

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

涡流管耦合再热-双压 ORC 系统性能分析: 熔渣气淬余热余压回收

卜淑娟¹, 杨震¹, 闫振超², 宋蓄¹, 段远源¹(¹ 清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084; ² 辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要: 在“双碳”目标下, 工业余压回收不足问题突出。本文针对冶金熔渣气淬干式粒化过程产生的余热与余压, 提出一种耦合涡流管的再热朗肯-双压有机朗肯循环系统 (RRC-VT-DPORC), 以实现二者的梯级协同利用。构建了能量、 \dot{E} 、 \dot{E}_{ex} 经济及 \dot{E}_{env} 环境分析模型, 评估有无涡流管回收余压时的系统性能, 研究气流速度 (c_f) 与涡流管冷流比 (β) 对系统的影响, 并采用多目标优化确定最优运行参数。结果表明: 当 $c_f=450\text{m/s}$ 、 $\beta=0.5$ 时, 与无涡流管的 RRC-DPORC 系统相比, RRC-VT-DPORC 系统的热效率与 \dot{E}_{ex} 效率均提高 27% 以上, 但总 \dot{E}_{env} 成本率与总 \dot{E}_{env} 环境影响率分别增加 13.5% 和 13.9%。两组多目标优化对应不同的工程偏好: 以热效率为目标时, 系统倾向于高冷流比 ($\beta=0.848$) 和较高气流速度 ($c_f=396\text{m/s}$), 以降低压缩机功耗; 以 \dot{E}_{ex} 效率为目标时, 系统倾向于低冷流比 ($\beta=0.102$) 和较低气流速度 ($c_f=390\text{m/s}$), 以提高 ORC 发电量; 工程上可根据实际需求灵活选用相应工况。本研究可为工业余能高效利用与碳减排提供技术参考。

关键词: 余热余压利用; 涡流管; 熔渣气淬干式粒化技术; 耦合发电系统; 性能分析; 多目标优化

中图分类号: TK 11*5

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-13

Performance analysis of a reheat-dual pressure ORC coupling vortex tube for waste heat and pressure recovery from slag granulation

BU Shujuan¹, YANG Zhen¹, YAN Zhenchao², SONG Qiang¹, DUAN Yuanyuan¹

(¹ Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Beijing Key Laboratory for CO₂ Utilization and Reduction Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China; ² School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, Liaoning, China)

Abstract: Under the "Dual Carbon" goals, industrial waste pressure recovery remains inadequate. This study proposes a novel system integrating a vortex tube with a reheated Rankine cycle and a dual-pressure organic Rankine cycle (RRC-VT-DPORC) to synergistically recover waste heat and pressure from slag gas-quenching granulation. Energy, exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental models were developed to evaluate the performance of systems with and without vortex tube waste-pressure recovery. The influence of airflow velocity (c_f) and cold flow ratio of the vortex tube (β) was analyzed, and multi-objective optimization was employed to determine the optimal operating parameters. Results indicate that under the specified conditions of a c_f of 450 m/s and a β of 0.5, the RRC-VT-DPORC system exhibited an increase in thermal efficiency and exergy efficiency exceeding 27% relative to the baseline RRC-DPORC system without a vortex tube; however, this enhancement was accompanied by

收稿日期: 2026-01-13 修回日期: 2026-04-22

通信作者: 段远源 (1971—), 男, 博士, 教授, yyduan@tsinghua.edu.cn

第一作者: 卜淑娟 (1995—), 女, 博士, 助理研究员, bushujuan1995@163.com

基金项目: 云南省西南联合研究生院科技专项(202302A0370018); 清华大学-山西清洁能源研究院创新种子基金

引用本文: 卜淑娟, 杨震, 闫振超, 宋蓄, 段远源. 涡流管耦合再热-双压 ORC 系统性能分析: 熔渣气淬余热余压回收[J]. 化工学报, XXXX, XX (XX): 1-13

Citation: BU Shujuan, YANG Zhen, YAN Zhenchao, SONG Qiang, DUAN Yuanyuan. Performance analysis of a reheat-dual pressure ORC coupling vortex tube for waste heat and pressure recovery from slag granulation[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-13

a rise in the exergy cost rate and exergoenvironmental impact rate of 13.5% and 13.9%, respectively. The two multi-objective optimization strategies correspond to different engineering preferences: when thermal efficiency is taken as the objective, the system favors a high cold flow ratio ($\beta=0.848$) and a relatively high airflow velocity ($c_1=396$ m/s) to reduce compressor power consumption; when exergy efficiency is taken as the objective, the system favors a low cold flow ratio ($\beta=0.102$) and a relatively low airflow velocity ($c_1=390$ m/s) to increase ORC power output. Engineering practices can flexibly select the appropriate operating conditions according to actual needs. This study provides a technical reference for efficient industrial waste energy utilization and carbon emission reduction.

Keywords: waste heat and pressure utilization; vortex tube; slag gas quenching dry granulation technology; coupled power generation system; performance analysis; multi-objective optimization

引 言

在“双碳”战略目标下,工业节能提效已成关键,大量能量以废热、余压形式散失^[1]。目前,余热回收相对成熟并规模化应用^[2],但余压回收仍处于起步阶段——石油化工、天然气输送、冶金等行业的高压排气、管道余压和高炉煤气普遍被节流阀直接泄放,既浪费能源,又带来噪声、振动和安全隐患^[3]。虽可用膨胀机发电或驱动设备^[4],但针对典型应用场景的效率、经济性及碳减排潜力评估仍显缺失,尚未形成系统化技术框架与可推广的应用模式。

为解决上述跨行业的共性问题,本研究旨在提出一种适用于余热与余压协同回收的通用热力系统架构。为验证其性能,选取冶金行业的熔渣气淬干式粒化过程作为一类典型的验证场景。该场景兼具高品位余热与余压回收潜力:工艺通过 0.5 ~ 1.5 MPa 的压缩气体产生超音速射流,对 1200 ~ 1650 °C 的熔渣进行粒化,过程中产生大量废热与具有一定压力的排气^[5-6]。然而,现有研究多聚焦于余热回收^[7-8],对粒化后的余压关注不足,制约了能量的梯级与高效利用;加之工艺本身需消耗大量能量用于气体压缩,这使得余压回收的经济性与必要性尤为突出。

涡流管作为一种结构简单、无运动部件的能量分离装置,为实现高效余压回收与温度调控提供了独特的技术路径^[9-10]。研究表明其在热力系统中具有良好性能与应用潜力: Xu 等^[11]将涡流管集成于氢预冷系统,有效平衡了膨胀压力并抑制回流,使系统能耗降低了 0.4% ~ 7.1%; Raiyan 等^[12]提出了一种基于涡流管自冷凝的跨临界 CO₂ 系统,其发电量达 317.95 MW,供冷量达 7482 MW,能源利用系数高达 65.46%; 杨新乐等^[13]提出了一种采用双涡流管的

ORC 系统,利用涡流管实现供热与冷凝,最大可减少冷凝器 ■ 损失 1240.32 kW; Chen 等^[14]通过实验评估了涡流管在跨临界 CO₂ 循环中的性能,发现当进口流体处于类气区时,温度分离效应更为明显,且性能对进口质量流量的变化更为敏感。

基于此,本文以熔渣气淬过程为具体案例,提出并研究一种耦合涡流管的再热朗肯-双压有机朗肯循环系统 (Reheated Rankine cycle-dual pressure organic Rankine cycle combined with vortex tube, RRC-VT-DPORC), 以期构建一个普适性的余热余压联合回收方法。研究采用能量分析、■ 分析、■ 经济分析及 ■ 环境分析, 评估系统能效、识别部件 ■ 损、验证经济可行性、量化环境影响; 同时探究气流速度与涡流管冷流比对系统性能的影响, 通过多目标优化确定最佳运行参数, 提供工程配置方案。本研究构建的技术框架与评估方法, 其意义不止于冶金行业, 其核心原理与优化结论, 对于电力行业中存在的类似余热余压资源回收, 同样具有重要的参考价值, 旨在为高耗能工业及能源系统的能效提升与低碳转型提供通用的技术参考。

1 RRC-VT-DPORC 系统

1.1 涡流管

涡流管的工作原理如图 1 所示: 高压气体 (g7) 经切向喷嘴加速形成高速涡流。外层气流受离心力挤压, 压力与温度升高, 从热端排出 (g9); 内层气流因能量向外传递而内能减少, 温度降低, 从冷端流出 (g8)。通过这一径向能量分离机制, 涡流管可瞬间分离气体温度, 同时产生冷热气流, 实现同步制冷与制热。

1.2 熔渣气淬干式粒化技术

气淬干式粒化技术集成“超音速气流破碎-强制对流急冷-余热梯级回收”三大单元, 具体流程如

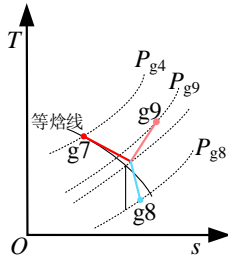


图1 涡流管热力过程

Fig. 1 Thermal process of vortex tube

下(图2):高温熔融渣经导流装置输送至造粒区,在终端分散结构作用下被初步破碎为细小液滴,以增大热交换面积;在此过程中,熔融渣通过辐射换热方式向水冷壁释放部分热量。随后,造粒区外围布置的高速气体喷嘴注入超音速压缩冷空气(过程 $g1'-g2'-g3'$),通过气动冲击与剪切作用将液滴雾化成为 $0.1\sim 5\text{ mm}$ 的颗粒,并借助强制对流换热实现颗粒的快速冷却与凝固(过程 $g3'-g4'$)。冷却后的气固混合物经分离处理,所得高温低压净化气体进入余热利用系统,而中温固体颗粒则作为原料送入移动床内进一步释放显热,最终形成低温颗粒。

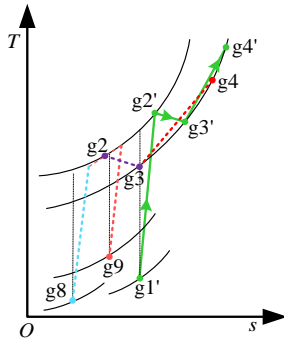


图2 气淬气流的热力过程

Fig. 2 Thermal process of gas flow during gas quenching

1.3 RRC-VT-DPORC 系统

RRC-VT-DPORC 系统的结构与热力循环过程如图3、4所示。该系统由RRC与VT-DPORC两个子系统耦合构成,其热力过程如下:

RRC循环整合了三股参数一致的蒸汽:分别来自粒化区水冷壁(流股1)、移动床(流股2)和蒸发器(流股3)的蒸汽。三股蒸汽混合后进入高压汽轮机膨胀做功(过程4-5)。其乏汽经再热器加热至初始温度(过程5-6),进入低压汽轮机继续做功(过程6-7)。最终,低压乏汽在冷凝器中冷凝(过程7-8),并由给水泵送回各换热设备重新完成汽化过程(过程8-9-1、8-9-2、8-9-3),形成闭环。

在VT-DPORC循环中,来自RRC循环的低温低

压气体首先进入低压蒸发器-1释放热量(过程 $g6-g7$),随后进入涡流管实现分离(过程 $g7-g8-g9$)。分离后产生的冷气流(流股 $g8$)返回压缩机,热气流则进入低压蒸发器-2进一步释放热量(过程 $g9-g10$),之后同样返回压缩机。两级低压蒸发器中产生的有机工质蒸气进入低压膨胀机进行膨胀做功(过程01-09-02)。与此同时,从移动床排出的低温熔渣颗粒通过热管换热器将余热传递给高压有机工质,使其蒸发(过程08-03),生成的过热蒸气进入高压膨胀机做功(过程03-04)。高、低压膨胀机排出的乏气共同进入冷凝器冷凝(过程02-04-06),冷凝后的液态有机工质分别经高、低压工质泵输送至热管换热器及两级低压蒸发器(过程06-08-03、06-07-01及06-071-09),完成VT-DPORC循环。

RRC-VT-DPORC系统通过多子系统协同与结构优化,实现对余热余压的梯级高效利用:RRC循环回收中高温熔渣及气淬气流的热能;热管换热器回收低温熔渣显热,驱动高压ORC发电;涡流管利用气淬气流的余压实现分离,其热气流释能后返回压缩机以降低压差,冷气流回流以降低压缩机入口温度,两者协同降低压缩功耗;低压ORC循环中配置两级蒸发器,充分利用气淬气流余热并减小换热温差。系统在提升发电能力的同时,显著降低压缩机能耗,实现整体能效的全面提升。

2 熔渣、工质及系统关键参数设定

2.1 熔渣参数

本研究选用云南省某厂的铜渣,其化学成分与物性参数见表1与表2。

2.2 工质参数

系统以水与有机工质R245fa为循环工质,该有机工质在热力学、经济及环境性能方面表现优异^[6]。二者的热物性参数详见表3。

2.3 系统边界条件

铜渣质量流量、空气流速、涡管冷流比与换热器夹点温差等关键参数基于文[9,17-19]确定,其数值列于表4。

3 模型

本文模型基于以下假设建立:

1) RRC-VT-DPORC系统处于稳态运行。

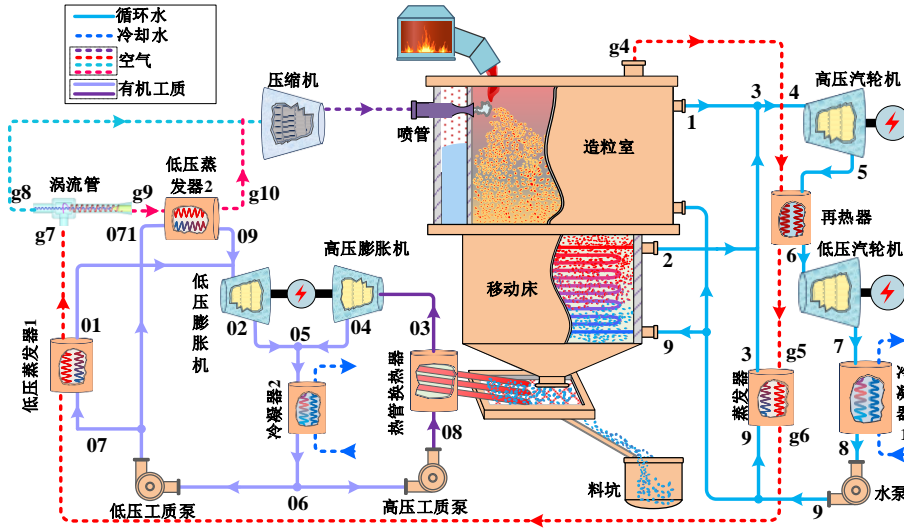


图 3 RRC-VT-DPORC 系统结构示意图

Fig. 3 Diagram of the RRC-VT-DPORC System

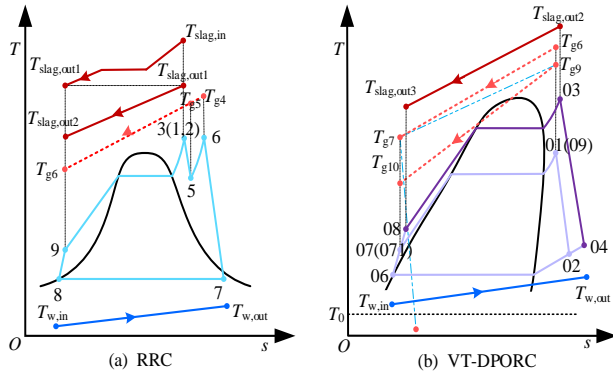


图 4 RRC-VT-DPORC 系统热力过程

Fig. 4 Thermal process of the RRC-VT-DPORC system

表 1 铜渣化学成分^[15]

Table 1 Chemical composition of copper slag

| 成分 | Fe | SiO ₂ | Al ₂ O ₃ | MgO | CaO | Zn | 其他 |
|------|-------|------------------|--------------------------------|------|------|------|------|
| 数值/% | 38.79 | 29.38 | 4.24 | 3.10 | 2.88 | 2.39 | 2.19 |

表 2 铜渣物性参数^[15]

Table 2 Physical parameters of copper slag

| 参数 | 数值 |
|--|---------|
| 熔融热值(q_{sf})/kJ·kg ⁻¹ | 420 |
| 密度(ρ_{slag})/kg·m ⁻³ | 3000 |
| 凝固温度(T_{ss})/K | 1373.15 |

表 3 工质热物性参数

Table 3 Thermophysical parameters of working fluid

| 工质 | T_c /K | P_c /MPa | GWP | ODP |
|--------|----------|------------|-----|-----|
| 水 | 647.45 | 22.12 | - | - |
| R245fa | 427.16 | 3.65 | 790 | 0 |

表 4 RRC-VT-DPORC 系统边界条件

Table 4 Boundary conditions of the RRC-VT-DPORC system

| 参数 | 数值 |
|---|-----------|
| 铜渣质量流量(m_{slag})/kg·s ⁻¹ | 332.3 |
| 铜渣初始温度($T_{slag,in}$)/K | 1573.15 |
| 渣气质量流量比(r_m) | 1 |
| 压缩机出口空气压力(P_{g2})/MPa | 1 |
| 喷嘴出口处的气流速度(c_j)/m·s ⁻¹ | 380~500 |
| 造粒室排渣温度($T_{slag,out1}$)/K | 1173.15 |
| 移动床排渣温度($T_{slag,out2}$)/K | 433.15 |
| 热管换热器排渣温度($T_{slag,out3}$)/K | 343.15 |
| 造粒室辐射热占比(α) | 0.4 |
| 蒸汽过热度(ΔT_{sh})/K | 100 |
| 高压汽轮机排气压力(P_3)/MPa | 30% P_4 |
| 低压汽轮机排气压力(P_7)/MPa | 0.005 |
| 换热器夹点温差(ΔT_p)/K | 10 |
| 有机工质过热度($\Delta T_{sh,wf}$)/K | 5 |
| 涡流管冷流比(β) | 0.1~0.9 |
| 热管换热器蒸发压力(P_{08})/MPa | 1.5 |
| 低压蒸发器蒸发压力(P_{07})/MPa | 1 |
| 高、低压膨胀机排气压力(P_{06})/MPa | 0.2 |
| 环境温度(T_0)/K | 293.15 |
| 环境压力(P_0)/MPa | 0.101 |
| 冷却水进口温度($T_{w,in}$)/K | 293.15 |
| 冷却水出口温度($T_{w,out}$)/K | 303.15 |
| 汽轮机、膨胀机及压缩机的等熵效率(η_t/η_c)/% | 85 |
| 泵的等熵效率(η_p)/% | 85 |
| 利率(i)/% | 10 |
| 年运行时间(t)/h | 7500 |
| 生命周期(n)/年 | 20 |

2) 将造粒室简化为一个换热器,其换热面积等同于水冷壁的换热面积。

3) 考虑熔渣阻力影响,造粒室内空气压降设定为0.01 MPa。

4) 忽略换热器及管道中的散热损失与压降。

3.1 熔渣热力学模型

熔渣的比热容与比焓差随温度变化^[20-21],按表2

成分修正后表达式如下:

$$c_p^{mix} = 1.266 + 0.20 \times 10^{-3}T - 0.25 \times 10^{-5}T^2 + 0.007 \times 10^{-6}T^2 \quad (1)$$

$$\Delta h = -349.591 + 1.15T + 0.000138T^2 \quad (2)$$

3.2 能量模型

基于质量守恒与能量平衡方程^[22],构建系统能量分析模型如表5所示,并以净输出功率与热效率作为核心评价指标,其表达式为:

$$W_{net} = W_{HT-RRC} + W_{LT-RRC} + W_{T-LP} + W_{T-HP} - W_{P-RRC} - W_{P-LP} - W_{P-HP} - W_{P,Com} \quad (3)$$

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{A,total}} \quad (4)$$

表5中, c_p 为比定压热容,下标g、w分别代表空气和水, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; κ 为绝热指数; ε 为炉渣颗粒表面一炉膛壁面的衰减发射系数,取值为0.6; c_0 为黑体系数,取值为 $5.67\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$; ρ_{air} 为空气的密度, kg/m^3 。

3.3 模型

基于■平衡与“燃料-产品-损失”方程^[23],构建设备■分析模型(见表6),并以设备■损失占比与系统■效率作为评价指标,其表达式为:

式中, $E_{D,k}$ 为设备■损失, kW ; E_{total} 为系统总■损

失, kW ; $E_{slag,in}$ 为热源输入■, kW 。

3.4 经济模型

采用特定■成本(SPECO)方法^[24]构建■经济模型,设备的■成本率平衡方程及其对应的投资成本列于表6。选取系统总■成本率与设备■经济系数作为评价指标,其表达式如下:

式中, Z_k 为资本成本率, $\$/\text{h}$; $_{D,k}$ 为不可逆■损失成本率, $\$/\text{h}$; $_{L,k}$ 为向环境耗散能量导致的■损失成本率, $\$/\text{h}$ 。

表6 设备■、■经济及■环境模型

Table 6 Exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental models of equipment

| 设备 | ■方程 | | | ■成本率平衡方程 | ■环境影响平衡方程 |
|-------|---------------------------------|-----------------------------------|---|--|---|
| | $E_{F,k}/\text{kW}$ | $E_{P,k}/\text{kW}$ | $E_{D,k}/\text{kW}$ | | |
| 压缩机 | $W_{P,Com}$ | $E_{g2} - E_{g8} - E_{g10}$ | $W_{P,Com} - (E_{g2} - E_{g8} - E_{g10})$ | $\dot{C}_{g8} + \dot{C}_{g10} + \dot{Z}_{Com} + \dot{C}_{W_{P,Com}} = \dot{C}_{g2}$ $c_{W_{P,Com}} = c_{W_T} = 25\$/\text{GJ}$ | $\dot{B}_{g1} + \dot{Y}_{Com} + \dot{B}_{W_{P,Com}} = \dot{B}_{g8} + \dot{B}_{g10}$ $b_{W_{P,Com}} = b_{W_T} = 6206\text{mPts}/\text{GJ}$ |
| 造粒室 | $E_{slag,in} - E_{slag,out1}$ | $(E_{g4} - E_{g3}) + (E_1 - E_9)$ | $E_{slag,in} - E_{slag,out1} - (E_{g4} - E_{g3}) - (E_1 - E_9)$ | $\dot{C}_{slag,in} + \dot{C}_{g3} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{Gc} = \dot{C}_{slag,out1} + \dot{C}_{g4} + \dot{C}_1$ $\dot{C}_{slag,in} = c_{slag,out1}c_{g3} = c_{g4}$ | $\dot{B}_{slag,in} + \dot{B}_{g3} + \dot{B}_{10} + \dot{Y}_{Gc} = \dot{B}_{slag,out1} + \dot{B}_{g4} + \dot{B}_1$ $b_{slag,in} = b_{slag,out1}b_{g3} = b_{g4}$ |
| 移动床 | $E_{slag,out1} - E_{slag,out2}$ | $(E_2 - E_9)$ | $E_{slag,out1} - E_{slag,out2} - (E_2 - E_9)$ | $\dot{C}_{slag,out1} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{mb} = \dot{C}_{slag,out2} + \dot{C}_2$ $c_{slag,out1} = c_{slag,out2}$ | $\dot{B}_{slag,out1} + \dot{B}_9 + \dot{Y}_{mb} = \dot{B}_{slag,out2} + \dot{B}_2$ $b_{slag,out1} = b_{slag,out2}$ |
| 再热器 | $E_{g4} - E_{g5}$ | $E_6 - E_5$ | $E_{g4} - E_{g5} - (E_6 - E_5)$ | $\dot{C}_{g4} + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{Reh-RRC} = \dot{C}_{g5} + \dot{C}_6$ $c_{g4} = c_{g5}$ | $\dot{B}_{g4} + \dot{B}_5 + \dot{Y}_{Reh-RRC} = \dot{B}_{g5} + \dot{B}_6$ $b_{g4} = b_{g5}$ |
| 蒸发器 | $E_{g5} - E_{g6}$ | $E_3 - E_9$ | $E_{g5} - E_{g6} - (E_3 - E_9)$ | $\dot{C}_{g5} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{Eva-RRC} = \dot{C}_{g6} + \dot{C}_3$ $c_{g5} = c_{g6}$ | $\dot{B}_{g5} + \dot{B}_9 + \dot{Y}_{Eva-RRC} = \dot{B}_{g6} + \dot{B}_3$ $b_{g5} = b_{g6}$ |
| 高压汽轮机 | $E_4 - E_5$ | W_{HT-RRC} | $E_4 - E_5 - W_{HT-RRC}$ | $\dot{C}_4 + \dot{Z}_{HT-RRC} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{W_{HT-RRC}}$ $c_4 = c_5c_{W_{HT-RRC}} = 25\$/\text{GJ}$ | $\dot{B}_4 + \dot{Y}_{HT-RRC} = \dot{B}_5 + \dot{B}_{W_{HT-RRC}}$ $b_4 = b_5b_{W_{HT-RRC}} = 6206\text{mPts}/\text{GJ}$ |

续表

| 设备 | ■ 方程 | | | ■ 成本率平衡方程 | ■ 环境影响平衡方程 |
|----------|---|------------------------|--|--|--|
| | $E_{F,k}/kW$ | $E_{P,k}/kW$ | $E_{D,k}/kW$ | | |
| 低压汽轮机 | $E_6 - E_7$ | W_{LT-RRC} | $E_6 - E_7 - W_{LT-RRC}$ | $\dot{C}_6 + \dot{Z}_{LT-RRC} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{L_{HT-RRC}}$ $c_{W_{HT-RRC}} = c_{W_{LT-RRC}}$ | $\dot{B}_6 + \dot{Y}_{LT-RRC} = \dot{B}_7 + \dot{B}_{L_{HT-RRC}}$ $b_{W_{HT-RRC}} = b_{W_{LT-RRC}}$ |
| 冷凝器 1 | $E_7 - E_8$ | $E_{w,out} - E_{w,in}$ | $\frac{E_7 - E_8 - (E_{w,out} - E_{w,in})}{(E_{w,out} - E_{w,in})}$ | $\dot{C}_{w,in} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{Con-RRC} = \dot{C}_{w,out} + \dot{C}_8$ $c_7 = c_8 c_{w,in} = 0$ | $\dot{B}_{w,in} + \dot{B}_7 + \dot{Y}_{Con-RRC} = \dot{B}_{w,out} + \dot{B}_8$ $b_7 = b_8$ |
| 水泵 | W_{P-RRC} | $E_9 - E_8$ | $\frac{W_{P-RRC} - (E_9 - E_8)}{(E_9 - E_8)}$ | $\dot{C}_8 + \dot{Z}_{P-RRC} + \dot{C}_{W_{P-RRC}} = \dot{C}_9$ $c_{W_{P-RRC}} = c_{W_{LT-RRC}}$ | $\dot{B}_8 + \dot{Y}_{HP-RC} + \dot{B}_{W_{HP-RC}} = \dot{B}_9$ $b_{W_{HP-RC}} = b_{W_{HT-RC}}$ |
| 涡流管 | E_{g7} | $E_{g9} + E_{g8}$ | $\frac{E_{g7} - (E_{g9} + E_{g8})}{(E_{g9} + E_{g8})}$ | $\dot{C}_{g7} + \dot{Z}_{VT} = \dot{C}_{g9} + \dot{C}_{g8}$ $c_{g6'} = c_{g7} = c_{g8}$ | $\dot{B}_{g7} + \dot{Y}_{VT} = \dot{B}_{g9} + \dot{B}_{g8}$ $b_{g6'} = b_{g7} = b_{g8}$ |
| 低压蒸发器 -1 | $E_{g6} - E_{g7}$ | $(E_{01} - E_{07})$ | $\frac{(E_{g6} - E_{g7}) - (E_{01} - E_{07})}{-(E_{01} - E_{07})}$ | $\dot{C}_{g6} + \dot{C}_{07} + \dot{Z}_{Eva-1-LP} = \dot{C}_{g7} + \dot{C}_{01}$ $c_{g6'} = c_{g6}$ | $\dot{B}_{g6} + \dot{B}_{07} + \dot{Y}_{Eva-1-LP} = \dot{B}_{g7} + \dot{B}_{01}$ $b_{g6'} = b_{g6'}$ |
| 低压蒸发器 -2 | $E_{g9} - E_{g10}$ | $(E_{09} - E_{071})$ | $\frac{(E_{g9} - E_{g10}) - (E_{09} - E_{071})}{-(E_{09} - E_{071})}$ | $\dot{C}_{g9} + \dot{C}_{071} + \dot{Z}_{Eva-2-LP} = \dot{C}_{09} + \dot{C}_{g10}$ $c_{g7} = c_{g9}$ | $\dot{B}_{071} + \dot{Y}_{Eva-2-LP} + \dot{B}_{g9} = \dot{B}_{09} + \dot{B}_{g10}$ $b_{g7} = b_{g9}$ |
| 低压膨胀机 | $(E_{01} - E_{02}) + (E_{09} - E_{02})$ | W_{T-LP} | $\frac{(E_{01} - E_{02}) + (E_{09} - E_{02}) - W_{T-LP}}{+(E_{09} - E_{02}) - W_{T-LP}}$ | $\dot{C}_{01} + \dot{C}_{09} + \dot{Z}_{T-LP} = \dot{C}_{02} + \dot{C}_{W_{T-LP}}$ $c_{W_{HT-RC}} = c_{W_{T-LP}}$ | $\dot{B}_{01} + \dot{B}_{09} + \dot{Y}_{T-LP} = \dot{B}_{02} + \dot{B}_{W_{T-LP}}$ $b_{W_{HT-RC}} = b_{W_{T-LP}}$ |
| 热管换热器 | $\frac{E_{slag,out2} - E_{slag,out3}}{E_{slag,out3}}$ | $E_{03} - E_{08}$ | $\frac{E_{slag,out2} - E_{slag,out3} - (E_{03} - E_{08})}{(E_{03} - E_{08})}$ | $\dot{C}_{slag,out2} + \dot{C}_{08} + \dot{Z}_{Eva-HP} = \dot{C}_{slag,out3} + \dot{C}_{03}$ $c_{slag,out2} = c_{slag,out3}$ | $\dot{B}_{slag,out2} + \dot{B}_{08} + \dot{Y}_{Eva-HP} = \dot{B}_{slag,out3} + \dot{B}_{03}$ $b_{slag,out2} = b_{slag,out3}$ |
| 高压膨胀机 | $E_{03} - E_{04}$ | W_{T-HP} | $E_{03} - E_{04} - W_{T-HP}$ | $\dot{C}_{03} + \dot{Z}_{T-HP} = \dot{C}_{04} + \dot{C}_{W_{T-HP}}$ $c_{W_{HT-RC}} = c_{W_{T-HP}}$ | $\dot{B}_{03} + \dot{Y}_{T-HP} = \dot{B}_{04} + \dot{B}_{W_{T-HP}}$ $b_{W_{HT-RC}} = b_{W_{P-LP}}$ |
| 冷凝器 2 | $E_{05} - E_{06}$ | $E_{w,out} - E_{w,in}$ | $\frac{E_{05} - E_{06} - (E_{w,out} - E_{w,in})}{(E_{w,out} - E_{w,in})}$ | $\dot{C}_{w,in} + \dot{C}_{05} + \dot{Z}_{Con-DP} = \dot{C}_{w,out} + \dot{C}_{06}$ $c_{w,in} = 0$ | $\dot{B}_{w,in} + \dot{B}_{05} + \dot{Y}_{Con-DP} = \dot{B}_{w,out} + \dot{B}_{06}$ $b_{05} = b_{06}$ |
| 低压工质泵 | W_{P-LP} | $(E_{07} - E_{06})$ | $W_{P-LP} - (E_{07} - E_{06})$ | $\dot{C}_{06} + \dot{Z}_{P-LP} + \dot{C}_{W_{P-LP}} = \dot{C}_{07}$ $c_{W_{HT-RC}} = c_{W_{P-LP}}$ | $\dot{B}_{06} + \dot{Y}_{P-LP} + \dot{B}_{W_{P-LP}} = \dot{B}_{07}$ $b_{W_{HT-RC}} = b_{W_{P-LP}}$ |

续表

| 设备 | ■ 方程 | | | ■ 成本率平衡方程 | ■ 环境影响平衡方程 |
|---------------|--------------|-------------------|--------------------------------|--|--|
| | $E_{F,k}/kW$ | $E_{P,k}/kW$ | $E_{D,k}/kW$ | | |
| 高压 工质 泵 | W_{P-HP} | $E_{08} - E_{06}$ | $W_{P-HP} - (E_{08} - E_{06})$ | $\dot{C}_{06} + \dot{Z}_{P-HP} + \dot{C}_{W_{P-HP}} = \dot{C}_{08}$ $c_{W_{P-HP}} = c_{W_{P-LP}}$ | $\dot{B}_{06} + \dot{Y}_{P-HP} + \dot{B}_{W_{P-HP}} = \dot{B}_{08}$ $b_{W_{HT-RRC}} = b_{W_{P-LP}}$ |

表6中, c_k 为■成本率, \$/h; c 为单位■成本, \$/GJ; b_k 为■环境影响率, mPts/h; b 为单位■环境影响率, mPts/GJ; 下标分别代表各状态点。

3.5 ■ 环境模型

基于生态指标99生命周期评价方法^[25](Eco-indicator 99 LCA)构建■环境模型,设备的■环境影响平衡方程及其环境影响列于表6。选取系统总■环境影响率及设备■环境系数作为评估指标,其表达式如下:

式中, b_k 为设备的环境影响率, mPts/h; $c_{D,k}$ 为设备的■环境影响率, mPts/h。

3.6 多目标优化模型

采用NSGA-II与TOPSIS法^[26]进行多目标优化。以最大热效率(η_t)与■效率(η_{ex})、最小总■成本率(C_{total})及总■环境影响率(B_{total})为目标函数,空气流速(c_f)与涡流管冷流比(β)为决策变量,多目标模型为:

3.7 模型验证

根据现有文献,RRC-VT-DPORC系统的热力学、■经济与■环境模型已建立完善并验证可靠。然而,作为该系统关键环节的熔渣气淬过程,其模型精度直接影响后续性能评估的准确性,因此需进行严格验证。本文基于文[19]的操作条件与实验数据,对熔渣气淬系统模型进行校验,对比结果列于表7。数据表明,模拟值与实验值吻合良好,验证了该部分模型的准确性。

4 结果与分析

4.1 RRC-VT-DPORC系统性能对比

在相同运行条件($c_f=450$ m/s, $\beta=0.5$)下,对比RRC-VT-DPORC系统与未采用涡流管回收余压的RRC-DPORC系统,结果如表8所示。两者在高/低压汽轮机输出功率(W_{HT-RRC} 、 W_{LT-RRC})、水泵功耗(W_{P-RRC}),以及高压膨胀机输出功率(W_{T-HP})和高压泵功耗(W_{P-HP})表现一致,主要差异体现在低压膨胀机输出功率(W_{T-LP})、低压泵功耗(W_{P-LP})及压缩机功耗

($W_{P,Com}$)上。RRC-VT-DPORC系统的热力学性能更优:其 $W_{P,Com}$ 仅为44.45 MW,是RRC-DPORC系统的44.21%,净输出功率(W_{net})更高,热效率(η_t)达29.89%,■效率(η_{ex})为75.31%,提升超过27%。这得益于涡流管对气淬余压的有效回收,降低了功率损失,提升了能量转换效率。然而,在■经济与■环境方面,RRC-VT-DPORC系统的总■成本率(C_{total})和总■环境影响率(B_{total})分别比RRC-DPORC系统高出13.5%和13.9%;但若考虑单位发电量下的■成本和■环境影响率,则分别降低约22.01%、21.76%。

4.2 空气流速与涡流管冷流比对系统性能的影响

空气流速(c_f)与冷流比(β)是调控系统的核心: c_f 影响气淬区换热与涡流管压力,决定蒸汽做功能力; β 调节冷热流比例,控制蒸发器流量与压缩机进气状态。二者共同决定系统性能,对其作用机制的探究是优化设计的关键。

图5为 W_{net} 、 η_t 和 η_{ex} 随 c_f 与 β 的变化规律。当 β 固定时,三者随 c_f 增加而先增大后减小,并在 $c_f=420$ m/s处达到峰值;当 c_f 固定时,三者均随 β 增大而降低。其中, W_{net} 由各功率分量主导,其随 c_f 与 β 的变化详见图6。

在RRC系统中, W_{HT-RRC} 、 W_{LT-RRC} 与 W_{P-RRC} 仅受 c_f 影响。 c_f 上升使渣粒直径(d)减小,增强水冷壁辐射,推高其温度(T_w),进而提升蒸汽温度与压力(T_1 、 P_1)。该趋势在 $c_f \leq 420$ m/s时持续,之后为维持亚临界状态, T_1 和 P_1 保持恒定。蒸汽质量流量中, m_{steam1} 与 m_{steam2} 先降后稳, m_{steam3} 因气压 P_{g4} 下降而持续减少,导致总蒸汽流量随 c_f 上升而下降。因此,在 $c_f \leq 420$ m/s时, W_{HT-RRC} 因 P_1 上升而增加; $c_f > 420$ m/s后则因流量下降而降低。 W_{LT-RRC} 与 W_{P-RRC} 受蒸汽参数(T_6 、 P_6)影响,呈现相同趋势。

在VT-DPORC中, W_{T-HP} 和 W_{P-HP} 保持恒定(分别为3.85 MW与0.13 MW)。 W_{T-LP} 和 W_{P-L} 则随 c_f 与 β 变化: β 固定时, c_f 上升导致 P_{g4} 下降,削弱低压蒸发器换热,使 m_{01} 、 m_{09} 与 T_{g9} 降低,最终 W_{T-LP} 和 W_{P-LP} 减少; c_f

表5 系统能量模型

Table 5 Energy models of the RRC-VT-DPORC system

| 参数 | 能量方程 |
|-------------|---|
| 压缩机耗功 | |
| 喷嘴出口空气流速 | $c_f = \sqrt{2c_p(T_{g2} - T_{g3})}$ |
| 喷嘴出口空气压力 | $P_{g3} = \frac{P_{g2}}{\left(\frac{T_{g2}}{T_{g3}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$ |
| 造粒室内熔渣总放热量 | $Q_{R,gc} = m_{slag} \left[(\Delta h_{slag,in} - \Delta h_{sf}) + q_{sf} + (\Delta h_{sf} - \Delta h_{slag,out1}) \right]$ |
| 造粒室辐射热量 | |
| 渣滴粒径 | $d = \sqrt{\frac{0.4}{\rho_{air} c_f^2}}$ |
| 渣滴换热表面积 | $F = 6 \frac{m_{slag}}{\rho_{slag} d}$ |
| 水冷壁出口蒸汽温度 | $T_1 = T_w - \Delta T_p$ |
| 水冷壁出口蒸汽质量流量 | $m_{steam1} = \frac{Q_{AH}}{\left[c_{p,w}(T_1 - T_9) + q_{LH} \right]}$ |
| 造粒室出口空气温度 | $T_{g4} = T_{g3} + \frac{(Q_{R,gc} - Q_{AH})}{c_{p,g} m_g}$ |
| 移动床内熔渣放热量 | |
| 移动床出口蒸汽温度 | $T_2 = T_1$ |
| 移动床出口蒸汽质量流量 | $m_{steam2} = \frac{Q_{R,mb}}{c_{p,w}(T_2 - T_9) + q_{LH}}$ |
| 再热器换热量 | |
| RRC循环蒸发器换热量 | |
| 高压汽轮机输出功率 | $W_{HT-RRC} = (m_{steam1} + m_{steam2} + m_{steam3})(h_4 - h_5)$ |
| 低压汽轮机输出功率 | $W_{LT-RRC} = (m_{steam1} + m_{steam2} + m_{steam3})(h_6 - h_7)$ |
| 冷凝器1换热量 | $Q_{Con-RRC} = (m_{steam1} + m_{steam2} + m_{steam3})(h_7 - h_8)$ |
| 水泵耗功 | $W_{P-RRC} = (m_{steam1} + m_{steam2} + m_{steam3})(h_9 - h_8)$ |
| 低压蒸发器-1换热量 | |
| 涡流管冷流比 | $\beta = \frac{m_{g8}}{m_g} \beta h_{g8} + (1 - \beta) h_{g9} = h_{g7}$ |
| 低压蒸发器-2换热量 | |
| 低压膨胀机输出功率 | $W_{T-LP} = m_{wf,01}(h_{01} - h_{02}) + m_{wf,09}(h_{09} - h_{02})$ |
| 热管换热器换热量 | |
| 高压膨胀机输出功率 | $W_{T-HP} = m_{wf,03}(h_{03} - h_{04})$ |
| 冷凝器2换热量 | $Q_{Con-DP} = (m_{wf,01} + m_{wf,09} + m_{wf,03})(h_{05} - h_{06})$ |
| 高压泵耗功 | $W_{P-HP} = m_{wf,03}(h_{08} - h_{06})$ |
| 低压泵耗功 | $W_{P-LP} = (m_{wf,01} + m_{wf,09})(h_{07} - h_{06})$ |
| 总吸热量 | $Q_{A,total} = Q_{AH} + Q_{R,mb} + Q_{Reh-RRC} + Q_{Eva-RRC} + Q_{Eva-1-LP} + Q_{Eva-2-LP} + Q_{Eva-HP}$ |

| | | | |
|---|-----|--|-----|
| $y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{D,total}}$ | (5) | $C_{total} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{D,k} + \sum \dot{C}_{L,k}$ | (8) |
| $E_{D,total} = \sum E_{D,k}$ | (6) | $f_{c,k} = \frac{\dot{Z}_k}{\left(\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k} \right)}$ | (9) |
| $\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{slag,in}} = \frac{W_{net}}{m_{slag} \left(\Delta h_{T_{slag,in}} - T_0 \left(c_p^{mix} \ln \frac{T_0}{T_{slag,in}} - \frac{q_{sf}}{T_{ss}} \right) \right)}$ | (7) | | |

$$B_{total} = \sum \dot{Y}_k + \sum \dot{B}_{D,k} \quad (10)$$

$$f_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{(\dot{Y}_k + \dot{B}_{D,k})} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \max \eta_i / \eta_{ex}(c_f, \beta) \\ \min \dot{C}_{total}(c_f, \beta) \\ \min \dot{B}_{total}(c_f, \beta) \end{cases} \quad (12)$$

表7 本文模拟结果与文[19]的实验数据对比

Table 7 A comparison between the present simulation results and the experimental data from Ref. [19]

| 空气流速/m·s ⁻¹ | 余热回收率/% | | |
|------------------------|---------|-------|-------|
| | 文[19] | 模拟结果 | 误差/% |
| 350 | 45.33 | 46.54 | -2.68 |
| 450 | 53.31 | 54.60 | -2.42 |

表8 系统性能对比

Table 8 Performance comparison of systems

| 性能参数 | RRC-VT-DPORC | RRC-DPORC 系统 |
|--------------------|--------------------|--------------------|
| | 系统 | |
| W_{HT-RRC}/MW | 46.42 | 46.42 |
| W_{LT-RRC}/MW | 184.34 | 184.34 |
| W_{T-LP}/MW | 3.92 | 2.35 |
| W_{T-HP}/MW | 3.85 | 3.85 |
| W_{P-RRC}/MW | 2.93 | 2.93 |
| W_{P-LP}/MW | 0.11 | 0.06 |
| W_{P-HP}/MW | 0.13 | 0.13 |
| $W_{P,Com}/MW$ | 44.45 | 100.55 |
| W_{net}/MW | 194.04 | 133.29 |
| $\eta_i/\%$ | 29.89 | 21.32 |
| $\eta_{ex}/\%$ | 75.31 | 52.58 |
| $C_{total}/\$/h$ | 14930.51 | 13152.39 |
| $B_{total}/mPts/h$ | 3.60×10^6 | 3.16×10^6 |

固定时, β 上升使 T_{g9} 提高, m_{09} 增加, 进而推高 W_{T-LP} 和 W_{P-LP} 。

$W_{P,Com}$ 受涡流管冷端 (P_{g8} 、 T_{g8}) 和热端 (P_{g10} 、 T_{g10}) 空气状态影响。 β 固定时, c_f 上升使 P_{g4} 下降, 导致 T_{g8} 升高 (P_{g8} 恒定)、 P_{g10} 下降 (T_{g10} 恒定), $W_{P,Com}$ 因此增加; c_f 固定时, β 上升使低压冷气流流量增加, $W_{P,Com}$ 随之增大。

W_{net} 由 W_{HT-RRC} 、 W_{LT-RRC} 和 $W_{P,Com}$ 共同决定: $c_f \leq 420$ m/s 时, W_{HT-RRC} 和 W_{LT-RRC} 上升带动 W_{net} 增长; 超过该值后, 二者下降导致 W_{net} 降低; c_f 固定时, β 上升使 $W_{P,Com}$ 增大, 进而使 W_{net} 降低。

η_{ex} 为 W_{net} 与热源输入 \dot{Q} 的比值, 因后者恒定, 故

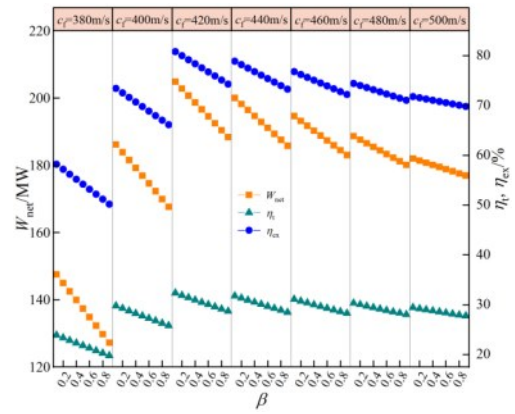


图5 空气流速与冷流比对净输出功、热效率和 η_{ex} 效率的影响

Fig. 5 Effect of air flow velocity and cold flow ratio on net output power, thermal efficiency and exergy efficiency

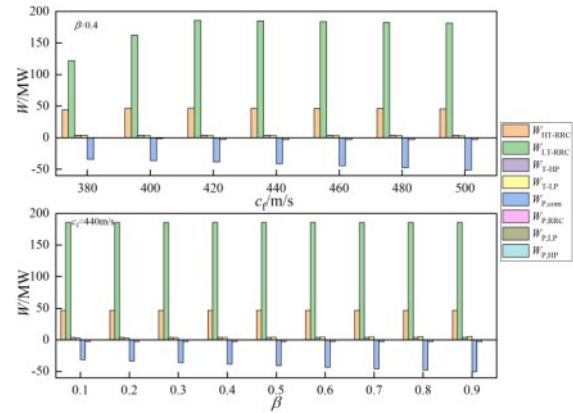


图6 空气流速与冷流比对各功率分量的影响

Fig. 6 Effect of air flow velocity and cold flow ratio on each power component

η_{ex} 完全由 W_{net} 决定, 二者变化趋势一致。 η_i 为 W_{net} 与系统总吸热量 ($Q_{A,total}$) 之比。 $Q_{A,total}$ 由多个部分组成, 其中水冷壁、移动床和热管换热器吸热量 (Q_{AH} 、 $Q_{R,mb}$ 、 Q_{Eva-HP}) 保持恒定; 其余部分如再热器、蒸发器吸热量 ($Q_{Reh-RRC}$ 、 $Q_{Eva-RRC}$ 、 $Q_{Eva-1-LP}$ 、 $Q_{Eva-2-LP}$) 则随 c_f 与 β 变化。具体而言: β 固定时, c_f 增大使 $Q_{Reh-RRC}$ 先升后降, $Q_{Eva-RRC}$ 、 $Q_{Eva-1-LP}$ 及 $Q_{Eva-2-LP}$ 减少, 导致 $Q_{A,total}$ 先增后减, 并于 $c_f=420$ m/s 达到峰值。 c_f 固定时, β 增大仅使 $Q_{Eva-1-LP}$ 和 $Q_{Eva-2-LP}$ 增加, 故 $Q_{A,total}$ 随之上升。由于 W_{net} 的变化幅度大于 $Q_{A,total}$, η_i 由 W_{net} 主导, 其变化趋势与 W_{net} 一致。

图7为设备 $\dot{Y}_{D,k}$ 损失占比 ($y_{D,k}$) 随 c_f 和 β 的变化规律。系统 $\dot{Y}_{D,k}$ 损失主要集中于气淬、RRC 部分及涡流管, 而泵占比最低。具体如下: 当 β 固定, c_f 增大, 压缩机的 $y_{D,com}$ 和移动床的 $y_{D,mb}$ 降低, 造粒室的 $y_{D,Gc}$ 先降后升, 在 $c_f=420$ m/s 时达极小值; 高压汽轮机的

$y_{D,HT-RRC}$ 与冷凝器 1 的 $y_{D,Com-RRC}$ 降低,蒸发器的 $y_{D,Eva-RRC}$ 、
 低压汽轮机的 $y_{D,LT-RRC}$ 先升高后降低;涡流管的 $y_{D,VT}$
 先升高后降低,低压蒸发器-1/2 的 $y_{D,Eva-1/2-LP}$ 、低压膨
 胀机的 $y_{D,T-LP}$ 、低压泵的 $y_{D,P-LP}$ 降低。当 c_f 固定, β 增
 大, $y_{D,com}$ 降低, $y_{D,VT}$ 先升高后降低,在 $\beta=0.7$ 处出现峰
 值,其余各部件的 $y_{D,k}$ 均略增大,增幅在 5% 以内。

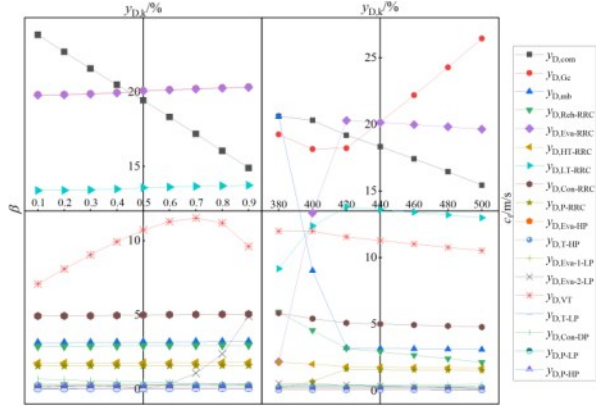


图 7 设备 ■ 损失占比随空气流速与冷流比的变化规律
 Fig. 7 The variation of equipment exergy destruction ratio with
 air flow velocity and cold flow ratio

图 8 为 C_{total} 和 B_{total} 随 c_f 和 β 的变化规律。其中,
 C_{total} 的变化由设备投资成本率 (Z_k) 和 ■ 损失成本率
 ($\dot{C}_{D,k}$) 共同决定(图 9)。 Z_k 数值较小且变化平缓(汽
 轮机除外),因此 C_{total} 主要受 $\dot{C}_{D,k}$ 主导。具体而言:
 固定 β 时, C_{total} 随 c_f 增加呈先升后降趋势,转折点 c_f
 因 β 而异;固定 c_f 时,若 $c_f < 420$ m/s, C_{total} 随 β 增大而
 下降;若 $c_f \geq 420$ m/s,则 C_{total} 随 β 增大先升后降,转折
 点位于 $\beta=0.2$ 。进一步分析发现, $\dot{C}_{D,k}$ 中关键的影响
 项包括 $\dot{C}_{D,com}$ 、 $\dot{C}_{D,Gc}$ 、 $\dot{C}_{D,Eva-RRC}$ 、 $\dot{C}_{D,LT-RRC}$ 及 $\dot{C}_{D,VT}$ 等。这
 些成本项在 c_f 变化时共同推动 C_{total} 呈现先增后减趋
 势;在 β 变化时, $\dot{C}_{D,com}$ 降低,而 $\dot{C}_{D,Gc}$ 、 $\dot{C}_{D,Reh-RRC}$ 等多
 项成本上升, $\dot{C}_{D,VT}$ 先升后降,多种因素耦合作用使 C_{total}
 表现出复杂的非线性特征。

B_{total} 的变化规律如下:当 β 固定且 ≤ 0.6 时,其随 c_f
 增加而先升后降; $\beta > 0.6$ 时则持续上升。 c_f 固定时,
 B_{total} 随 β 增大而降低。 B_{total} 由设备 ■ 环境影响率
 ($\dot{B}_{D,k}$) 和 ■ 损失环境影响率 ($\dot{Y}_{D,k}$) 构成(图 9)。其
 中, $\dot{B}_{D,k}$ 主要来自设备全生命周期影响($\dot{B}_{D,k}^{LCA}$),工质
 环境影响($\dot{B}_{D,k}^{wf}$)虽随 c_f 和 β 上升而增大,但数值远低
 于前者,可忽略不计。因此, B_{total} 实际由 $\dot{B}_{D,k}$ 主导。
 $\dot{B}_{D,k}$ 变化主要受 ■ 损失 ($E_{D,k}$) 驱动,因单位燃料 ■ 环
 境影响率 ($b_{F,k}$) 基本稳定。值得注意的是:压缩机因
 $b_{F,com}$ 较高,虽 $E_{D,com}$ 较小,但 $B_{D,com}$ 仍显著;蒸发器与冷
 凝器因 $E_{D,k}$ 较大,对应 $B_{D,k}$ 也较高;水泵因 $E_{D,P-RRC}$ 极

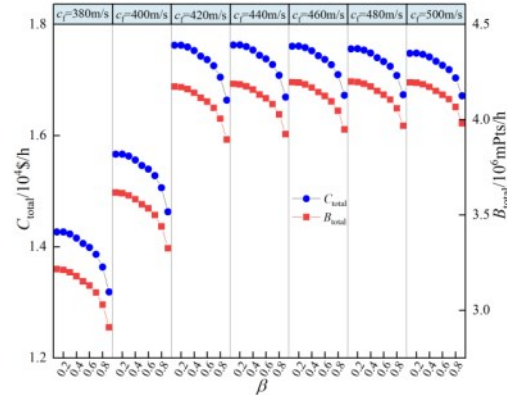


图 8 空气流速与冷流比对总 ■ 成本率及 ■ 环境影响率的
 影响

Fig. 8 Effects of air flow velocity and cold flow ratio on total
 exergy cost and exergoenvironmental impact rates

低,其 $B_{D,P-RRC}$ 可忽略。综上,各部件的 $B_{D,k}$ 共同作用,
 决定了 B_{total} 的复杂变化趋势。

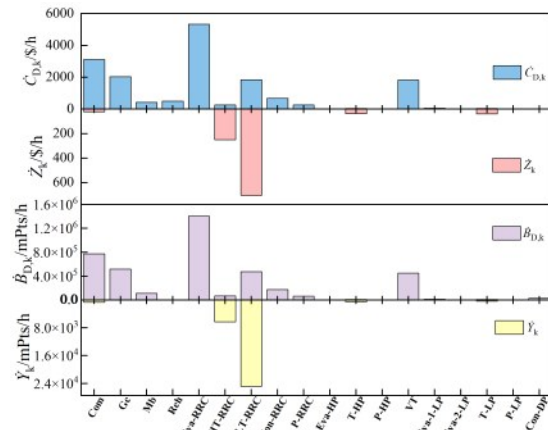


图 9 设备的投资成本率、■ 损失成本率、■ 环境影响率及
 ■ 损失环境影响率

Fig. 9 Investment cost rate, exergy destruction cost rates,
 exergoenvironmental impact rate, and exergoenvironmental
 impact rate of exergy destruction for each component

图 10 为各设备的 ■ 经济系数 ($f_{c,k}$) 和 ■ 环境影
 响系数 ($f_{b,k}$) 随 c_f 和 β 的变化规律。总体而言,两个系
 数波动幅度均较小,表明其受参数变化的影响有
 限。在 ■ 经济系数方面,汽轮机、泵等动力设备的
 $f_{c,k}$ 因 Z_k 较高而数值显著,但仍处于合理范围(30~
 70%);相反,造粒室、蒸发器等换热器的 $f_{c,k}$ 因 $\dot{C}_{D,k}$
 较高而数值极低,需通过降低其 $\dot{C}_{D,k}$ 以提升经济性。
 在 ■ 环境影响系数方面,大多数设备的 $f_{b,k}$ 普遍较
 低,且与 $\dot{B}_{D,k}$ 呈反比,压缩机、膨胀器与泵类设备
 的 $f_{b,k}$ 相对较高,而换热器类最低,但所有设备的 $f_{b,k}$
 均低于 10%,表明环境影响主要源于 ■ 损失,设备制

略降低效率并增加成本,需注重运行控制。

3) 两组优化目标对应不同的工程偏好:以 $\eta_i - C_{\text{total}} - B_{\text{total}}$ 为目标时,系统倾向于高冷流比($\beta=0.848$)与较高空气流速($c_f=396$ m/s),以降低压缩机功耗;以 $\eta_{\text{ex}} - C_{\text{total}} - B_{\text{total}}$ 为目标时,系统倾向于低冷流比($\beta=0.102$)与较低空气流速($c_f=390$ m/s),以提高ORC发电量。工程上可根据实际需求灵活选用相应工况。

4) 本研究虽以熔渣气淬干式粒化过程中的余热余压回收为对象,但所提出的系统构型、分析方法及结论同样适用于其他含废热废压的工业场合,具备良好的节能降碳推广价值。

参考文献

- [1] International Energy Agency. World Energy Outlook 2022[R]. Paris: IEA, 2022.
- [2] 孙德平, 乔广超, 石飞雄, 等. 基于变底循环比参数的TEG-ORC联合循环船舶余热回收性能实验研究[J]. 工程热物理学报, 2025, **46**(6): 1738-1746.
Sun D P, Qiao G C, Shi F X, et al. Experimental study on the performance of TEG-ORC combined cycle ship waste heat recovery based on variable bottom cycle ratio parameters[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2025, **46**(6): 1738-1746.
- [3] Sánchez-Lozano D, Aguado R, Escámez A, et al. Integrating organic Rankine cycles for waste heat recovery from onboard diesel generators in the maritime sector: Simulation and techno-economic assessment[J]. Energy Conversion and Management, 2025, **339**: 119859.
- [4] Moghaddas-Zadeh N, Farzaneh-Gord M, Ebrahimi-Moghadam A, et al. Techno-economic assessment of a proposed novel hybrid system for natural gas pressure reduction stations[J]. Process Safety and Environmental Protection, 2023, **178**: 905-918.
- [5] 和学豪. 热电联产机组中低温余热余压梯级利用关键技术研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2022.
He X H. Study on key technologies of cascade utilization of medium-low temperature waste heat and pressure in combined heat and power units[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2022.
- [6] Wang H, Wang Y L, Cui S P, et al. Reactivity and hydration property of synthetic air quenched slag with different chemical compositions[J]. Materials, 2019, **12**(6): 932.
- [7] Wang S T, Zhang S F, Cheng X X, et al. An efficient molten steel slag gas quenching process: Integrating carbon solidification and waste heat recovery[J]. Waste Management, 2024, **186**: 249-258.
- [8] Wang L L, Zhang Y Z, Ke H B, et al. Experimental investigation on granulation characteristics and waste heat recovery of molten slag in gas quenching dry granulation technique[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, **184**: 116295.
- [9] Lukin S V, Shestakov N I, Il'icheva E M. Heat exchange in the granulation chamber of an installation for slag dry granulation[J]. Metallurgist, 2019, **63**(7): 804-812.
- [10] Manimaran R. Review of vortex tube: a sustainable and energy separation device for multi-purpose applications[J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2023, **21**(1): 27-55.
- [11] Xu W W, Yu Z H, Peng B Y, et al. Study of tandem vortex tubes used in hydrogen pre-cooling system[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2025, **150**: 150043.
- [12] Raiyan A R, Uzzaman S, Ehsan M M, et al. Energy, exergy, exergoeconomic (3E) analyses and ANN-based multi-objective optimization of novel vortex tube and turbo-expander enhanced transcritical CO₂ cogeneration cycles[J]. Energy Conversion and Management, 2025, **345**: 120385.
- [13] 杨新乐, 闫振超, 卜淑娟, 等. 余热余压空气梯级利用的双涡流管有机朗肯循环综合性能分析与优化[J]. 中国电机工程学报, 2024, **44**(8): 3177-3188.
Yang X L, Yan Z C, Bu S J, et al. Comprehensive performances analysis and optimization of organic Rankine cycle coupled with double vortex tubes for cascade utilization of waste heat and pressure of air[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, **44**(8): 3177-3188.
- [14] Chen K, Wang F K, Li N, et al. Comprehensive experimental study of a transcritical CO₂ vortex tube[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, **277**: 127122.
- [15] Kuang B, Zhang F X, Yu Y, et al. Co-treatment of spent carbon anode and copper slag for reuse and the solidification of the constituent fluorine and heavy metals[J]. Journal of Cleaner Production, 2023, **383**: 135418.
- [16] Li L S, Teng S Y, Zhao Y, et al. Experimental study on a Tesla turbine integrated into a Mini-ORC system using R245fa as working fluid[J]. Energy, 2025, **324**: 136067.
- [17] 杨国强, 刘硕, 史彦辉, 等. 高温铜渣余热回收技术研究进展[J]. 矿冶, 2023, **32**(4): 77-82.
Yang G Q, Liu S, Shi Y H, et al. Research progress of waste heat recovery technology of high temperature copper slag[J]. Mining and Metallurgy, 2023, **32**(4): 77-82.
- [18] Bu S J, Yang X L, Li W K, et al. Energy, exergy, environmental, and economic analyses and multiobjective optimization of a DSORC system for waste heat utilization in low-concentration gas power generation[J]. Energy, 2024, **286**: 129647.
- [19] Wang L L, Zhang Y Z, Long Y, et al. Simulation of primary breakup of molten slag in the gas quenching dry granulation process[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, **181**: 115850.
- [20] Matousek J W. The thermodynamic properties of slags[J]. JOM, 2008, **60**(2): 62-64.
- [21] Shishin D, Hidayat T, Fallah-Mehrjardi A, et al. Integrated experimental and thermodynamic modeling study of the effects of Al₂O₃, CaO, and MgO on slag - matte equilibria in the Cu-Fe-O-S-Si-(Al, Ca, Mg) system[J]. Journal of Phase Equilibria and Diffusion, 2019, **40**(4): 445-461.
- [22] Bu S J, Yang X L, Li W K, et al. Energy, exergy, exergoeconomic, economic, and environmental analyses and multiobjective optimization of a SCMR - ORC system with zeotropic mixtures[J]. Energy, 2023, **263**: 125854.
- [23] Wang Z, Ma Y, Cao M L, et al. Energy, exergy, exergoeconomic, environmental (4E) evaluation and multi-objective optimization of a novel SOFC-ICE-SCO₂-HRSG hybrid system for power and heat generation[J]. Energy Conversion and Management, 2023, **291**: 117332.
- [24] Irani A S, Fattahi A. On the combined Brayton-Kalina cycle with PEM hydrogen production: an exergoeconomic analysis and multi-

- objective optimization with LINMAP decision maker[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, **52**: 289–304.
- [25] 丁洋. 有机朗肯循环系统 ■ 环境及能值分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2017.
- Ding Y. Exergoenvironmental and emergy analysis of organic Rankine cycle system[D]. Chongqing: Chongqing University, 2017.
- [26] Mahdavi N, Mojaver P, Khalilarya S. Multi-objective optimization of power, CO₂ emission and exergy efficiency of a novel solar-assisted CCHP system using RSM and TOPSIS coupled method[J]. Renewable Energy, 2022, **185**: 506–524.