC 系统在冷热源温度以及负荷阶跃下的动态特性进行了研究, 所得主要结论如下:

1) 恒定负荷控制策略下, 控制工质泵流量使系统在 ± 10 K 的冷热源扰动下输出功率稳定在 $40 \text{ kW} \pm 0.5$, 变热源效率 $12.84\% \sim 13.07\%$, 变冷源效率波动 $\leq 1.5\%$ 。单侧温度扰动对同侧换热器影响显著, 对侧影响较小, 机组参数会出现过冲现象。

2) 冷热源温度稳定时, 系统负荷从 60 kW 降至 50 kW, 工质泵入口流量降至 1.425 kg/s , 系统效率降低 0.50% ; 系统负荷从 40 kW 升至 60 kW, 工质泵入口流量由 770 s 升至 1.860 kg/s , 系统效率上升 1.18% 。

3) 工质流量增加提升了机组的输出功率与热效率。当

热源温度从 413 K 升至 433 K 时, 系统通过将工质泵流量减少 0.020 kg/s 来维持 40 kW 的负荷, 效率仅下降 0.13% ; 冷源温度从 288 K 升至 308 K, 冷凝压力从 0.118 MPa 升至 0.249 MPa , 流量增加 17.6% 来维持负荷, 系统效率下降 2.4% 。

[参考文献]

- [1] 黄璜, 刘然, 李茜, 等. 地热能多级利用技术综述[J]. 热力发电, 2021, 50(9): 1-10.
HUANG H, LIU R, LI Q, et al. Overview on multi-level utilization techniques of geothermal energy [J]. Thermal power generation, 2021, 50(9): 1-10.
- [2] 胡冰, 郭嘉俊, 黄斯珉. 低温地热双循环式发电系统横管喷淋降膜蒸发器传热性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2022, 43(7): 493-498.
HU B, GUO J J, HUANG S M. Experimental study on horizontal tube spray falling film evaporator in low temperature geothermal binary cycle power system [J]. Acta energiae solaris sinica, 2022, 43(7): 493-498.
- [3] ZHOU J Z, CHU Y T, REN J Z, et al. Integrating machine learning and mathematical programming for efficient optimization of operating conditions in organic Rankine cycle (ORC) based combined systems [J]. Energy, 2023, 281: 128218.
- [4] LI X Y, XU B, TIAN H, et al. Towards a novel holistic design of organic Rankine cycle (ORC) systems operating under heat source fluctuations and intermittency [J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2021, 147: 111207.
- [5] PING X, YANG F B, ZHANG H G, et al. Energy, economic and environmental dynamic response characteristics of organic Rankine cycle (ORC) system under different driving cycles [J]. Energy, 2022, 246: 123438.
- [6] WANG H X, LEI B, WU Y T, et al. Operational characteristics and performance optimizations of the organic Rankine cycle under different heat source/condensing environment conditions [J]. Energy, 2024, 310: 133198.
- [7] SHI Y, LIN R Z, WU X L, et al. Dual-mode fast DMC algorithm for the control of ORC based waste heat recovery system [J]. Energy, 2022, 244: 122664.
- [8] HERNANDEZ A, RUIZ F, GUSEV S, et al. Experimental validation of a multiple model predictive control for waste heat recovery organic Rankine cycle systems [J]. Applied thermal engineering, 2021, 193: 116993.
- [9] 刘雪玲, 牛锦涛, 汪健生, 等. 利用地热能的双压有机朗肯循环性能分析[J]. 太阳能学报, 2022, 43(9): 437-443.
LIU X L, NIU J T, WANG J S, et al. Thermodynamic

- performance analysis of double pressure organic Rankine cycle driven by geotherm[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2022, 43(9): 437-443.
- [10] 饶建业, 李骥飞, 郭智琳, 等. 地热能有机朗肯循环系统设计与动态仿真[J]. *热力发电*, 2024, 53(4): 19-27.
- RAO J Y, LI J F, GUO Z L, et al. Design and dynamic simulation of a geothermal organic Rankine cycle system [J]. *Thermal power generation*, 2024, 53(4): 19-27.
- [11] SAHA B K, CHAKRABORTY B, MONDAL J, et al. Design and implementation of a control strategy for a dynamic organic Rankine cycle-based power system in the context of industrial waste heat recovery [J]. *Energy technology*, 2023, 11(11): 2300425.
- [12] WANG X, WANG R, JIN M, et al. Control of superheat of organic Rankine cycle under transient heat source based on deep reinforcement learning[J]. *Applied energy*, 2020, 278: 115637.
- [13] 刘芳, 杨志鹏, 袁卫星, 等. 微小通道换热器内流动沸腾换热热与压降特性[J]. *工程热物理学报*, 2023, 44(8): 2240-2249.
- LIU F, YANG Z P, YUAN W X, et al. Experimental research on the convective heat transfer and pressure drop of forced-flow boiling in micro-channels heat exchanger [J]. *Journal of engineering thermophysics*, 2023, 44(8): 2240-2249.
- [14] SINAN TURGUT M. Neural Koopman operator-assisted model predictive control of an organic Rankine cycle [J]. *Applied thermal engineering*, 2023, 230: 120696.
- [15] 杨新乐, 杨森, 卜淑娟, 等. 有机朗肯循环工质热源转折温度的新求解法及应用[J]. *热能动力工程*, 2023, 38(4): 46-54.
- YANG X L, YANG S, BU S J, et al. New solution and application of shift-temperature of heating source for organic Rankine cycle working fluid [J]. *Journal of engineering for thermal energy and power*, 2023, 38(4): 46-54.

DYNAMIC SIMULATION AND CONTROL STRATEGY STUDY ON GEOTHERMAL-DRIVEN R-DPORC SYSTEM

Yang Xinle, Li Jiaorong, Lu Shengdong, Yu Ning, Bu Shujuan, Dai Wenzhi

(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: To address the operational instability of the geothermal reheated dual-pressure organic Rankine cycle (R-DPORC) system caused by transient fluctuations in cold/heat sources, this study proposes two targeted control strategies: constant-load control and variable-load control. A dynamic simulation model of the R-DPORC system has been developed using Matlab/Simscape to analyze its dynamic response characteristics under varying cold/heat source conditions and load changes. The variations in system efficiency, degree of superheat, pressure, and mass flow rate are investigated. Results indicate that regulating the flow rate of working fluid pump is a critical method for achieving dynamic control of the R-DPORC system. Depending on specific operational scenarios, different operating modes can be flexibly combined. Through adjustments, the system can gradually achieve a new stable state and meet output requirements. Moreover, the optimized control strategy significantly improves the dynamic adaptability of the system under complex operating conditions, ensuring long-term stable operation and higher energy efficiency.

Keywords: geothermal energy; organic Rankine cycle; dynamic simulation; control strategies; mechanical power; mass flow rate

附录 A

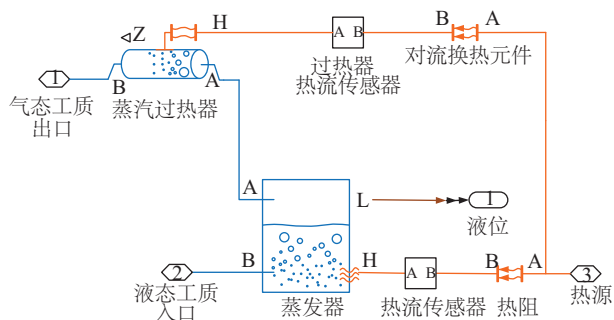


图 A1 蒸发器动态模型

Fig. A1 Evaporator dynamic model

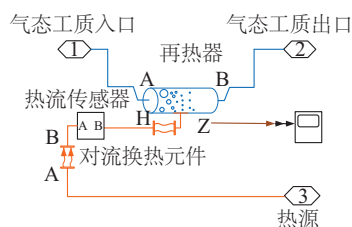


图 A2 再热器动态模型

Fig. A2 Dynamic model of reheater

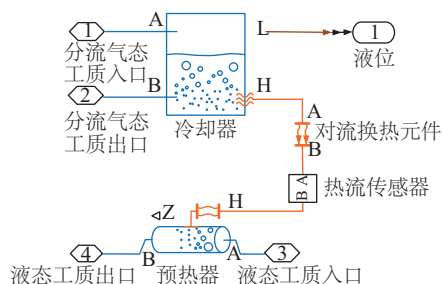


图 A3 回热器动态模型

Fig. A3 Regenerator dynamic model

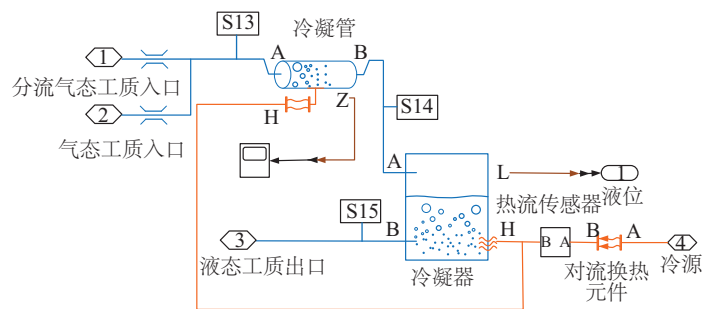


图 A4 冷凝器动态模型

Fig. A4 Condenser dynamic model

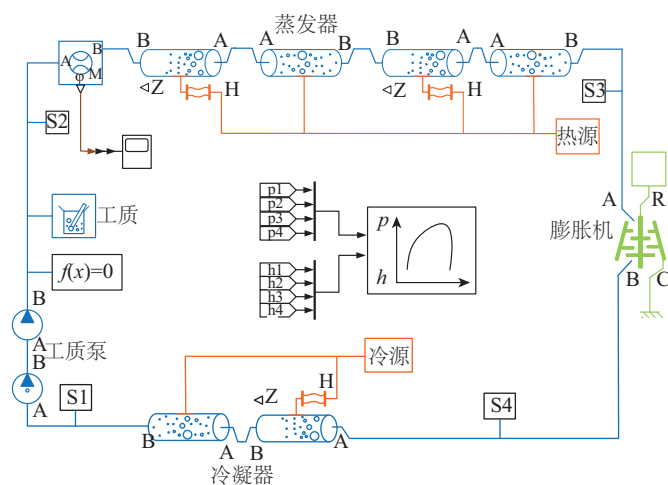


图 A5 基础有机朗肯循环动态模型

Fig. A5 Basic organic Rankine cycle dynamic model