

燃气轮机废热利用的新型动力系统热力学分析

刘浩雨, 王洪利

(华北理工大学 冶金与能源学院, 河北 唐山 063210)

摘 要: 基于能量等级回收和梯级利用的原则, 构建了一种燃气轮机废热利用的新型动力系统。该系统主要由燃气轮机布雷顿循环(GTC)、再压缩式超临界 CO_2 布雷顿循环(S- CO_2)、朗肯循环(RC)、有机朗肯循环(ORC)和有机闪蒸循环(OFC)组成。该动力系统不仅克服了单个子循环热量回收范围窄的局限性, 而且通过回热的方式实现了能量的梯级利用, 进而提高了系统效率。通过 Aspen HYSYS 软件对构建的动力系统及各子循环分别进行模拟仿真, 进一步研究了工况参数对系统的影响。与现有文献中的数据对比表明, 该动力系统中各子循环均得到较好的验证。在相同工况条件下, 文献中动力系统净功率为 48 592.84 kW, 热效率和烟效率分别为 42.41% 和 62.02%, 而本研究系统净功率为 50 040.46 kW, 热效率和烟效率分别达到 43.673% 和 73.593%。因此, 该新型动力系统具有较好的能源利用效果。

关 键 词: 余热梯级利用; 有机朗肯循环; 燃气轮机循环; 闪蒸发电; 超临界 CO_2 布雷顿循环

中图分类号: TK123 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.01.018

[引用本文格式] 刘浩雨, 王洪利. 燃气轮机废热利用的新型动力系统热力学分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(1): 165-173. LIU Hao-yu, WANG Hong-li. Thermodynamic analysis of a new power system for gas turbine waste heat utilization[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 165-173.

Thermodynamic Analysis of a New Power System for Gas Turbine Waste Heat Utilization

LIU Hao-yu, WANG Hong-li

(School of Metallurgy and Energy, North China University of Science and Technology, Tangshan, China, Post Code: 063210)

Abstract: Based on the principle of energy grade recovery and cascade utilization, a new power system for gas turbine waste heat utilization was constructed, which was mainly composed of gas turbine Brayton cycle (GTC), recompressive supercritical CO_2 Brayton cycle (S- CO_2), Rankine cycle (RC), organic Rankine cycle (ORC) and organic flash cycle (OFC). The power system not only overcome the limitation of the narrow range of heat recovery in a single sub-cycle, but also realized the cascade utilization of energy by means of heat recovery, thus improving the efficiency of the system. The dynamic system and each sub-cycle were simulated by Aspen HYSYS software, and the influence of working conditions parameters on the system was further studied. Compared with the data in the existing literature, it shows that each sub-cycle in the power system is well verified. Under the same working conditions, the net power of the power system in the literature is 48 592.84 kW, and the thermal efficiency and exergy efficiency are 42.41% and 62.02% respectively, while the net power of this research system is 50 040.46 kW, and the thermal efficiency and exergy efficiency are 43.673% and 73.593% respectively. Therefore, the new power system has good energy utilization effect.

收稿日期: 2023-08-16; 修订日期: 2023-09-25

基金项目: 国家自然科学基金(51774143); 唐山市科技创新团队培养计划资助项目(21130207D)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51774143); Tangshan Science and Technology Innovation Team Training Program (21130207D)

作者简介: 刘浩雨(1999-), 男, 华北理工大学硕士研究生.

通讯作者: 王洪利(1976-), 男, 华北理工大学教授.

Key words: cascade utilization of waste heat, organic Rankine cycle, gas turbine cycle, flash evaporation power generation, supercritical CO₂ Brayton cycle

符号说明

η —效率
GT—燃气轮机
GTC—燃气轮机循环
S-CO ₂ —超临界 CO ₂
RC—朗肯循环
ORC—有机朗肯循环
OFC—有机闪蒸循环
LHV—低位发热值, kJ/m ³
E —有效能, kJ
Q —吸热量, kJ
W —功率, kW
SR—分流比
h —比焓, kJ/kg
s —比熵, kJ/(kg·K)
r_p —GTC 压气机压力比
PRC—S-CO ₂ 循环压缩机压力比
Δt —ORC 蒸发器温度端差, °C
T —热力学温度, K
t —温度, °C
m —质量流量, kg/s
下标含义
net—净功
out—输出
in—输入
0—环境
exp—膨胀机
comp—压缩机
pump—泵
ex—烟
th—热量
system—系统
min—最小
f—燃料

引言

燃气轮机是一类广泛使用的涡轮动力机械,具有结构紧凑、噪音小、运行成本低、燃料种类多、功率高和机动性能好等优点,因此受到许多国家的重视。但是燃气轮机排烟温度较高且温度范围比较大,因此其废热深度利用尤为重要。为了提高燃气轮机余热回收效率,依靠能量等级回收和梯级利用的原理,构建联合循环是实现燃气轮机余热高效回收以及减

缓环境污染的有效手段^[1]。

展君等人^[2]对烟气-串级超临界二氧化碳(GTCS-CO₂)联合循环进行了优化以及对系统变工况特性进行了研究。Mohammadi 等人^[3]利用燃气轮机循环的余热依次驱动再压缩 S-CO₂ 循环和回热式有机朗肯循环,不同工况下的系统分析表明,该系统在效率提升方面具有一定的优越性。Sun 等人^[4]提出了一种包括两个超临界 CO₂ 循环和一个有机朗肯循环用于燃气轮机余热回收的联合循环系统,并对该系统热效率、烟效率和经济性进行了分析。Hou 等人^[5]对包括燃气轮机、再压缩超临界 CO₂ 循环、朗肯循环和有机朗肯循环的新型动力系统进行优化,结果表明,该系统具有良好的能源回收效果。金晴龙等人^[6]应用有限时间热力学理论建立了一种不可逆回热型 S-CO₂ 布雷顿循环模型并对循环净功率、热效率和最高工作温度的影响进行了分析。

综上所述,现有的燃气轮机余热回收多是单独或者少分子循环构成,烟气仍具有进一步利用的价值。本文提出了一种新型动力系统,采用多重子循环充分利用烟气余热,根据各子循环特点实现余热的梯级利用,并且采用回热等方式进一步提高系统效率。该新型系统包括燃气轮机布雷顿循环(GTC)、再压缩式 S-CO₂ 布雷顿循环、朗肯循环(RC)和有机朗肯循环(ORC),并且结合有机闪蒸循环(OFC)构成了多位一体的系统,进而实现燃气轮机排放废热的充分利用。

1 系统模型

图 1 给出了燃气轮机废热利用的新型动力系统的示意图,系统中各状态点由数字表示,该循环用到的燃料为 CH₄,烟气成分主要为 N₂、O₂、CO₂ 和 H₂O。该新型动力系统构成为:环境条件空气经压气机压缩后进入燃烧室与甲烷进行燃烧反应,释放出高温高压的烟气,推动膨胀透平进行做功,废热烟气经换热器 1 为子循环提供热源。第一个子循环为再压缩式 S-CO₂ 循环, S-CO₂ 经主压缩机与再压缩机加压之后从换热器 2 中吸收废热烟气热量形成高温高压状态的 S-CO₂,推动膨胀机进行做功,并且再

压缩式 S-CO₂ 循环的一部分用于预热朗肯循环、有机朗肯循环和有机闪蒸循环中的流体的工质。第2个子循环为朗肯循环,用于回收中温余热,以水为工质,经水泵与换热器4后推动汽轮机做功。第3个子循环为以 R245fa 和异丁烷为工质的回热式有机朗肯循环,经有机工质泵与换热器6-换热器8之后推动膨胀机做功。第4个子循环是以异戊烷为工质,为了减少闪蒸过程中节流阀对效率的影响而改进之后的有机闪蒸循环,经 OFC 膨胀机1后的有机

工质与闪蒸罐中的气态有机工质混合进入 OFC 膨胀机2进行二次做功,然后经有机工质泵3进行加压,出闪蒸罐的液态有机工质经有机工质泵4进行加压后在换热器中吸收热量推动 OFC 膨胀机1进行做功。4个子循环共同组成四位一体的以回收余热为目的的动力系统,并且燃气轮机循环中采用了分级压缩、中间冷却和回热的措施来提高系统性能。该系统的 $T-s$ 图如图2所示,对应状态点在图中已表示。

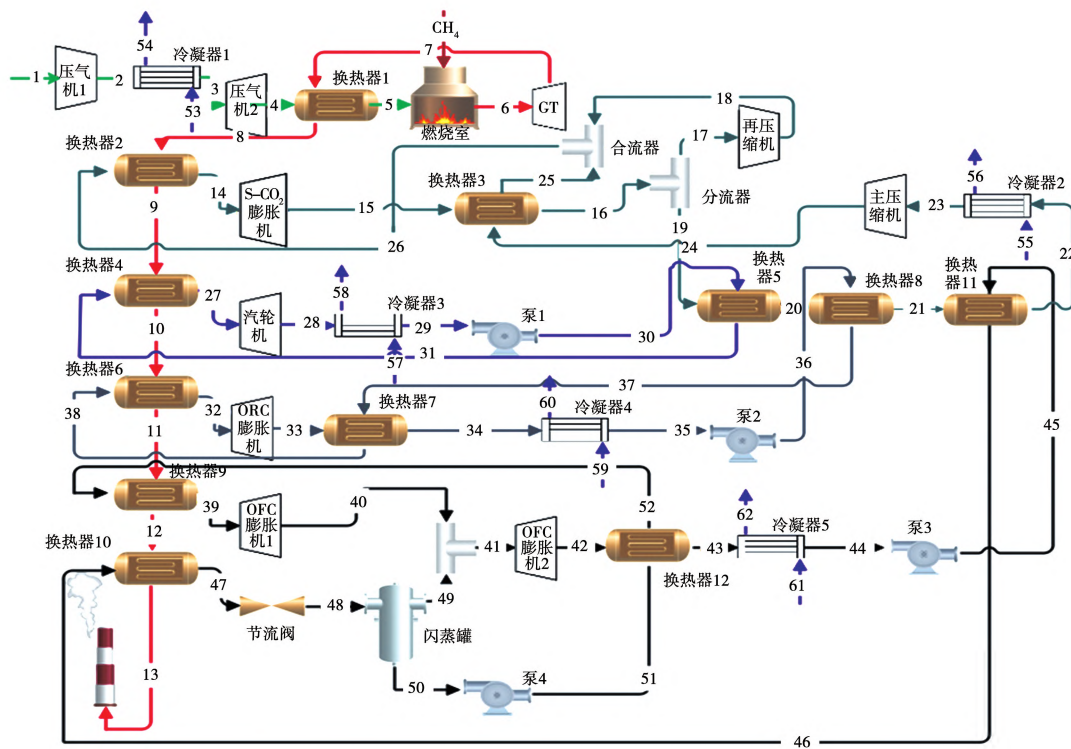


图1 燃气轮机废热利用的新型动力系统

Fig. 1 New power system for gas turbine waste heat utilization

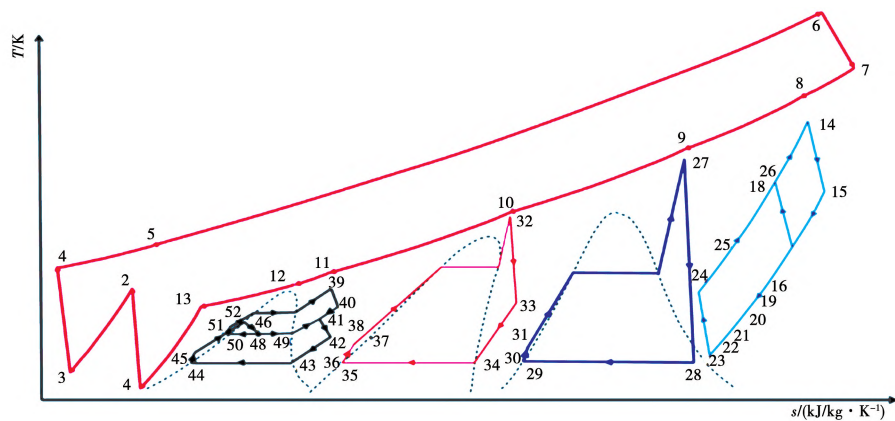


图2 燃气轮机废热利用的新型动力系统 $T-s$ 图

Fig. 2 $T-s$ diagram of new power system for gas turbine waste heat utilization

图3为该系统 Aspen HYSYS 中仿真模拟界面,图中数字已与系统原理图中状态点相对应。通过部分特定输入值,可以得出各个点的状态参数以及部件的做功与耗功情况,从而可以得出系统的烟效率(η_{ex})、热效率(η_{th})和净功率(\dot{W}_{net})。进一步计算

GTC 压气机压力比(r_p)、S-CO₂压力比(PR_c)、S-CO₂分流比(SR)、GT 入口温度($t_{GT,in}$)、S-CO₂膨胀机入口温度($t_{exp,in}$)、ORC 蒸发器最小温度端差(Δt_{min}) 6个参数对该动力系统的烟效率、热效率和净功率的影响。

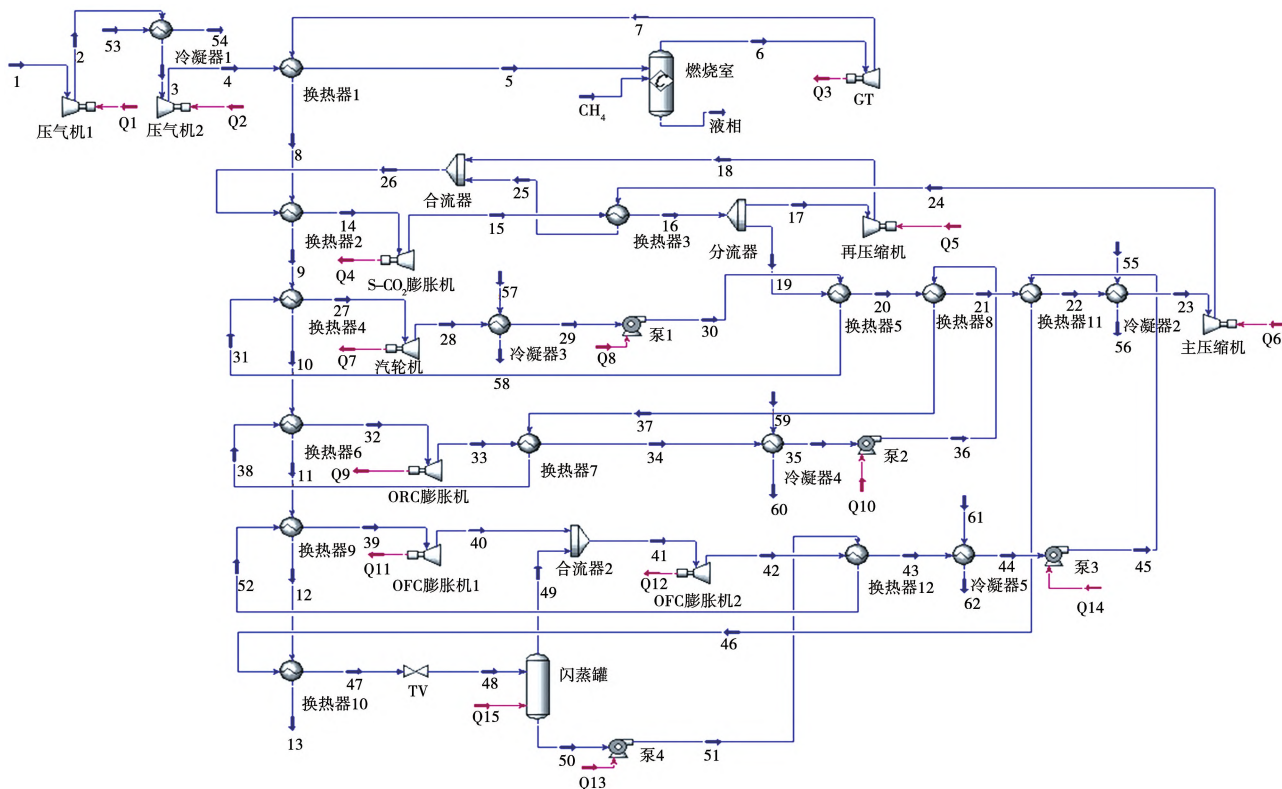


图3 燃气轮机废热利用的新型动力系统仿真模拟界面

Fig. 3 Simulation interface of new power system for gas turbine waste heat utilization

2 系统建模

为了简化动力系统的热力学分析,采用了以下假设:(1) 整个系统在稳态条件下运行;(2) 环境温度和压力分别是 25 °C 和 101.325 kPa;(3) 进入冷凝器中的冷却水条件为环境条件;(4) 循环中工质势能和动能的改变量忽略不计;(5) 空气流经每个换热器压降均为 5%,烟气流经每个换热器压降均为 3%,其他部件和管道中的压力损失忽略不计;(6) 环境中的空气进入压气机,空气中各气体的体积分数为: N_2 为 77.48%、 O_2 为 20.59%、 CO_2 为 0.03%、 H_2O 为 1.90%;(7) 燃料(CH_4) 的低位发热值(LHV)为 398 785.90 kJ/m³。

表1中列出了系统仿真模拟及验证系统的主要

输入参数。根据热力学第一定律和热力学第二定律分别对整个系统及相关部件进行建模。

采用下式对系统进行热效率计算:

$$\eta_{th,system} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,s-co_2} + \dot{W}_{net,RC} + \dot{W}_{net,ORC} + \dot{W}_{net,OFC}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (1)$$

各循环中净功率计算由下式得出:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{out} - \dot{W}_{in} \quad (2)$$

循环输出功与循环输入功的计算公式如下所示:

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta h \quad (3)$$

各子循环中热效率的计算公式:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (4)$$

再压缩 S-CO₂ 布雷顿循环中分流比的定义为进入主压缩机的工质流量所占总工质流量的比率:

$$SR = \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_{17}} = \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_{18} + \dot{m}_{20}} \quad (5)$$

该系统中除了燃烧器中的燃烧反应,其他部件中没有化学反应,只需要分析物理焓。循环中各个不同状态点的焓值为:

$$\dot{E} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (6)$$

焓效率计算公式如下所示:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}} \quad (7)$$

根据上述公式对各个部件进行计算,以得出每个子循环及整个系统的热力学性能。

表 1 系统仿真模拟及系统验证的主要输入参数

Tab. 1 Main input parameters for system simulation and system verification

循 环	参 数	仿真值	验证值
GTC	燃气轮机热效率 $\eta_{GT}/\%$	90 ^[7]	90 ^[7]
	压气机效率 $\eta_{comp,GTC}/\%$	80 ^[7]	80 ^[7]
	压气机 2 进口温度 $t_3/^\circ\text{C}$	65 ^[7]	65 ^[7]
	燃气轮机入口温度 $t_6/^\circ\text{C}$	1 046.85 ^[7]	1 046.85 ^[7]
S-CO ₂	膨胀机效率 $\eta_{exp,s-co2}/\%$	90 ^[5]	90 ^[3]
	压缩机效率 $\eta_{comp,s-co2}/\%$	85 ^[5]	85 ^[3]
	主压缩机入口温度 $t_{23}/^\circ\text{C}$	32 ^[5]	32 ^[3]
	膨胀机出口压力 p_{15}/Pa	7 400 ^[5]	7 400 ^[3]
RC	膨胀机效率 $\eta_{exp,RC}/\%$	85 ^[5]	85 ^[8]
	水泵效率 $\eta_{pump,RC}/\%$	80 ^[5]	80 ^[8]
	水泵入口温度 $t_{29}/^\circ\text{C}$	30 ^[5]	35 ^[8]
	膨胀机出口压力 p_{28}/kPa	6 ^[5]	6 ^[8]
ORC	膨胀机效率 $\eta_{exp,ORC}/\%$	85 ^[5]	85 ^[9]
	有机工质泵效率 $\eta_{pump,ORC}/\%$	80 ^[5]	80 ^[9]
	有机工质泵入口温度 $t_{35}/^\circ\text{C}$	30 ^[5]	46.35 ^[9]
	膨胀机出口压力 p_{33}/kPa	168 ^[5]	11.10 ^[9]
OFC	膨胀机效率 $\eta_{exp,OFC}/\%$	75 ^[10]	75 ^[10]
	闪蒸工质泵效率 $\eta_{pump,OFC}/\%$	70 ^[10]	70 ^[10]
	节流阀入口温度 $t_{47}/^\circ\text{C}$	79.14 ^[10]	79.14 ^[10]
	节流阀入口压力 p_{47}/kPa	448 ^[10]	448 ^[10]

3 模型验证

为了验证所构建的动力系统模型,引用了文献中的数据,对系统模型进行拆分和验证。验证模型输入条件见表 1,验证结果如表 2 所示。对比表明,验证存在误差是由于采用不同的模拟软件以及采用不同的物性包所导致,最大误差均不超过 3.1%,因此模型结果与文献中数据具有较好的一致性。

表 2 动力系统中子循环验证结果比较

Tab. 2 Comparison of verification results of sub-cycle in power system

循 环	性能参数	参考数值	验证结果	相对误差/%
GTC	净功率/kW	29 996.58 ^[7]	29 081.62	3.050
	热效率/%	26.18 ^[7]	25.38	3.056
S-CO ₂	净功率/kW	14 181.65 ^[3]	14 163.87	0.125
	热效率/%	41.96 ^[3]	42.68	1.715
RC	净功率/kW	153 984.91 ^[8]	158 662.40	3.037
	热效率/%	32.49 ^[8]	32.81	0.984
ORC	净功率/kW	18 449.80 ^[9]	18 448.01	0.009
	热效率/%	32.47 ^[9]	32.49	0.061
OFC	净功率/kW	184.10 ^[10]	187.88	2.053
	热效率/%	9.98 ^[10]	9.70	2.805

4 结果与讨论

4.1 热力学分析

根据系统中所用状态点的参数得出结果,燃气轮机(GT)、S-CO₂ 循环膨胀机、朗肯循环汽轮机、ORC 膨胀机和 OFC 膨胀机(OFC 膨胀机 1 和 OFC 膨胀机 2)的输出功率分别为 84 048.39,10 815.54,6 334.22,2 264.05 和 682.39 kW。同时,压气机(压气机 1 和压气机 2)、S-CO₂ 循环压缩机(主压缩机和再压缩机)、水泵(泵 1)、ORC 有机工质泵(泵 2)和 OFC 有机工质泵(泵 3 和泵 4)的消耗功率分别为 48 081.85,5 895.09,34.95,70.17 和 22.05 kW。

图 4 给出了系统中各部件的焓损失。由图可以看出,燃烧室的焓损失最高(约 8 640.59 kW),因为该部件中存在的燃烧反应具有较大的不可逆能量损失。其次是冷凝器 1、燃气轮机(GT)、换热器 1、

压气机 2、压气机 1 和换热器 2。这些部件的烟损失分别为 4 576.58, 3 539.69, 3 117.87, 3 035.16,

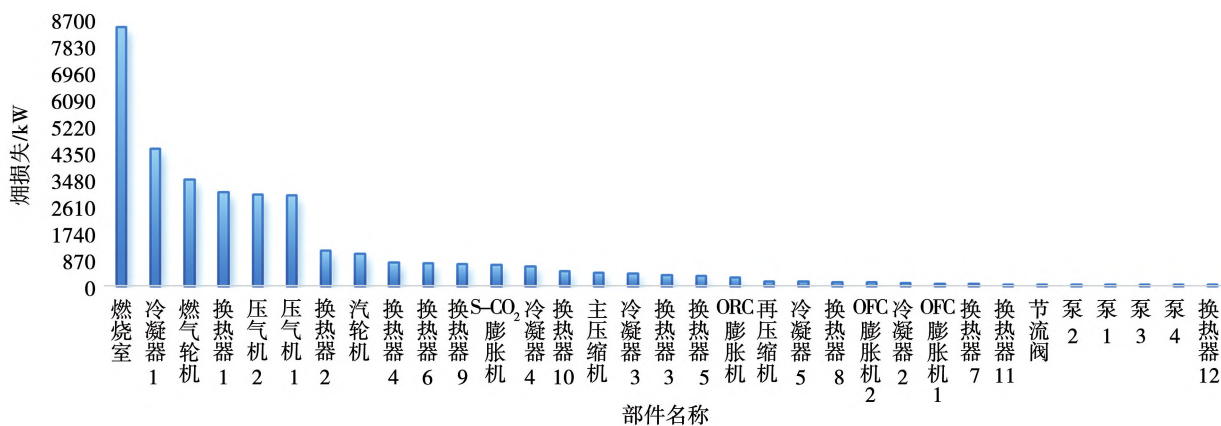


图 4 部件烟损失

Fig. 4 Component exergy loss

再压缩 S-CO₂ 循环中, S-CO₂ 膨胀机具有较高的烟损失 692.48 kW, 这主要是因为工质流动过程中存在较大的换热温差与压力差。主压缩机、换热器 3 和再压缩机的烟损失分别为 692.48, 434.75, 354.78 和 144.89 kW, 相应的烟损率分别为 12.44%, 10.15% 和 0.42%。

朗肯循环中的汽轮机也具有较大的烟损失 1 077.38 kW, 对应的烟损率为 3.08%。原因和再压缩 S-CO₂ 循环中 S-CO₂ 膨胀机的烟损失原理类似。而循环中的其他部件烟损失较小, 换热器 4 和冷凝器 3 的烟损失为 778.70 kW 和 411.46 kW。

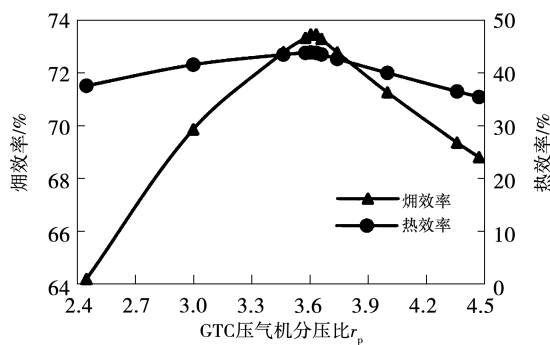
在有机朗肯循环中, 换热器 6 和冷凝器 4 的主要用于循环烟损失较大, 为 762.13 和 655.24 kW, 其他部件的烟损失较小。

在有机闪蒸循环中换热器 9 的烟损失最高为 720.84 kW, 其次是换热器 10 的烟损失为 478.29 kW, 其他成分部件的烟损失较小。通过参数优化来提高组件的效率, 减少烟损失, 从而提高系统性能是合理的。

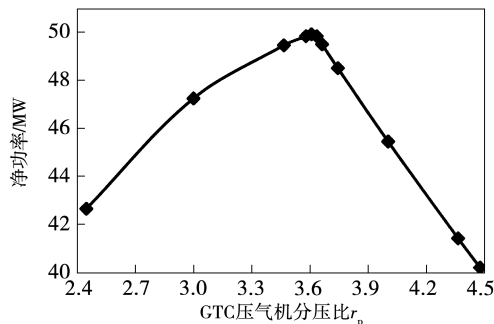
4.2 参数分析

GFC 压气机分压比 r_p 对系统性能的影响如图 5 所示。由图 5 可知, 随着燃气轮机循环中压气机的分压比的增大, 热效率和烟效率的热力学性能先缓慢提高, 然后在高分压比期间, 热力学性能甚至下降。这是因为随着分压比的增大, 对叶轮机械和换

热器的需求急剧增加。并且随着转速的增加, 构件的壁厚和对密封和制造工艺的要求都增加了。净功率具有相似的趋势。通过控制进入燃气轮机入口温度不变, 燃气轮机的做功先增加后减少, 其他循环的基本热力学性能不受影响, 因此, 通过不断增大高分压比来提高系统性能是不可行的。



(a) 对系统烟效率和热效率的影响



(b) 对系统净功率的影响

图 5 GTC 压气机分压比 r_p 对系统性能的影响Fig. 5 Influence of GTC compressor partial pressure ratio r_p on system performance

图6为S-CO₂循环压缩机压力比对系统性能的影响。由图6可知,随着压力比的增加,系统烟效率不断增加,但是热效率呈现抛物线趋势,S-CO₂循环压缩机压力比对系统净功率的影响,具有和热效率相似的运动趋势。S-CO₂循环压缩机压力比和燃气轮机循环中压气机的分压比对系统所产生影响变化的机制是类似的。

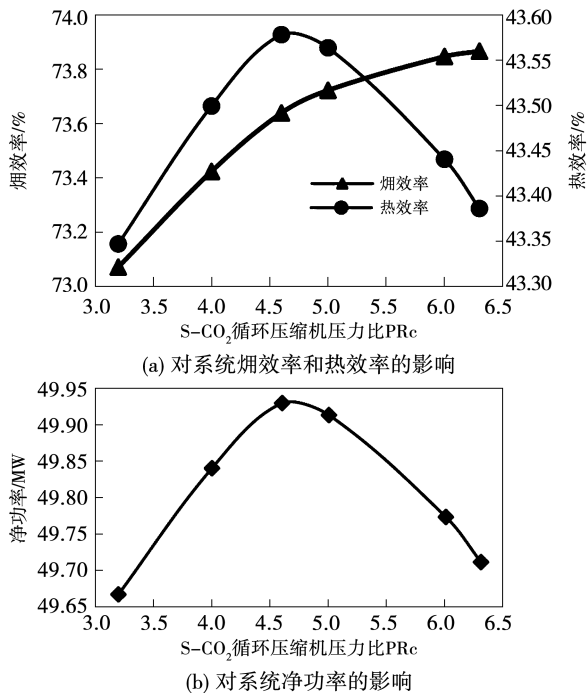


图6 S-CO₂循环压缩机压力比对系统性能的影响

Fig. 6 Influence of pressure ratio of S-CO₂ cycle compressor pressure ratio on system performance

图7为S-CO₂循环分流比对系统性能的影响。由图7可知,随着流经主压缩机的S-CO₂质量流量的增加,系统热效率和烟效率均呈现上升趋势,S-CO₂循环分流比对系统净功率的影响也呈现上升趋势。究其原因:再压缩机随着分流比的增加而减小,导致在相同的热源条件下S-CO₂的质量流量下降,流经主压缩机的S-CO₂质量流量上升,从而减少了再压缩机中做功引起的损失。但是单纯减少流经再压缩机的S-CO₂流量,对主压缩机的制造工艺要求提高从而增大了成本。因此,在系统中使用不断增大分流比来提高性能是不可行的。

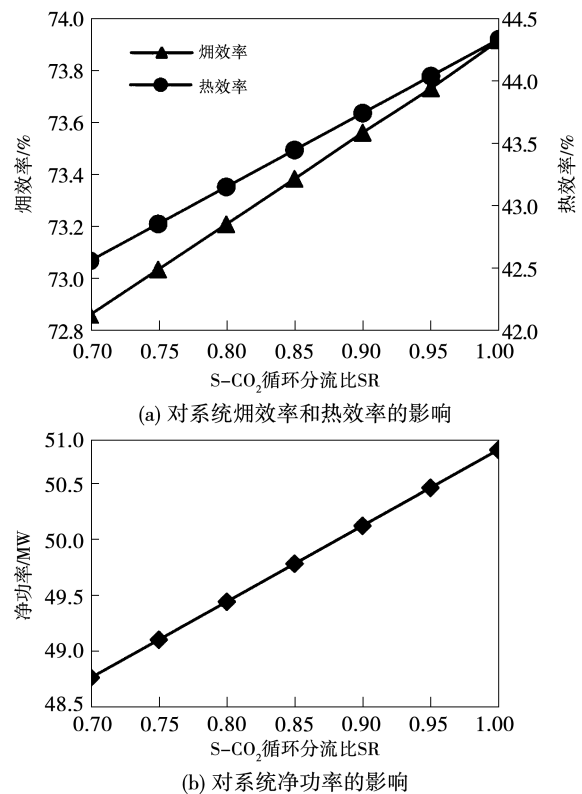


图7 S-CO₂循环分流比SR对系统性能的影响

Fig. 7 Influence of S-CO₂ cycle split ratio SR on system performance

图8为燃气轮机入口温度对系统性能的影响。由图8可知,随着燃气轮机入口温度的增加,系统热效率和烟效率均呈现上升趋势,燃气轮机入口温度对系统净功率的影响,也呈现上升趋势。这是因为升高进入燃气轮机的烟气温度,从而产生更好的做功效果,但是不断提高温度,对涡轮的叶轮机械以及壁厚等制造工艺有很高的要求,并且增大了成本,在系统中使用不断增大进入膨胀透平的烟气温度来提高性能是不可行的。

图9为S-CO₂膨胀机入口温度对系统性能的影响。由图9可知,随着S-CO₂循环膨胀机入口温度的增加,系统热效率和烟效率均呈现上升趋势,S-CO₂膨胀机入口温度对系统净功率的影响,也呈现上升趋势。S-CO₂膨胀机入口温度对系统性能的影响与燃气轮机入口温度对系统性能影响的机制是相似的。

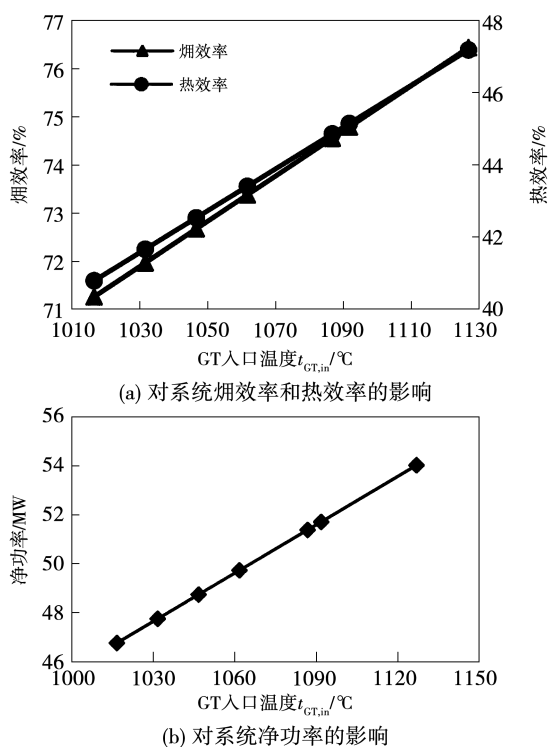
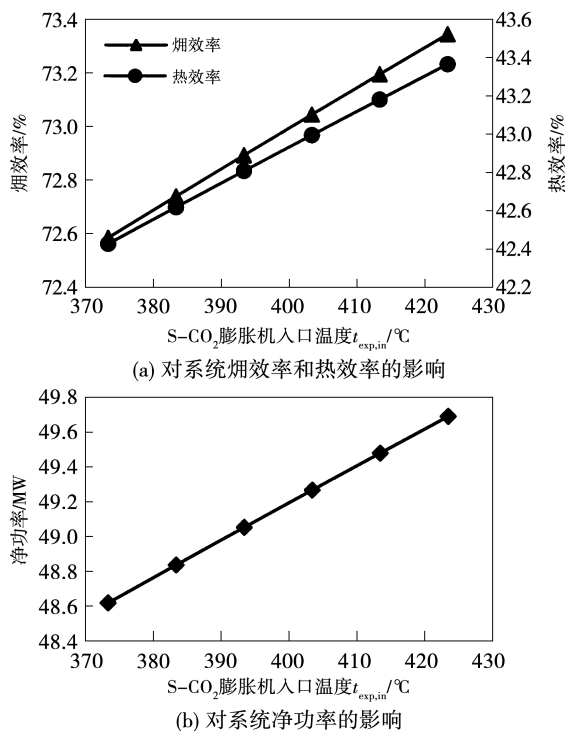
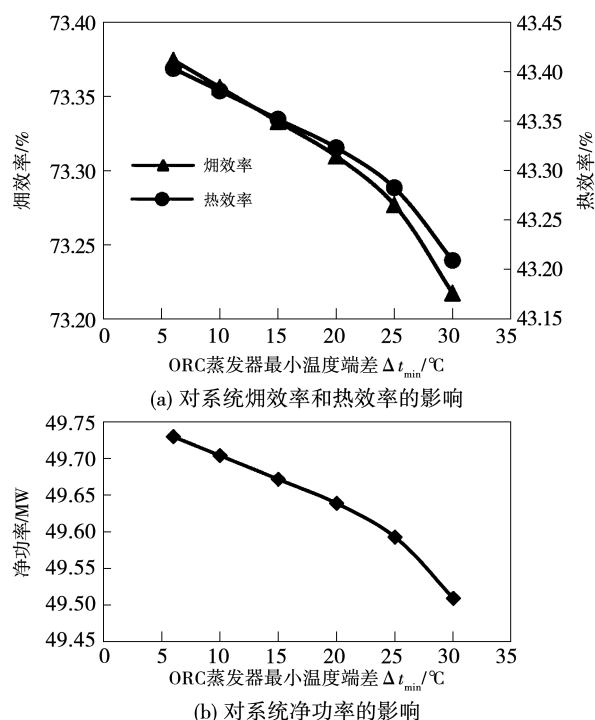
图 8 燃气轮机入口温度 $t_{GT,in}$ 对系统性能的影响Fig. 8 Influence of gas turbine inlet temperature $t_{GT,in}$ on system performance图 9 S-CO_2 膨胀机入口温度 $t_{exp,in}$ 对系统性能的影响Fig. 9 Influence of inlet temperature $t_{exp,in}$ of S-CO_2 expansion machine on system performance

图 10 给出了 ORC 蒸发器最小温度端差对系统性能的影响。由图 10 可知,热效率和烟效率随 ORC 蒸发器最小温度端差的增加而减少,随着 ORC 蒸发器最小温度端差的增加,系统的净功率呈下降趋势。这可以解释为:ORC 蒸发器最小温度端差的增加导致循环吸收烟气余热效率降低。但是蒸发器最小温度端差的降低也会导致热交换器面积的增加,从而增加成本。

图 10 ORC 蒸发器最小温度端差 Δt_{min} 对系统性能的影响Fig. 10 Influence of minimum temperature difference Δt_{min} of ORC evaporator on system performance

研究表明,利用不同的参数变量可以实现较好的烟效率和净功率,相应的参数如下:燃气轮机循环压气机分压比、 S-CO_2 循环压缩机压力比、 S-CO_2 循环分流比分别为 3.63, 4.6, 0.83;燃气轮机入口温度、 S-CO_2 循环膨胀机入口温度和有机朗肯循环蒸发器最小温度端差分别为 1 046.85, 383.5 和 6°C 。在此工况下,系统净功率为 50 040.46 kW,热效率和烟效率分别达到 43.673% 和 73.593%。在相同工况下,Hou 等人^[5]提出的动力系统产生净功率为 48 592.84 kW,热效率和烟效率分别为 42.41% 和 62.02%。

5 结 论

本研究提出了一种新型动力系统,用于燃气轮机的余热利用,对该系统进行了详细的热力学分析和参数研究。主要结论如下:

(1) 参数研究表明,利用不同的参数变量可以得到较好的烟效率和净功率,分别为 0.735 93 和 50 040.46 kW。相对应的参数变量包括压气机压力比 r_p 、S-CO₂ 循环压力比 PR_c、S-CO₂ 循环分流比 SR 分别为 3.63, 4.6, 0.83; 燃气轮机涡轮入口温度 $t_{GT,in}$ 、S-CO₂ 涡轮入口温度 $t_{exp,in}$ 和 ORC 蒸发器最小温度端差 Δt_{min} 分别为 1 046.85, 383.5 和 6 °C。

(2) 在系统烟效率分析中,燃气轮机循环中的烟损率最高,其他循环部件烟损率较小。

(3) 通过和相关文献进行对比,系统净功率为 50 040.46 kW 的情况下,热效率和烟效率分别达到 43.673% 和 73.593%,因此,本研究提出的系统具有较好的能源利用效果。

参考文献:

- [1] YANG C, DENG Y, ZHANG N, et al. Optimal structure design of supercritical CO₂ power cycle for gas turbine waste heat recovery: A superstructure method [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 198: 1–14.
- [2] 展 君, 曹 越, 孙韬志, 等. 燃气-串级超临界 CO₂ 联合循环变工况策略研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(10): 27–34.
ZHAN Jun, CAO Yue, SUN Tao-zhi, et al. Off-design operation strategy of a gas turbine and cascade supercritical CO₂ combined cycle [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(10): 27–34.
- [3] MOHAMMADI K, ELLINGWOOD K, POWELL K. A novel triple power cycle featuring a gas turbine cycle with supercritical carbon dioxide and organic Rankine cycles: Thermoeconomic analysis and optimization[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 220: 1–22.
- [4] SUN L, WANG D, XIE Y. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using CO₂-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 243: 1–18.
- [5] HOU S, ZHOU Y, YU L, et al. Optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ recompression cycle, a steam power cycle and an organic Rankine cycle [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 172: 457–471.
- [6] 金晴龙, 夏少军, 吴志祥. 回热型 S-CO₂ 循环基本性能分析与优化[J]. 热能动力工程, 2022, 37(7): 15–26.
JIN Qing-long, XIA Shao-jun, WU Zhi-xiang. Analysis and optimization of basic performance of regenerative S-CO₂ cycle [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(7): 15–26.
- [7] WANG S, LIU C, LI J, et al. Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system containing supercritical CO₂ Brayton cycle, organic Rankine cycle and absorption refrigeration cycle for gas turbine waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 221: 1–18.
- [8] ZHANG H, ZHAO H, LI Z. Waste heat recovery and water-saving modification for a water-cooled gas-steam combined cycle cogeneration system with absorption heat pump [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 180: 1129–1138.
- [9] KHAN Y, MISHRA R S. Performance evaluation of solar based combined pre-compression supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle [J]. International Journal of Green Energy, 2021, 18(2): 172–186.
- [10] WANG Q, WU W, LI D, et al. Thermodynamic analysis and optimization of four organic flash cycle systems for waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 221: 1–15.

(姜雪梅 编辑)