

文章编号:0254-0096(2018)05-1255-08

# 太阳能热发电超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环性能理论研究

马月婧<sup>1</sup>, 潘利生<sup>2</sup>, 魏小林<sup>2</sup>, 李锐<sup>1</sup>, 史维秀<sup>1</sup>

(1. 北京建筑大学环境与能源工程学院, 北京 100044; 2. 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190)

**摘要:** 以超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环为研究对象, 针对太阳能, 建立理论分析模型, 研究循环性能受热源参数和运行参数的影响规律, 考察的熔盐进口温度范围为 350~600 °C, 吸热压力范围为 10~50 MPa。结果表明: 熔盐进口温度和吸热压力是影响循环性能的重要参数; 循环热效率与熔盐进口温度存在正相关关系, 且随着吸热压力的增大存在极大值。在熔盐进口温度为 600 °C, 吸热压力为 28 MPa 时, 循环热效率达到极大值 0.352。

**关键词:** CO<sub>2</sub>; 布雷顿循环; 太阳能发电; 循环性能

**中图分类号:** TK12

**文献标识码:** A

## 0 引言

高效开发利用可再生能源越来越重要, 太阳能是最重要的可再生能源, 太阳能主要有光电和光热 2 种利用方式<sup>[1-3]</sup>。CO<sub>2</sub>具有无毒、不可燃、稳定、环境友好、成本低廉等优秀特性<sup>[4,5]</sup>。CO<sub>2</sub>动力循环应用领域广泛, 在太阳能光热发电领域具有很好的发展前景<sup>[3,6]</sup>。目前, 学者对 CO<sub>2</sub>动力循环以及太阳能热发电等相关内容展开了大量研究。天津大学较早进行了关于 CO<sub>2</sub>跨临界循环的研究, 主要针对制冷循环中的换热情况, 开展了理论分析和实验研究<sup>[7-9]</sup>。潘利生等<sup>[5,10]</sup>针对跨临界循环中 CO<sub>2</sub>工质很难被常规冷却水冷凝的问题, 分别提出一种混合工质(R290/CO<sub>2</sub>)跨临界动力循环以及一种新型 CO<sub>2</sub>跨临界动力循环, 并对这 2 种循环方式进行理论分析, 考察其循环性能。丁涛等<sup>[11]</sup>对比了几种常规工质与 CO<sub>2</sub>在理论上的循环热效率, 计算在指定工况下的 CO<sub>2</sub>跨临界朗肯循环的热效率。黄潇立等<sup>[12]</sup>提出一种复叠式分流循环, 并与再压缩循环定量分析比较, 评价超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环的热力学特性。谢永慧等<sup>[13]</sup>和帕尔默等<sup>[14]</sup>各提出一种太阳能加热与超临界 CO<sub>2</sub>循环联合动力的发电系统, 研究表明, 这 2 种系统均可提供稳定且高效率

的能源, 为动力循环开拓了新方向。Mecheri 等<sup>[15]</sup>针对煤炭发电, 提出一种超临界 CO<sub>2</sub>动力循环设计方案, 采取理论方法分析, 获得了较高的热效率。Brian 等<sup>[16]</sup>模拟太阳能资源的瞬态性变化, 考察对超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环的效率和损失的影响, 以及系统运行的稳定性。

本文建立太阳能热发电超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环性能理论分析模型, 以太阳能为热源, 采用熔盐为中间传热介质, 研究不同集热温度、运行工况下, 超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环的循环性能和循环参数变化规律, 寻求对实际运行有指导意义的工况及参数范围。

## 1 理论研究方法

在低温利用领域, 导热油是一种传统的中间传热介质, 广泛应用于各行业。在高温利用领域, 一般采用熔盐作为中间传热介质, 尤其在太阳能高温热利用领域具有较大优势。依据各自热物理性质, 每种熔盐具有不同的应用场合和适用温度范围<sup>[17]</sup>。实际应用中应根据需要, 选取不同熔盐体系。表 1 给出了几种常见熔盐和导热油的适用温度范围。

收稿日期: 2017-01-20

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFB0601504)

通信作者: 潘利生(1982—), 男, 博士、副研究员, 主要从事热能的高效转化利用方面的研究。panlisheng@imech.ac.cn

表 1 多种熔盐和导热油对比<sup>[17-19]</sup>

Table 1 Comparison of multiple molten salts and heat conduction oil<sup>[17-19]</sup>

类型	名称	成分	熔点/℃	适用范围/℃
三元混合熔盐	LNK 碳酸熔盐	(Li-Na-K) <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	404.89	450~800
	C <sub>12</sub>	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> :K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> :AX <sub>n</sub> 质量比(1:1.406:0.9667)	566.94	600~800
	D <sub>04</sub>	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> :K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> :CX <sub>n</sub> 质量比(1:1:0.7294)	394.85	450~800
二元混合熔盐	A 型	K <sub>2</sub> NO <sub>3</sub> :NaNO <sub>2</sub> 质量比(40:60)	221	230~600
	B 型	K <sub>2</sub> NO <sub>3</sub> :NaNO <sub>2</sub> 质量比(55:45)	—	140~560
导热油	联苯加二苯醚混合物	联苯、二苯醚	12	350~400
	氢化三联苯	氢化三联苯	212	300~350

注:AX<sub>n</sub>,CX<sub>n</sub>专利保护,其成分以符号代替。

本文考察热源介质进口温度为 350~600 ℃,出口温度低至 200 ℃以下。考察热源介质温度变化范围大于一般中间传热介质适用温度范围,可按分段温度区间选取多种中间传热介质,在高温工况下采用高温熔盐,在低温工况下采用低温熔盐或低温导热油。在研究过程改变热源介质种类及热物性会使理论对比分析缺乏公平性,因此本文采用 LNK 高温熔盐,其密度和比热容按照式(1)和式(2)进行计算<sup>[19]</sup>,当考察温度超出其适用范围时,采用外延法获得比热容和密度。

$$\begin{cases} c_p = 0.34708 + 0.0026T, 560 \text{ K} < T \leq 703.4 \text{ K} \\ c_p = -3.32459 + 0.0078T, 703.4 \text{ K} < T \leq 1020 \text{ K} \end{cases} \quad (1)$$

$$\rho = 2430.2 - 0.4347T \quad (2)$$

在理论分析中,指定如下参数:热源介质采用 LNK 熔盐,熔盐进口温度为 350~600 ℃,熔盐流量为 10 kg/s;冷却介质温度为 25 ℃,冷却介质比热容为 4.19 kJ/(kg·K),冷却介质密度为 1000 kg/m<sup>3</sup>,冷却压力为 8 MPa,冷却终温为 40 ℃;加热器窄点温差为 20 ℃,冷却器窄点温差为 10 ℃,回热器窄点温差为 15 ℃。若回热器中换热温差小于窄点温差,则不使用回热器;透平与压缩机等熵效率均为 0.85。

本文选择 CO<sub>2</sub> 为动力循环工质,但与 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环不同,工质放热处于超临界状态,无相变过程。图 1 为超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的温熵图。

图 2 为系统图,该系统主要由透平(汽轮机)、冷却器、压缩机、加热器、回热器等部分组成。采用 LNK 熔盐为热源传热介质,在加热器中将 CO<sub>2</sub> 升温至状态 1 点,进入汽轮机做功。从汽轮机出来的高温低压的 CO<sub>2</sub> 工质(状态 2 点),经回热器低温侧流

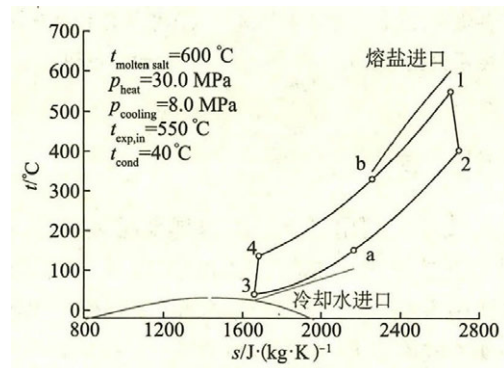


图 1 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环温熵图

Fig. 1 Schematic diagram of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle

体冷却后(状态 a 点),再由冷却器冷却至压缩机入口温度(状态 3 点),压缩机将低压的 CO<sub>2</sub> 工质加压至状态点 4,经回热器高温侧换热后高压 CO<sub>2</sub> 进入加热器(状态 b 点),形成循环做功。采用回热器回收循环过程中在汽轮机出口(状态 2 点)工质释放的热能,以加热从压缩机中出来的流体工质(状态点 4),得以提高循环热效率。

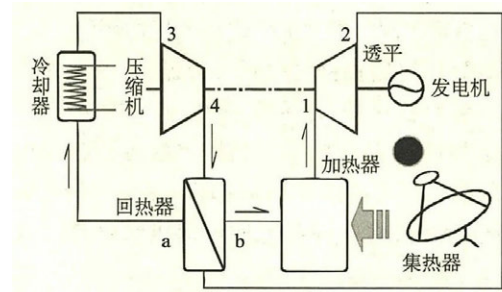


图 2 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环系统图

Fig. 2 Flow chart of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle

在理论研究过程中，物性数据来源于REFPROP 9.0<sup>[20]</sup>，理论研究模型框图如图3所示。

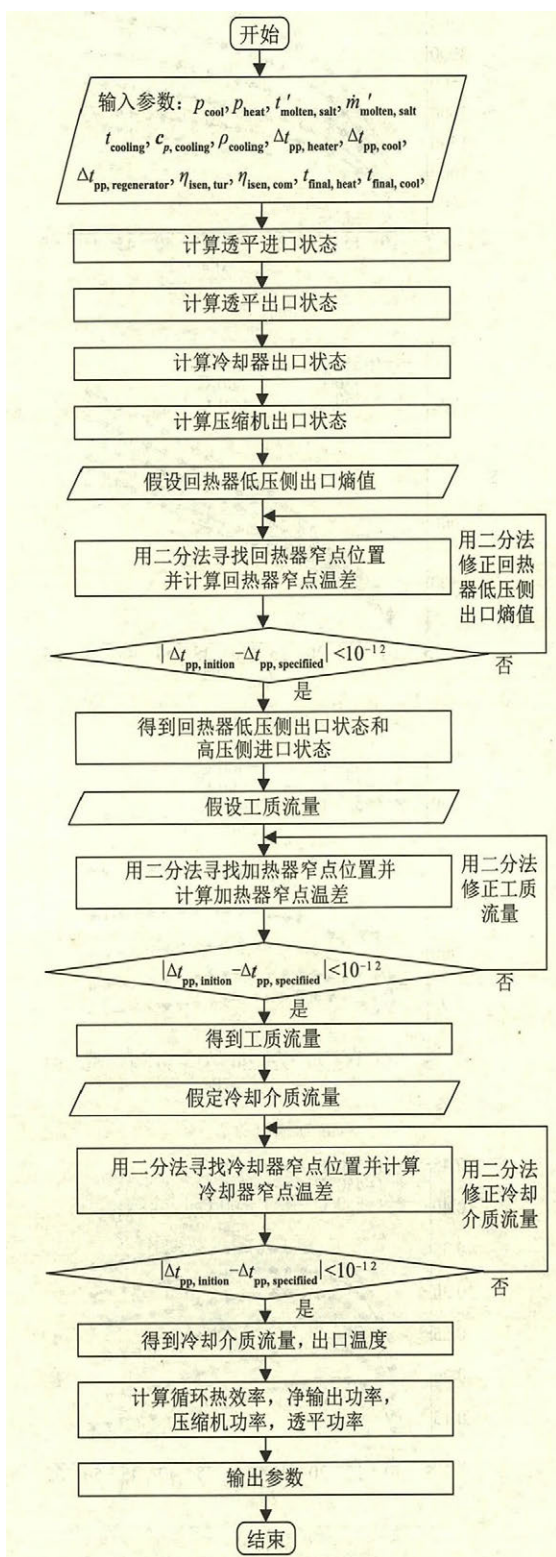


图3 计算程序流程图

Fig. 3 Flow chart of calculation process

在已知进口状态参数及等熵效率的前提下，汽轮机出口状态参数和压缩机出口状态参数分别根据式(3)、式(4)获得。循环净输出功率和循环热效率由式(5)和式(6)确定。

$$\eta_{isentur} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,isen}} \quad (3)$$

$$\eta_{isecom} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4,isen} - h_3} \quad (4)$$

$$P_{net} = P_{tur} - P_{com} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{P_{net}}{Q_{heater}} \quad (6)$$

## 2 理论研究结果

本节研究了超临界CO<sub>2</sub>加热器熔盐出口温度、CO<sub>2</sub>质量流量、透平功率、压缩机功率、净输出功率、热效率、冷却介质出口温度、冷却介质流量随熔盐进口温度和吸热压力的变化规律。如图4所示，熔盐出口温度随吸热压力的增大而降低，随超临界加热器熔盐进口温度的升高而升高。熔盐出口温度受回热器高压侧工质出口温度影响。随吸热压力的增大，汽轮机出口工质温度降低，回热器中高压侧工质出口温度降低，从而在保持窄点温差不变的情况下，熔盐出口温度随吸热压力增大而降低。当吸热压力不变，随着熔盐进口温度的升高，熔盐流量不变，熔盐出口温度升高。当熔盐进口温度为350和400℃时，随着汽轮机出口工质温度的不断降低，当汽轮机出口温度与压缩机出口温度非常接近时(温差等于或小于设定的回热器窄点温差)，无需再采用回热器，此时熔盐出口温度由压缩机出口温度决定。在有回热器向无回热器转变时，熔盐出

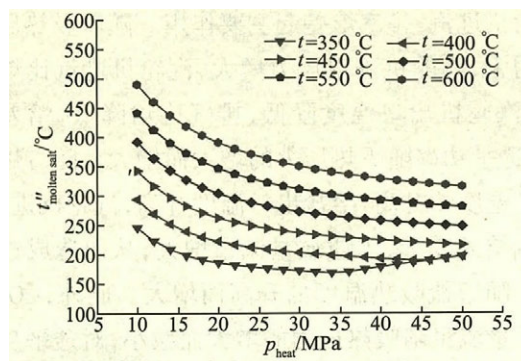


图4 熔盐出口温度的变化规律

Fig. 4 Variation of outlet temperature of molten salt

口温度降低,进一步增大吸热压力,压缩机出口温度升高,导致熔盐出口温度开始升高,造成熔盐进口温度为 350 和 400 °C 的 2 条曲线存在极小值。

如图 5 所示,CO<sub>2</sub>工质质量流量随吸热压力的增大而减小,随熔盐进口温度的升高而增大。CO<sub>2</sub>工质质量流量主要受熔盐出口温度影响,即变化趋势与熔盐出口温度变化趋势相似,随吸热压力的增大而降低。当吸热压力保持不变时,随着熔盐进口温度的升高,工质焓差变大,从而造成 CO<sub>2</sub>工质质量流量随熔盐进口温度的升高而减小。随着汽轮机出口工质温度的不断降低,熔盐进口温度为 350 和 400 °C 的 2 条 CO<sub>2</sub>工质质量流量曲线,存在极小值,极小值原理同图 4。

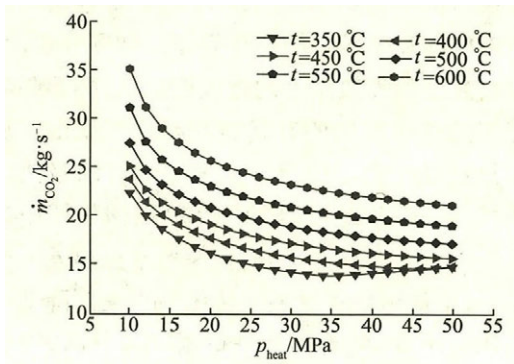
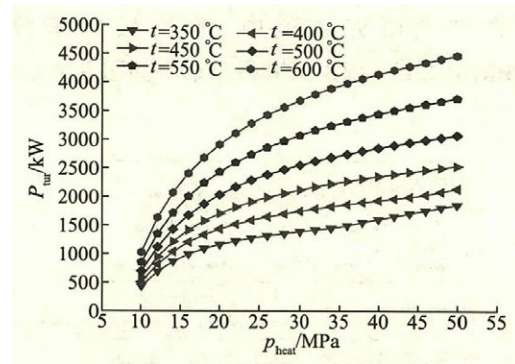
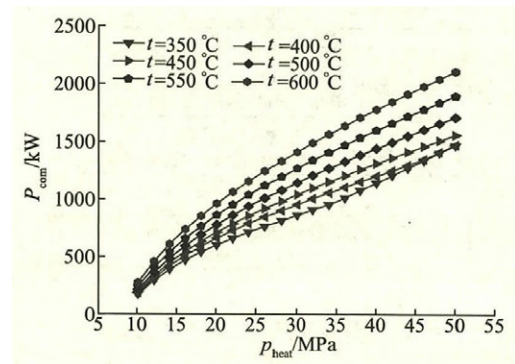


图 5 CO<sub>2</sub>质量流量的变化规律  
Fig. 5 Variation of CO<sub>2</sub> mass flow rate

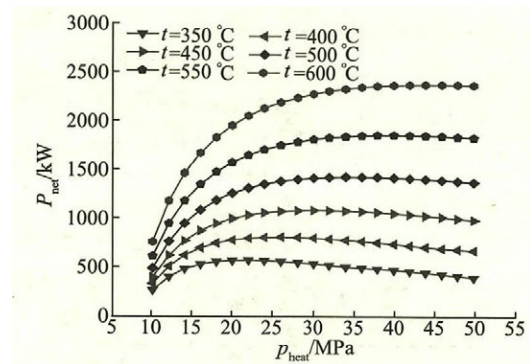
如图 6a 所示,透平功率随吸热压力的增大而增大,随熔盐吸热温度的升高而增大。透平功率与汽轮机进汽、排汽焓差和工质质量流量有关,其中汽轮机进汽、排汽焓差起主要作用。随着吸热压力的增大,汽轮机进口压力增大,汽轮机进汽比焓增大;汽轮机出口温度降低,排气比焓降低,焓差增大,透平功率随吸热压力的增大而增大。随着熔盐进口温度的升高,熔盐出口温度升高,汽轮机进汽、排汽焓差变大,工质质量流量增大,从而造成透平功率随熔盐吸热温度的升高而增大。此外,CO<sub>2</sub>工质质量流量随吸热压力的增大而减小,对透平功率变化影响较小,考察范围扩大后透平功率可能会有极大值。



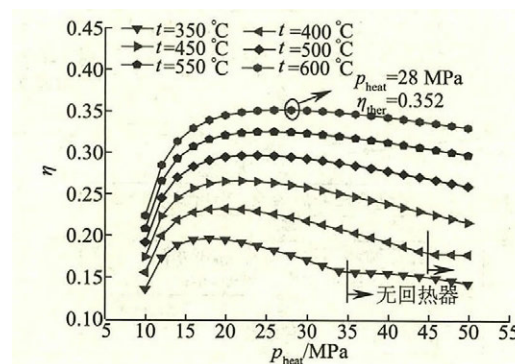
a. 透平功率



b. 压缩机功率



c. 净输出功率



d. 热效率

图 6 循环性能的变化

Fig. 6 Variation of cycle performance

如图 6b 所示,压缩机功率随吸热压力的增大而增大,随熔盐吸热温度的升高而增大。压缩机功率与压缩机进、出口焓差和工质质量流量有关,其中压缩机进、出口焓差起主要作用。随着吸热压力的增大以及熔盐进口温度的升高,压缩机出口压力增大,进出口压差逐渐增大,压缩机焓差变大,压缩机功率呈增大趋势。随着熔盐进口温度的升高,熔盐出口温度升高,压缩机进、出口焓差变大,工质质量流量增大,从而造成压缩机功率随熔盐吸热温度的升高而升高。CO<sub>2</sub>工质质量流量随吸热压力的增大而减小,对压缩机功率变化影响较小,考察范围扩大后压缩机功率可能会有极大值。

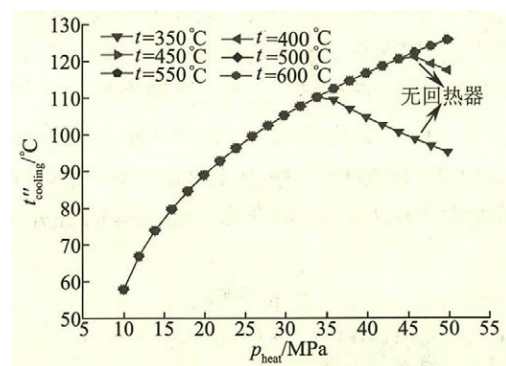
如图 6c 所示,随着吸热压力的增大,循环净输出功率存在极大值。在循环热效率和加热器中工质吸热量的共同影响下,随着吸热压力的增大,加热器工质吸热量随之增大,循环热效率增大,循环净输出功率增大,存在极大值。其中循环热效率为主要影响因素,循环净输出功率随吸热压力的变化趋势与循环热效率随吸热压力的变化趋势相似。在熔盐进口温度为 600 °C,当吸热压力为 44 MPa 时,循环净输出功率出现极大值,可达到 2367.9 kW。

如图 6d 所示,随着吸热压力的增大,循环热效率增大,存在极大值。随着吸热压力的增大,工质平均吸热温度升高,工质平均放热温度降低,循环热效率增大;同时,随着吸热压力的增大,回热器高压侧出口温度 b 点温度不断降低,使吸热温度降低,从而造成循环热效率增大至极大值后,开始减小。在熔盐进口温度为 600 °C,当吸热压力为 28 MPa 时,循环热效率可达到 0.352。当熔盐进口温度为 350 °C 和 400 °C,在吸热压力大于 30 MPa 后,循环性能曲线出现突变点。这是由于回热器高压侧出口温度 b 点温度持续降低,当温度与压缩机出口温度非常接近时(温差等于或小于设定的回热器窄点温差),无需再采用回热器。此时循环性能按无回热器考虑,有回热时的循环热效率显著高于无回热的循环热效率,则循环效率会突然减小,形成突变点,并且随熔盐进口温度的升高,突变点位置后移。

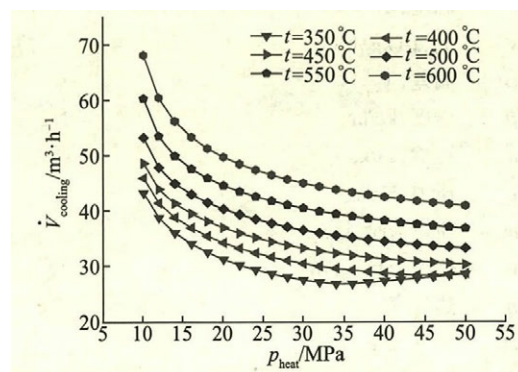
如图 7a 所示,冷却介质出口温度随吸热压力的增大而升高,存在突变点。随着吸热压力的增大,冷却介质入口位置 a 点温度升高,由于冷却器中窄点温度不变,窄点位置升高,冷却介质出口温

度随着 a 点温度的升高而升高。当熔盐进口温度为 350 °C 和 400 °C,吸热压力大于 30 MPa 后,循环性能曲线出现突变点,突变点原因同图 6d。此后,冷却介质出口温度随汽轮机排气温度的降低而降低,并且随着熔盐进口温度的升高,突变点位置也之后移。

如图 7b 所示,冷却介质流量随吸热压力的增大而减小。冷却介质流量和冷却介质放热量、冷却介质出口温度以及 CO<sub>2</sub>工质质量流量等影响因素有关。单位冷却介质放热量可由曲线以下面积表示。随着吸热压力的增大,冷却介质入口 a 点位置升高,曲线以下面积随之增大,即单位冷却介质放热量增大;冷却介质出口温度随吸热压力增大而升高;CO<sub>2</sub>工质质量流量随吸热压力的增大而减小。其中冷却介质出口温度以及 CO<sub>2</sub>工质质量流量对冷却介质流量的影响占主要地位。因此,冷却介质流量随吸热压力的增大而减小。随着汽轮机出口工质温度的不断降低,熔盐进口温度为 350 °C 和 400 °C 的两条冷却介质流量曲线,出现极小值,原理同图 4。



a. 冷却介质出口温度



b. 冷却介质流量

图7 冷却介质参数的变化

Fig. 7 Variation of parameters of the cooling fluid

对于太阳能热发电,追求最高热效率,当吸热压力为 28 MPa,熔盐进口温度为 600 ℃,循环热效率达到最大值 0.352,此时,热源介质出口温度为 365.4 ℃,CO<sub>2</sub>工质流量为 23.5 kg/s,透平功率为 3562.4 kW,压缩机功率为 1329.3 kW,循环净输出功率为 2233.2 kW,冷却介质出口温度为 102.4 ℃,冷却介质流量为 45.7 m<sup>3</sup>/h。

### 3 结 论

本文以超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环为研究对象,针对太阳热能进行理论分析研究,考察了循环性能和运行参数的变化规律,计算工况熔盐温度为 350~600 ℃,吸热压力为 10~50 MPa,研究结果表明:

1)超临界 CO<sub>2</sub>布雷顿循环中,热效率和循环净输出功率与熔盐进口温度存在正相关关系,随着吸热压力的增大,存在极大值。在熔盐进口温度为 600 ℃,吸热压力为 28 MPa 时,循环热效率可达到 0.352,此时净输出功率 2233.2 kW。在熔盐进口温度为 600 ℃,吸热压力为 44 MPa 时,净输出功率极大值为 2367.8 kW。

2)对于太阳能热发电,追求最高热效率,当吸热压力为 28 MPa,熔盐进口温度为 600 ℃,循环热效率达到最大值 0.352,此时,热源介质出口温度为 365.4 ℃,CO<sub>2</sub>工质流量为 23.5 kg/s,透平功率为 3562.4 kW,压缩机功率为 1329.3 kW,冷却介质出口温度为 102.4 ℃,冷却介质流量为 45.7 m<sup>3</sup>/h。

#### 符号表

$c$	比热容, kJ/(kg·K)
$T$	温度, K
$t$	温度, ℃
$s$	熵, J/(kg·K)
$\Delta t$	温差, ℃
$\rho$	密度, kg/m <sup>3</sup>
$h$	比焓, kJ/kg
$p$	压力, MPa
$\dot{m}$	质量流量, kg/s
$\dot{v}$	体积流量, m <sup>3</sup> /h
$\eta$	热效率
$P$	功率, kW
$Q$	吸热量, kW
下标	
heat	加热

cool	冷却
molten salt	熔盐
cooling	冷却介质
tur	透平
com	压缩机
heater	加热器
cooler	冷却器
regenerator	回热器
net	净输出
$p$	定压
isen	等熵
initiation	初始化
specified	指定
pp	窄点
final	终点
1, 2, 3, 4, a, b	超临界动力循环状态点
上标	
'	入口
"	出口

#### [参考文献]

- [1] 许志龙. 聚光型太阳能光电光热一体化装置[J]. 太阳能学报, 2011, 32(1): 83—88.
- [1] Xu Zhilong. Research on the integration device of focus-solar photoelectricity and photothermic[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2011, 32(1): 83—88.
- [2] 倪明江, 骆仲泐, 寿春晖, 等. 太阳能光热光电综合利用[J]. 上海电力, 2009, (1): 1—7.
- [2] Ni Mingjiang, Luo Zhongyang, Shou Chunhui, et al. Integrated utilization for solar photovoltaic-thermal and generation[J]. Shanghai Electric Power, 2009, (1): 1—7.
- [3] 吴毅, 王佳莹, 王明坤, 等. 基于超临界CO<sub>2</sub>布雷顿循环的塔式太阳能集热发电系统[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 108—113.
- [3] Wu Yi, Wang Jiaying, Wang Mingkun, et al. A towered solar thermal power plant based on supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 108—113.
- [4] 潘利生, 魏小林, 李博. CO<sub>2</sub>跨临界动力循环性能理论及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(3): 478—481.
- [4] Pan Lisheng, Wei Xiaolin, Li Bo. Theoretical and experimental study on performance of CO<sub>2</sub> transcritical power cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(3): 478—481.

- [5] 潘利生, 魏小林, 史维秀. 一种新型CO<sub>2</sub>跨临界动力循环理论研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(6): 1182—1185.
- [5] Pan Lisheng, Wei Xiaolin, Shi Weixiu. Theoretical investigation on a novel CO<sub>2</sub> transcritical power cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(6): 1182—1185.
- [6] 陈海生, 谭春青, 刘佳, 等. 带蓄热的超临界CO<sub>2</sub>太阳能热发电系统[P]. 中国: 201010277740, 2010-09-08.
- [6] Chen Haisheng, Tan Chunqing, Liu Jia, et al. A solar thermal power generation system intergrated with energy storage using supercritical CO<sub>2</sub> as working fluid[P]. China: 201010277740, 2010-09-08.
- [7] Liu Shengchun, Ma Yitai, Liu Qiujun. Theoretical and experimental study for gas cooler of CO<sub>2</sub> water cooler[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2008, 8(1): 64—68.
- [8] 马一太, 杨俊兰, 管海清. 二氧化碳跨临界循环放热过程换热性能研究[J]. 流体机械, 2004, 32(7): 41—45.
- [8] Ma Yitai, Yang Junlan, Guan Haiqing. Study of heat transfer performance for heat rejection process in transcritical carbon dioxide cycle[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(7): 41—45.
- [9] 马一太, 魏东, 王景刚, 等. 跨临界制冷循环中应用两相螺杆膨胀机的理论分析[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(2): 137—140.
- [9] Ma Yitai, Wei Dong, Wang Jinggang, et al. A theoretical analysis of the application of the two-phase flow screw expander in CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(2): 137—140.
- [10] Pan Lisheng, Wei Xiaolin, Shi Weixiu. Performance analysis of a zeotropic mixture (R290/CO<sub>2</sub>) for transcritical power cycle[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2015, 23(3): 572—577.
- [11] 丁涛, 梁立军, 李震. 以二氧化碳为工质的朗肯循环特性分析[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(2): 410—413.
- [11] Ding Tao, Liang Lijun, Li Zhen. Analytics of Rankine cycle system using CO<sub>2</sub> as working fluid[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(2): 410—413.
- [12] 黄潇立, 王俊峰, 臧金光. 超临界二氧化碳布雷顿循环热力学特性研究[J]. 核动力工程, 2016, 37(3): 34—38.
- [12] Huang Xiaoli, Wang Junfeng, Zang Jinguang. Thermodynamic analysis of coupling supercritical carbon dioxide Brayton cycles [J]. Nuclear Power Engineering, 2016, 37(3): 34—38.
- [13] 谢永慧, 陈会勇, 张获. 一种利用太阳能的燃气—超临界二氧化碳联合动力发电系统[P]. 中国: 201410494094, 2014-09-24.
- [13] Xie Yonghui, Chen Huiyong, Zhang Di. A combined supercritical carbon dioxide power generation system using solar energy and gas [P]. China: 201410494094, 2014-09-24.
- [14] 帕尔默 M R, 菲特维特 J E, 弗里德 D A, 等. 混合矿物燃料和太阳能加热超临界二氧化碳发电系统和方法[P]. 中国: 201280066893, 2012-11-09.
- [14] Palmer M R, Buffett Corvette J E, Friedrich D A, et al. A supercritical carbon dioxide power generation systems and methods using mixed mineral fuel and solar energy [P]. China: 201280066893, 2012-11-09.
- [15] Mecheri M, Moullec Y L. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. Energy, 2016, 103(3): 758—771.
- [16] Iverson B D, Conboy T M, Pasch J J, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for solar-thermal energy [J]. Applied Energy, 2013, 111(4): 957—970.
- [17] 尹辉斌, 丁静, 杨晓西, 等. 碳酸熔盐传热蓄热材料的制备与热性能[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(5): 952—956.
- [17] Yin Huibin, Ding Jing, Yang Xiaoxi, et al. Preparation and thermal properties of molten carbonate salt materials with heat transfer and storage[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(5): 952—956.
- [18] 汪琦, 俞红啸, 张慧芬. 熔盐和导热油蓄热储能技术在光热发电中的应用研究[J]. 工业炉, 2016, 38(3): 34—38.
- [18] Wang Qi, Yu Hongxiao, Zhang Huifen. Application research of molten salt and heat conduction oil regenerative energy storage technology in solar-thermal power generation[J]. Industrial Furnace, 2016, 38(3): 34—38.
- [19] 廖敏, 魏小兰, 丁静, 等. LNK 碳酸熔盐热物性能研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(7): 863—867.
- [19] Liao Min, Wei Xiaolan, Ding Jing, et al. Preparation and experimental investigation for LNK carbonate molten salts[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2010, 31(7): 863—867.
- [20] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST

Standard Reference Database 23, Reference Fluid  
Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP),

version 9.0 [DB], National Institute of Standards and  
Technology, 2010.

## THEORETICAL INVESTIGATION ON PERFORMANCE OF SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> BRAYTON CYCLE FOR SOLAR THERMAL POWER GENERATION SYSTEM

Ma Yuejing<sup>1</sup>, Pan Lisheng<sup>2</sup>, Wei Xiaolin<sup>2</sup>, Li Rui<sup>1</sup>, Shi Weixiu<sup>1</sup>

(1. School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China;

2. State Key Laboratory of High-temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China)

**Abstract:** With supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle as the research object, a theoretical analysis model was established for solar thermal energy. It was investigated how the heat source parameters and operating parameters influence the cycle performance by the obtained model. In that analysis, the heat source temperature varies from 350 to 600 °C, while the pressure of the supercritical CO<sub>2</sub> is in the range from 10 to 50 MPa as absorbing heat energy. The results indicated that heat source temperature and operating pressure play a significant role in determining the cycle performance. There is a positive correlation between heat source temperature and the thermal efficiency. In addition, there was a peak value of cycle thermal efficiency as increasing the operating pressure. In the condition with the heat source temperature of 600 °C and operating pressure of 28 MPa, the maximum thermal efficiency of the supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle can reach 0.352.

**Keywords:** CO<sub>2</sub>; Brayton cycle; solar thermal power; cycle performance