

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212297

超临界二氧化碳燃煤发电系统 热力性能分析

韩中合^{1,2}, 白亚平^{1,2}, 陈东旭^{1,2}, 郭董阳^{1,2}, 李鹏^{1,2}

(1. 华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北 保定 071003;

2. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

[摘要] 基于热力学第一、第二定律, 针对超临界二氧化碳(S-CO₂)再压缩循环、再压缩再热循环、部分冷却循环、部分冷却再热循环燃煤发电系统, 采用 MATLAB 软件分别进行参数计算与分析。随后分别讨论了分流系数, 主压缩机出口、入口压力对系统循环效率、各设备及系统焓效率的影响, 并对 4 种循环系统进行了对比分析。结果表明: 不同循环布局下或同一循环布局, 不同运行参数下, 循环效率随相同参数的变化规律不同; 分流系数存在使循环效率、焓效率达到最高的最优值, 主压缩机出口、入口压力与分流系数对循环效率的影响存在耦合关系; 对于不同参数变化, 系统焓效率主要受不同设备焓效率的影响; 再热可提高系统循环效率和焓效率, 有部分冷却的循环对参数变化敏感度相对较低。

[关键词] 超临界二氧化碳; 燃煤发电系统; 循环布局; 循环效率; 焓效率

[引用本文格式] 韩中合, 白亚平, 陈东旭, 等. 超临界二氧化碳燃煤发电系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 81-92. HAN Zhonghe, BAI Yaping, CHEN Dongxu, et al. Thermal performance analysis of supercritical carbon dioxide coal-fired power generation system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 81-92.

Thermal performance analysis of supercritical carbon dioxide coal-fired power generation system

HAN Zhonghe^{1,2}, BAI Yaping^{1,2}, CHEN Dongxu^{1,2}, GUO Dongyang^{1,2}, LI Peng^{1,2}

(1. Hebei Key Laboratory of Low-carbon and Efficient Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

2. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Based on the first and second laws of thermodynamics, parameters of the supercritical carbon dioxide (S-CO₂) recompression cycle, recompression reheat cycle, partial cooling cycle, partial cooling reheat cycle coal-fired power generation system were calculated and analyzed by using MATLAB software. Then, the impact of shunt coefficient, outlet and inlet pressure of the main compressor on the system circulation efficiency, equipment and exergy efficiency of the system were discussed respectively, and the four types of circulation systems were compared and analyzed. The results show that the cycle efficiency varies with the same parameters under different cycle layout or the same cycle layout and different operating parameters. There is a shunt coefficient for exergy efficiency and exergy efficiency to reach an optimal value. There is a coupling relationship between the influence of outlet and inlet pressure of the main compressor and the shunt coefficient on the circulation efficiency. For different parameter changes, exergy efficiency of system is mainly affected by exergy efficiency of different equipment. Reheat can increase circulation efficiency and exergy efficiency of the system, while some cooling cycles are relatively less sensitive to parameter changes.

Key words: supercritical carbon dioxide; coal-fired power generation system; cycle layout; cycle efficiency; exergy efficiency

收稿日期: 2022-12-14 网络首发日期: 2023-03-17

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2014BAA06B01)

Supported by: National Science and Technology Infrastructure Program (2014BAA06B01)

第一作者简介: 韩中合(1964), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为新能源及新循环工质开发利用, hanzhonghe@ncepu.edu.cn。

近年来,我国全力推进能源结构转型工作,燃煤机组在电力结构内的比重正在逐年下降^[1]。提高传统燃煤发电机组发电效率,以现有的水平已达到技术瓶颈,因此开发更加先进高效的热力循环发电技术成为能源领域研究的一大热点^[2]。超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环得到了诸多学者的关注^[3]。在高主气温度下,S-CO₂循环比传统蒸汽朗肯循环的循环效率更高^[4];CO₂腐蚀率低,更易突破高温材料的技术瓶颈^[5];同时,CO₂工质相对廉价,且获取途径较为广泛:综上,将S-CO₂循环应用于燃煤发电系统中的前景良好。

目前,关于S-CO₂布雷顿循环应用于核能、太阳能等发电领域的研究已较为成熟^[6-7],应用于燃煤发电领域的研究逐渐增多。Rahual等人^[8]基于10 MW透平研究的基础,设计了一套450 MW再压缩再热S-CO₂循环系统应用于燃煤电站。Mohammadi等人^[9]对S-CO₂燃煤发电系统应用焓分析法进行研究,得到了系统的节能潜力及内部焓损分布特点。Padilla等人^[10]对再压缩再热S-CO₂循环系统进行熵分析。Sharma等人^[11]对S-CO₂再压缩再生循环船用燃气轮机系统进行热力性能分析与优化,研究了主要设计参数影响系统整体性能的规律。Thanganadar等人^[12]分别对4种S-CO₂循环系统进行了分析,并在此基础上与目前最先进的传统蒸汽朗肯循环系统进行比较,结果表明S-CO₂循环系统效率高3%~4%。张一帆等^[13]利用Fortran语言编写计算程序研究S-CO₂燃煤发电系统关键参数对循环效率影响的变化规律,并与传统蒸汽朗肯循环对比。陈渝楠等^[14]利用Aspen Plus软件建立了600 MW燃煤S-CO₂再压缩常规、多级压缩以及二次再热发电系统模型,得到了影响系统性能的主要因素。黄潇立等^[15]基于热力学第一定律对S-CO₂循环的热力学特性进行了分析研究,并与常规蒸汽朗肯循环进行对比研究。赵世飞等^[16]采用EBSILON软件建立了1 000 MW燃煤S-CO₂发电系统模型,基于此研究了系统能流和焓损分布特性,讨论了不同热力参数影响系统热力性能的规律。陈玮等^[17]对50 MW级小型S-CO₂燃煤发电系统进行了全局设计,研究了透平入口参数对再压缩与再热循环的系统性能的影响,并进行了对比分析。左成艺等^[18]研究了500 kW燃煤S-CO₂再压缩发电系统内各循环参数对循环热效率的影响及分流系数的影响,并进行了参数优化。

基于此,本文基于热力学第一、第二定律建立

4种循环系统数学模型,并采用MATLAB软件进行参数计算与分析,分别讨论分流系数,主压缩机出口、入口压力对系统循环热效率、各设备及系统焓效率的影响规律,对4种循环系统进行对比分析。

1 系统描述

1.1 系统结构

以S-CO₂再压缩循环、S-CO₂再压缩再热循环、S-CO₂部分冷却循环、S-CO₂部分冷却再热循环为基础,分别构建4个S-CO₂燃煤发电系统,系统结构示意图分别如图1—图4所示。

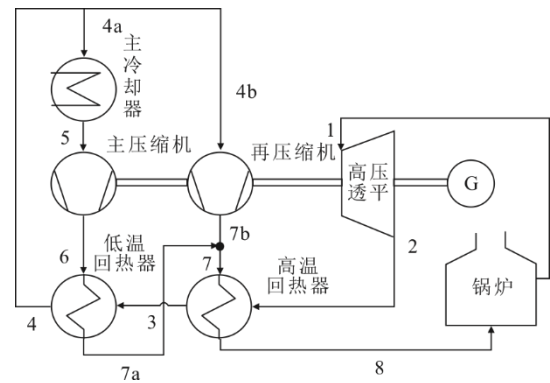


图1 S-CO₂再压缩循环

Fig.1 S-CO₂ recompression cycle

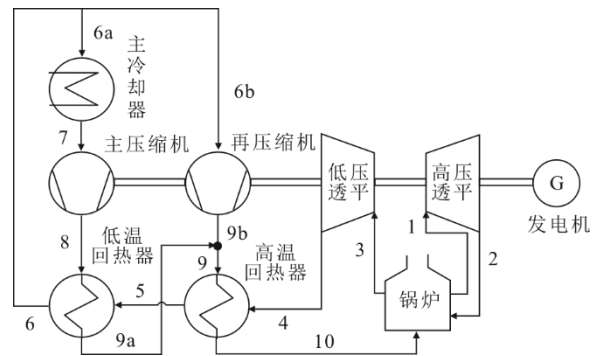


图2 S-CO₂再压缩再热循环

Fig.2 S-CO₂ recompression and reheat cycle

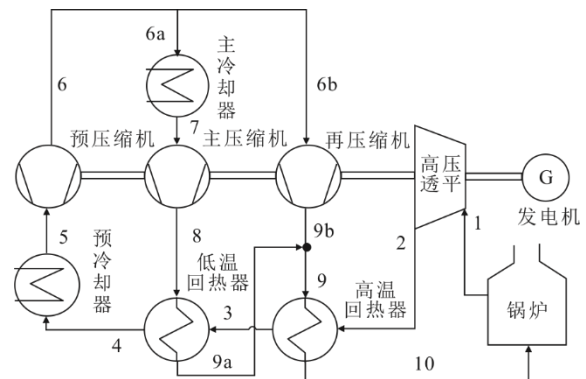


图3 S-CO₂部分冷却循环

Fig.3 S-CO₂ partial cooling cycle

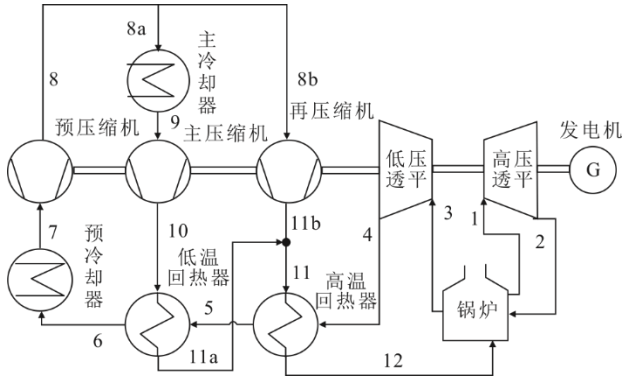


图4 S-CO₂部分冷却再热循环
Fig.4 S-CO₂ partial cooling and reheat cycle

1.2 系统假设

本文 CO₂ 物性参数通过 MATLAB 软件调用 REFPROP 函数确定, 数据来源于 REFPROP 软件调用 NIST 数据库。为便于计算, 做出以下假设:

- 1) 整个系统处于稳态, 净输出功率为 300 MW;
- 2) 环境温度为 25 °C, 环境压力为 0.101 MPa;
- 3) 冷却水参数为 25 °C/0.10 MPa, 其压降忽略不计;
- 4) 系统对外的散热损失忽略不计; 5) 工质重力势能、动能改变对系统的影响忽略不计; 6) 压缩机、回热器等设备间的管道压损忽略不计。

2 数学模型

采用 MATLAB 软件从质量及能量守恒角度建立 S-CO₂ 燃煤发电系统数学模型。

2.1 能量分析

2.1.1 压缩机、透平

基于假定的等熵效率计算压缩机、透平工质出口参数。压缩机出口工质实际比焓为^[19]:

$$h_{out,c} = h_{in,c} + \frac{h_{out0,c} - h_{in,c}}{\eta_{is,c}} \quad (1)$$

式中: $h_{in,c}$ 为压缩机入口工质实际比焓, kJ/kg; $h_{out0,c}$ 为压缩机出口工质理想比焓, kJ/kg; $\eta_{is,c}$ 为压缩机等熵效率, %。

对于单位质量的工质, 主压缩机耗功 w_{c1} 和再压缩机耗功 w_{c2} 分别为:

$$w_{c1} = (1-x)(h_{out,c} - h_{in,c}) \quad (2)$$

$$w_{c2} = x(h_{out,c} - h_{in,c}) \quad (3)$$

式中: x 为分流系数, 定义为循环总质量流量中工质分流入再压缩机的质量流量所占比率^[20]。

透平出口工质实际比焓为:

$$h_{out,t} = h_{in,t} - (h_{out0,t} - h_{in,t})\eta_{is,t} \quad (4)$$

式中: $h_{in,t}$ 为透平入口工质实际比焓, kJ/kg; $h_{out0,t}$ 为透平出口工质理想比焓, kJ/kg; $\eta_{is,t}$ 为透平等熵效率, %。

对于单位质量的工质, 透平耗功 w_t 为:

$$w_t = h_{in,h} - h_{out,t} \quad (5)$$

2.1.2 换热设备

换热设备能量平衡关系满足式(6)约束:

$$Q_e = m_{h,in}(h_{h,in} - h_{h,out}) = m_{c,in}(h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (6)$$

式中: Q_e 为换热设备总换热量, W; $m_{h,in}$ 为工质在热端的质量流量, kg/s; $h_{h,in}$ 、 $h_{h,out}$ 分别为热端入口和出口比焓, kJ/kg; $m_{c,in}$ 为工质在冷端的质量流量, kg/s; $h_{c,in}$ 、 $h_{c,out}$ 分别为冷端入口和出口比焓, kJ/kg。

为防止“夹点”问题的出现, 使回热器内部传热恶化, 设高温回热器 (HTR) 和低温回热器 (LTR) 最小换热温差为 Δt , 则满足以下约束关系式^[21]:

$$t_{h,out} = t_{c,in} + \Delta t \quad (7)$$

$$t_{h,in} - t_{c,out} \geq \Delta t \quad (8)$$

式中: $t_{h,in}$ 、 $t_{h,out}$ 分别为回热器热端进、出口温度, K; $t_{c,in}$ 、 $t_{c,out}$ 分别为回热器冷端进、出口温度, K。

2.1.3 系统性能

循环吸热量为:

$$q_b = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_2) \quad (9)$$

式中: h_i 为工质在状态点 i 的比焓, kJ/kg。

循环净功为:

$$w_{net} = \eta_g \times (w_t - w_{c1} - w_{c2}) \quad (10)$$

式中: η_g 为发电机效率, %。

系统循环热效率为:

$$\eta_t = w_{net} / q_b \quad (11)$$

循环工质总质量流量为:

$$m_0 = P / w_{net} \quad (12)$$

式中: P 为 S-CO₂ 循环系统净输出功率, kW。

最终, S-CO₂ 系统性能计算流程如图 5 所示。

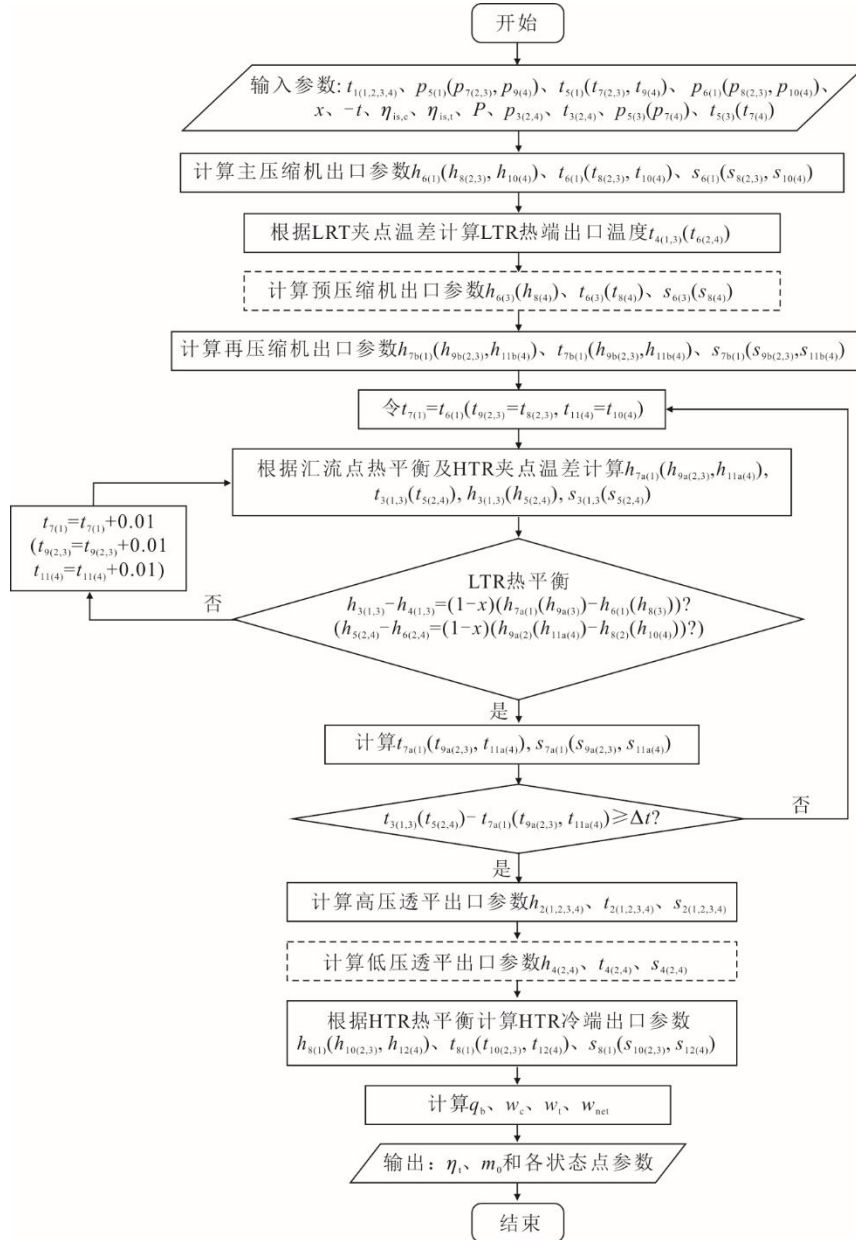
2.2 焓分析

以环境温度和压力为基准, S-CO₂ 工质在各状态点的焓为:

$$e_{x,i} = (h_i - h_0) - t_0(s_i - s_0) \quad (13)$$

式中: t_0 为环境温度, K; h_0 为工质环境状态对应的比焓, kJ/kg; s_i 为工质在状态点 i 的比熵, kJ/(kg·K); s_0 为工质环境状态对应的比熵, kJ/(kg·K)。

通过 REFPROP 软件查得本文假定的环境状态下工质的 $h_0=505.85$ kJ/kg, $s_0=2.74$ kJ/(kg·K)。



注：1—4 分别代表再压缩、再压缩再热、部分冷却和部分冷却再热循环；虚线框表示再压缩循环以外的循环计算流程所需步骤；以再压缩循环为例，汇流点热平衡条件为 $(1-x) \cdot h_{7a} + x \cdot h_{7b} = h_7$ 。

图 5 S-CO₂ 循环系统性能计算流程

Fig.5 S-CO₂ cycle system performance calculation flow chart

对于燃料煤，其比焓与低位发热量比值^[22]为：

$$\xi = 1.009 + \frac{0.131w_{ar}(O) + 0.16w_{ar}(M)}{1 - [w_{ar}(A) + w_{ar}(M)]} \quad (14)$$

式中： $w_{ar}(O)$ 、 $w_{ar}(A)$ 、 $w_{ar}(M)$ 分别为燃煤收到基中氧、水和灰分的质量分数，%。

燃料比焓为：

$$e_{x,f} = q_1 \cdot \xi \quad (15)$$

式中： q_1 为燃煤低位发热量。

本文选取文献[16]所用煤种，其煤质分析及低位发热量见表 1。

表 1 所用煤种煤质分析及低位发热量
Tab.1 Coal quality analysis and low calorific value of the coal

w/%								低位 发热量/ (kJ·kg ⁻¹)
C _{ar}	H _{ar}	O _{ar}	N _{ar}	S _{ar}	M _{ar}	A _{ar}	V _{daf}	
73.69	4.29	2.51	2.45	1.05	9.75	6.26	23.98	29 686

各设备焓损及焓效率分别为：

$$\Delta e_{ex,i} = \sum_{in} m_i e_{x,i} - \sum_{out} m_i e_{x,i} \quad (16)$$

$$\eta_{ex,i} = (\sum_{gain} m_i e_{x,i}) / (\sum_{invest} m_i e_{x,i}) \quad (17)$$

式中： $\sum_{in} m_i e_{x,i}$ 、 $\sum_{out} m_i e_{x,i}$ 、 $\sum_{gain} m_i e_{x,i}$ 、 $\sum_{invest} m_i e_{x,i}$ 分别

为设备的（流）输入焓总和、输出焓总和、收益焓总和及投入焓总和，kW。

以部分冷却再热循环为例，主要设备及系统焓效率计算模型^[23]见表 2。

表 2 主要设备及系统焓效率计算模型
Tab.2 The mathematical model for calculating exergy efficiency of main equipment and system

项目	计算模型
锅炉	$\eta_{ex,b} = \frac{m_0 e_{x,1} + m_0 e_{x,3} - m_0 e_{x,2} - m_0 e_{x,12}}{B e_{x,f}}$
高温回热器	$\eta_{ex,HTR} = \frac{m_0 e_{x,12} - m_0 e_{x,11}}{m_0 e_{x,4} - m_0 e_{x,5}}$
低温回热器	$\eta_{ex,LTR} = \frac{m_1 e_{x,11a} - m_1 e_{x,10}}{m_0 e_{x,5} - m_0 e_{x,6}}$
预冷却器	$\eta_{ex,P1} = \frac{m_0 e_{x,7}}{m_0 e_{x,6}}$
主冷却器	$\eta_{ex,P2} = \frac{m_1 e_{x,9}}{m_1 e_{x,8a}}$
系统	$\eta_{ex} = \frac{P}{B e_{x,f}}$

注： $e_{x,i}$ 为 S-CO₂ 工质在各状态点的焓，kJ/kg； m_1 为流经主压缩机的质量流量，kg/s； B 为锅炉的输入燃煤量，kg/s。

2.3 模型验证

以再压缩再热循环为例，将本文模型主要工况参数设置为与文献[19]相同进行对比，结果如图 6 所示。由图 6a)可见：主压缩机出口压力为 18 MPa 时循环效率平均误差为 0.39%，25 MPa 时为 0.13%；主压缩机入口压力为 7.6 MPa 时的循环效率平均误差为 0.23%，8.0 MPa 时为 0.43%。上述所有误差都在合理范围之内，说明本文模型合理可靠。

3 关键性能参数分析

本文以 300 MW S-CO₂ 机组为对象，基于上述数学模型，在 MATLAB 软件中编程建立 4 种不同循环布局的模型，分别从热力学第一定律、第二定律 2 个角度探究关键参数对机组的影响。系统关键热力学设计工况参数^[14,24-25]见表 3。

3.1 设计工况热力性能对比分析

设计工况下 4 个系统热力性能指标计算结果见表 4。由表 4 可以看出：4 个系统中，再压缩再热循环热效率最高，而部分冷却循环热效率最低，2 个系统循环热效率相差 2.59 个百分点；且 4 个系统循环热效率越高，系统焓效率也越高。增加再热可使系统循环效率提高约 1.1 百分点，焓效率提高约 0.7 百分点；无部分冷却系统较有部分冷却系统，循环效率约高 2.6 百分点，系统焓效率高约 2 百分点。在

设计工况下，再压缩再热循环相对最优，在相似条件下，不建议使用有部分冷却的循环。此外，从以上分析可以认为，再热是 S-CO₂ 燃煤发电系统结构布局优化的一个重要方向。

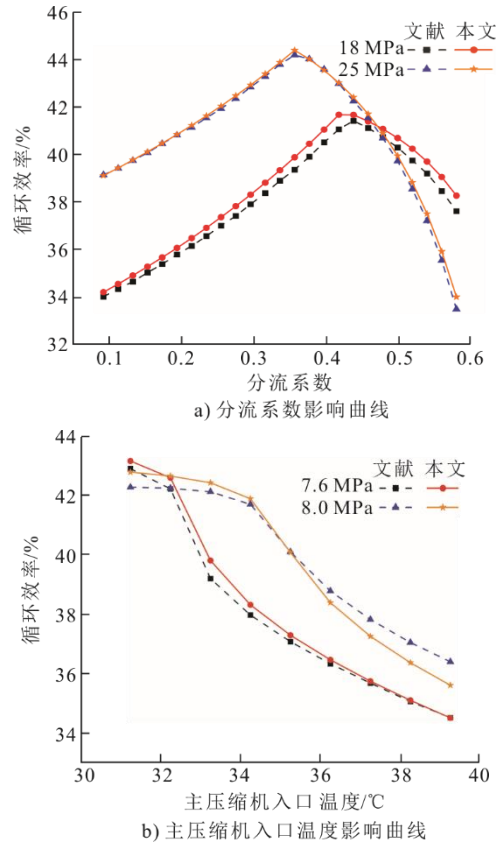


图 6 数学模型计算结果与文献[19]结果对比
Fig.6 The comparison between the calculation results of the mathematical model and those in literature [19]

表 3 系统关键热力学设计参数
Tab.3 Key thermodynamic design parameters of system

项目	数值
分流系数	0.36
透平入口温度/°C	600
主压缩机入口压力/MPa	7.6
主压缩机出口压力/MPa	25.0
主压缩机入口温度/°C	32
主、再、预压缩机效率/%	89
高、低压透平效率/%	93
发动机效率/%	99
锅炉效率/%	94
各设备压损/MPa	0.1
回热器最小换热温差/°C	5
发电功率/MW	300
再压缩再热循环	
再热温度 t_3 /°C	550
再热压力 p_3 /MPa	13.0
部分冷却循环	
预压缩机入口压力 p_5 /MPa	5.5
预压缩机入口温度 t_5 /°C	32
部分冷却再热循环	
再热温度 t_3 /°C	550
预压缩机入口压力 p_7 /MPa	5.5
再热压力 p_3 /MPa	13.0
预压缩机入口温度 t_7 /°C	32

表4 设计工况热力性能指标计算结果
Tab.4 Calculation result of thermodynamic performance index in design condition

项目	再压缩	再压缩再热	部分冷却	部分冷却再热
循环净功/(kJ·kg ⁻¹)	112.67	115.97	141.39	143.31
循环吸热量/(kJ·kg ⁻¹)	227.03	230.36	296.12	298.07
循环热效率/%	49.63	50.34	47.75	48.08
系统焓效率/%	52.58	53.34	50.59	50.94

3.2 热力学第一定律

3.2.1 分流系数影响分析

分流系数直接决定了工质流入压缩机及回热器冷端的质量流量，进而影响回热器和压缩机的运行情况。图7给出了在主压缩机出口压力分别为18、20、22、25 MPa时4个系统的循环效率随分流系数的变化曲线。

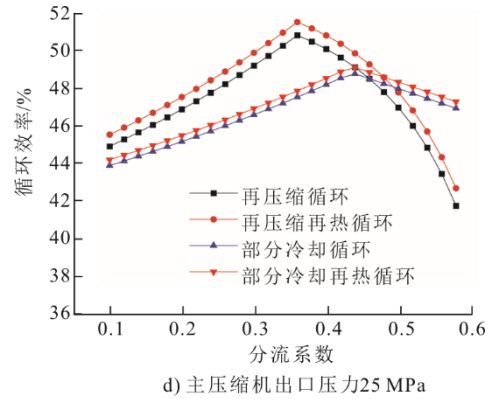
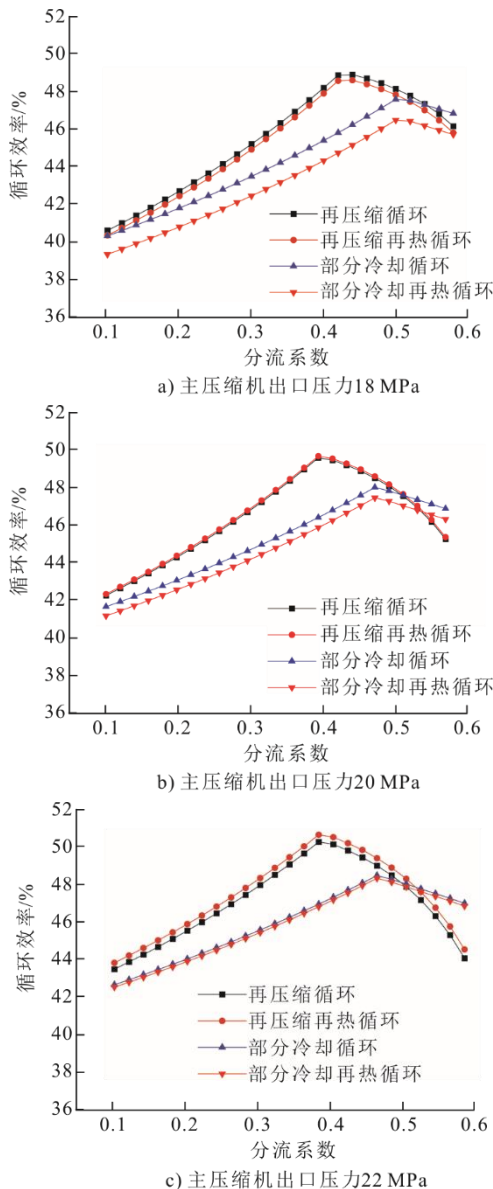


图7 分流系数对循环效率的影响

Fig.7 The influence of shunt coefficient on cycle efficiency

由图7可见，4个系统的循环效率变化曲线随着分流系数的增大均为前期上升后期下降。有部分冷却系统循环效率明显较低，但分流系数达到0.5左右时，其循环效率则变为较高。分流系数有1个最优值使系统循环效率达到峰值，为49%左右，且主压缩机出口压力越大，这个最优值越小，有部分冷却循环的最优值明显更大，在0.48左右。这主要是由于分流系数的值受低温回热器冷、热侧流体质量流量的影响，随着主压缩机出口压力的增大，低温回热器平均换热温差降低，使得冷侧流体质量流量增大，进而使得分流系数值变小。

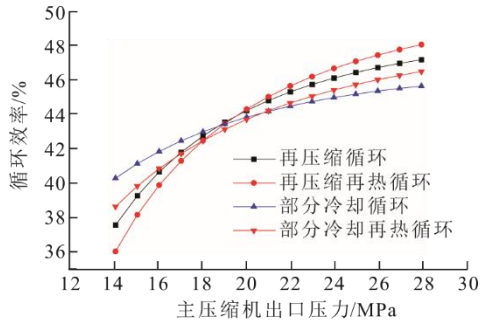
在最优化分流系数右侧，无部分冷却系统循环效率在主压缩机出口压力越大时，降低的速率越大；有部分冷却系统循环效率则降低幅度较小。这主要是由于循环增加了1次预冷和压缩过程，且回热器换热效力在最优化分流系数下达到最优。

3.2.2 主压缩机出口压力影响分析

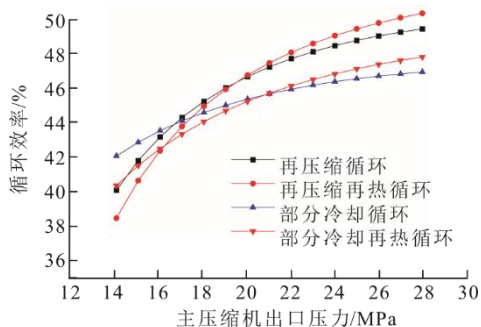
充分考虑系统沿程阻力损失，主压缩机出口压力是S-CO₂燃煤发电系统最高压力。图8给出了在分流系数分别为0.2、0.3、0.4、0.5、0.6时4个系统的循环效率随主压缩机出口压力的变化曲线。由图8可见，当分流系数为0.2或0.3时，4个系统的循环效率随着主压缩机出口压力的增大均单调升高，这主要是由于分流系数较低时，循环效率的变化主要受主压缩机出口压力影响。当分流系数为0.4时，无部分冷却的系统循环效率随主压缩机出口压力的增大前期上升后期下降，且维持在较高的水平线上，这是分流系数与主压缩机出口压力耦合作用的结果；而有部分冷却的系统循环效率变化曲线单调升高。当分流系数为0.5时，无部分冷却的系统循环效率随着主压缩机出口压力的增大下降明显；而有部分冷却系统的循环效率变化幅度较小，这主

要是由于其最优分流系数较大。综上可知，分流系数达到最优值时选取主压缩机出口压力最佳。

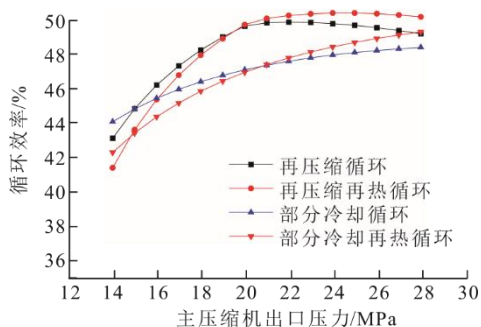
0.4、0.5 时 4 个系统的循环效率随主压缩机入口压力的变化曲线。



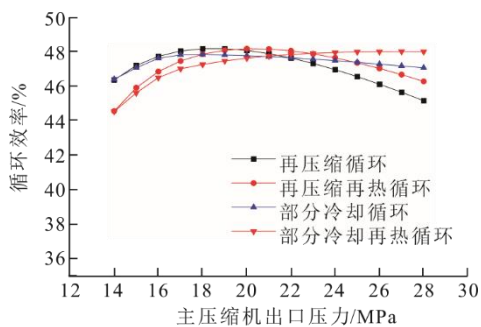
a) 分流系数0.2



b) 分流系数0.3



c) 分流系数0.4



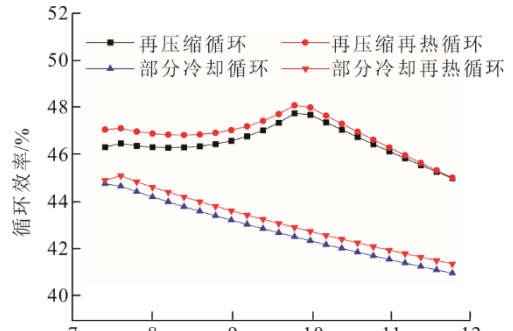
d) 分流系数0.5

图 8 主压缩机出口压力对循环效率的影响

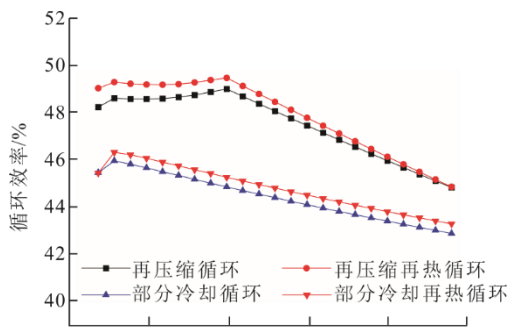
Fig.8 The influence of main compressor outlet pressure on cycle efficiency

3.2.3 主压缩机入口压力影响分析

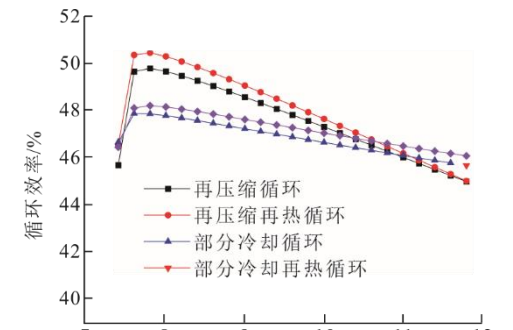
图 9 给出了在分流系数分别为 0.1、0.2、0.3、



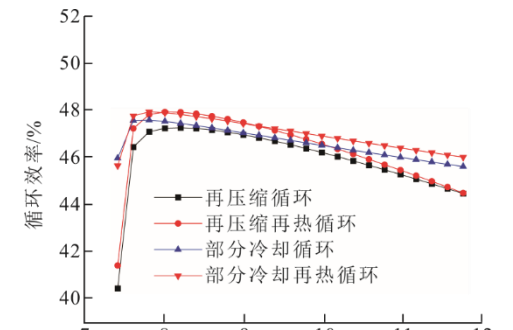
a) 分流系数0.2



b) 分流系数0.3



c) 分流系数0.4



d) 分流系数0.5

图 9 主压缩机入口压力对循环效率的影响

Fig.9 The influence of main compressor inlet pressure on cycle efficiency

由图 9 可见，在分流系数为 0.2、0.3 时，随着入口压力的增大，无部分冷却系统的循环效率波动变化，前期下降，中期上升，后期又下降，且循环效率明显更高。有部分冷却系统循环效率在达到 7.6 MPa 后单调降低。这主要是由于回热器在主压缩入口压力和分流系数共同作用下回热特性发生变化。在分流系数为 0.4、0.5 时，随着入口压力的增大，循环效率前期上升后期下降，且在入口压力小于 7.6 MPa（工质临界压力）时，由于工质的物性参数变化强烈，循环效率升高明显。主压缩机入口压力有 1 个最优值使循环效率达到峰值，为 7.8 MPa 左右。循环效率是受压缩机压比降低影响而降低。

3.3 热力学第二定律

3.3.1 焓损分析

在设计工况下，4 种循环布局系统各设备焓损占比如图 10 所示。由图 10 可见：4 种循环布局系统均为锅炉部位的焓损最大，均超过 70%；随后依次为冷却器、回热器和透平部位，压缩机部位则焓损很小，只有 2.6% 或 3.8%。

3.3.2 分流系数影响分析

图 11 给出了分流系数变化对系统焓效率及主要设备焓效率的影响规律。由图 11 可见，系统焓效率随着分流系数增大先升高后降低，与循环效率一致。有 1 个分流系数最优值，是系统焓效率达 52.5% 左右。高温回热器的焓效率随分流系数增大单调升高，且无部分冷却系统焓效率明显更高。在分流系数达到 0.44 后，有部分冷却系统焓效率基本不变。这主要是由于流经低温回热器冷端的质量流量随分流系数增加而降低，提高了冷端出口温度，进而高温回热器进口温度升高，降低了内部工质传热温差。低温回热器的焓效率随分流系数增大先升高后降低，存在 1 个峰值，此时低温回热器内平均传热温差最小。主冷却器的焓效率随分流系数增加单调降低，这主要是由于分流系数增大使低温回热器热端进口温度变高，提高了主冷却器进口温度，出口工质热量品位变高。当分流系数达到 0.36 后，有部分冷却系统的主冷却器焓效率降低更加迅速，这主要是由于受预压缩及预冷却影响，分流系数对主冷却器进口温度的提升有限。

3.3.3 主压缩机出口压力影响分析

图 12 给出了主压缩机出口压力变化对系统焓效率及主要设备焓效率的影响规律。

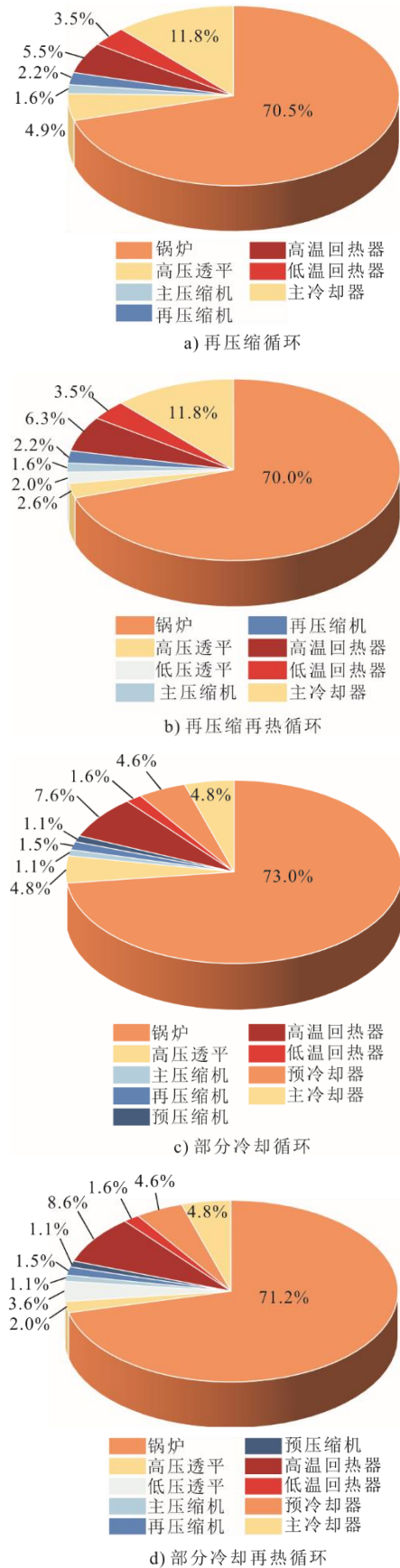


图 10 4 种循环布局系统各设备焓损占比
Fig.10 Exergetic loss ratio of equipment in four cyclic layout systems

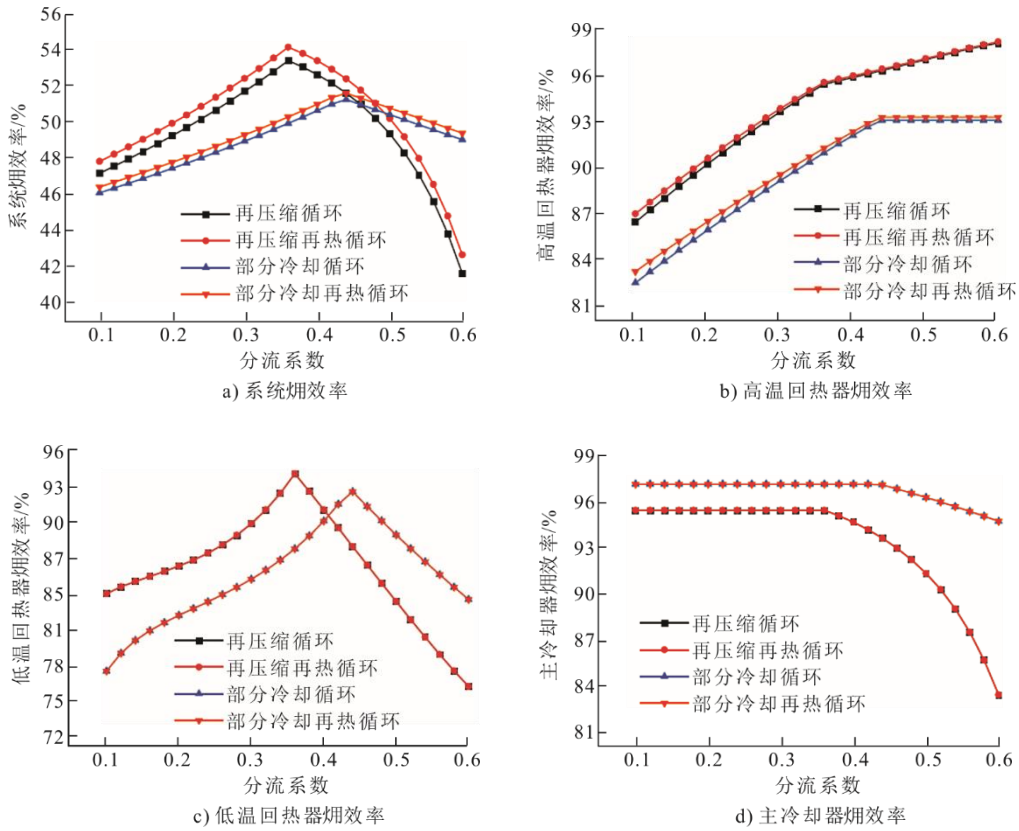


图 11 分流系数对系统及主要设备炯效率影响

Fig.11 Impact of shunt coefficient on exergy efficiency of the system and main equipments

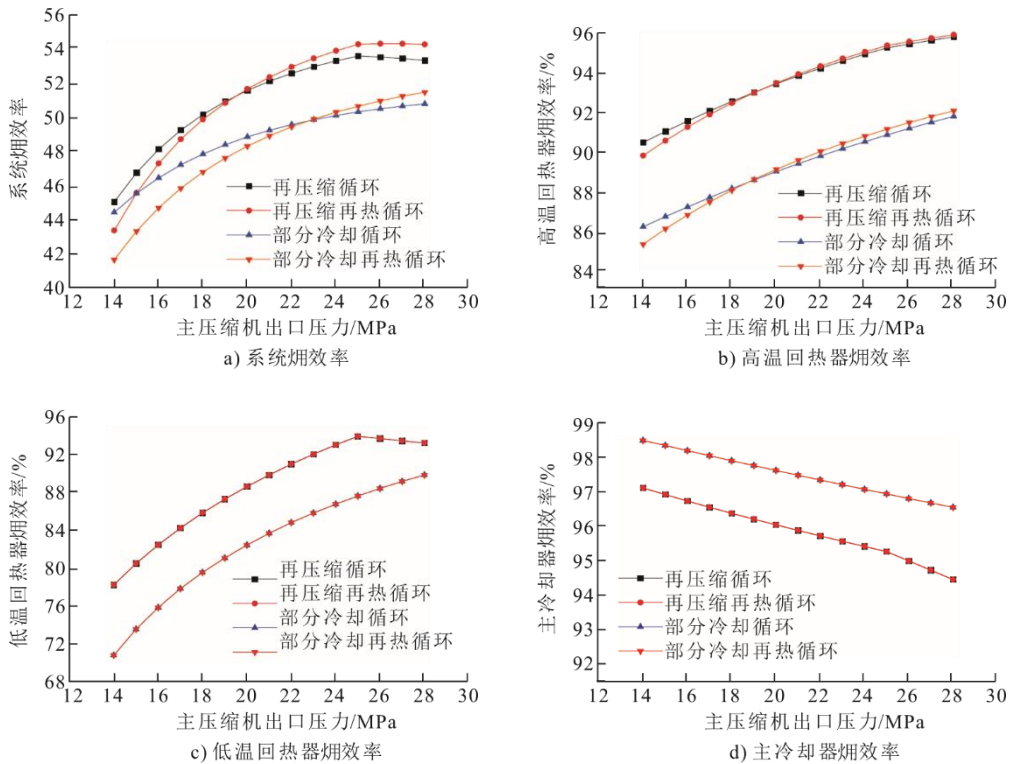


图 12 主压缩机出口压力对系统及主要设备炯效率影响

Fig.12 Impact of main compressor outlet pressure on exergy efficiency of the system and main equipments

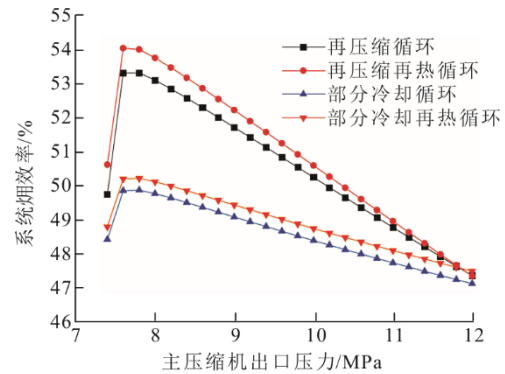
由图 12 可见, 无部分冷却的循环系统炯效率先升高后降低, 有部分冷却的循环系统炯效率则是逐步升高的。这是因为, 系统炯效率变化规律主要受低温回热器炯效率变化规律的影响, 这与循环效率变化规律一致: 高温回热器炯效率随主压缩机出口压力增加单调升高, 这主要是由于主、再压缩机出口温度随着压力的增大而升高, 同时透平出口温度变低, 回热器平均传热温差随之降低; 对于低温回热器炯效率, 无部分冷却系统先升高后降低, 有部分冷却系统逐步升高。这主要是由于, 对于无部分冷却的循环, 当压力达到 25 MPa 左右, 低温回热器内平均传热温差随压力增加而增大, 进而炯效率降低; 主冷却器炯效率随压力增大逐步降低, 这主要是由于其入口温度因低温回热器热端出口温度增大而增大。

从图 12 还可以看出, 再热对低温回热器及主冷却器炯效率无影响, 对系统炯效率影响较大, 这主要是由于系统炯效率是系统内各设备炯效率共同作用的结果。对于系统、高温、低温回热器, 无部分冷却系统的炯效率明显更高; 而对于主冷却器, 则是有部分冷却系统的炯效率明显更高。这主要是由于增加的一次预冷使其入口温度相对较低。

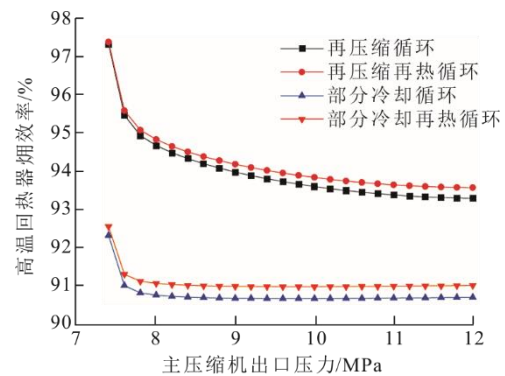
3.3.4 主压缩机入口压力影响分析

图 13 给出了主压缩机入口压力变化对系统炯效率及主要设备炯效率的影响规律。由图 13 可见: 系统炯效率在入口压力小于 7.6 MPa (临界压力) 时明显增加, 大于 7.6 MPa 时逐步降低; 在 7.6 MPa 附近, S-CO₂ 物性参数变化强烈, 系统炯效率明显增大。这与系统循环效率变化规律一致; 高温回热器炯效率单调下降, 且逐步趋于平缓, 这主要是由于主、再压缩机的出口温度随主压缩机入口压力增加均减小, 使透平 (有再热的循环包括高压和低压透平) 出口温度升高, 进而增大了高温回热器平均传热温差, 使其炯效率逐步降低; 对于低温回热器炯效率, 无部分冷却的系统前期上升后期下降, 而有部分冷却系统先降低后基本趋于稳定不变, 这主要是由于有部分冷却系统的低温回热器出口压力由预压缩机入口压力而不是主压缩机入口压力决定, 且其炯效率主要受平均传热温差影响; 对于主冷却器炯效率, 无部分冷却系统前期上升后期下降, 有部分冷却系统则是逐步上升的, 前者主要是由于预冷器入口温度随入口压力增加而降低, 其炯效率也先上升, 但压力到达 8 MPa 以后, 由于预冷

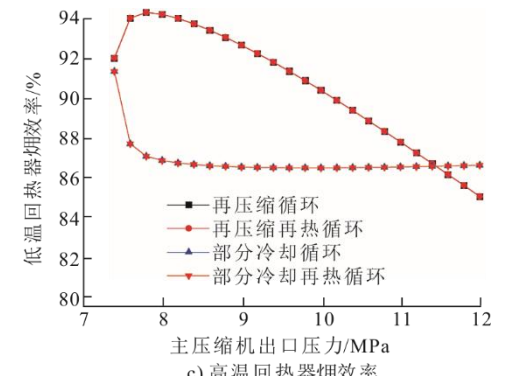
器放出更多热量, 炯效率受其主要影响而降低; 后者主要是由于主冷却器入口温度受主压缩机入口压力影响逐步增大, 进而其炯效率逐步降低。



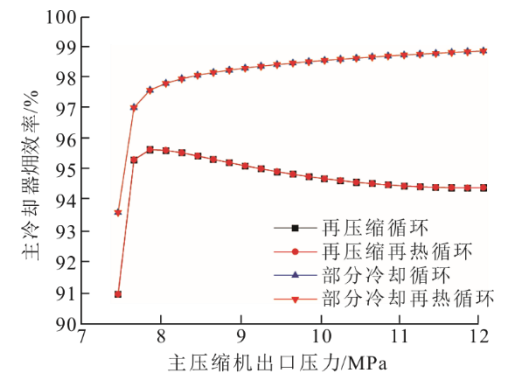
a) 系统炯效率



b) 高温回热器炯效率



c) 高温回热器炯效率



d) 主冷却器炯效率

图 13 主压缩机入口压力对系统及主要设备炯效率的影响
Fig.13 Impact of main compressor inlet pressure on exergy efficiency of the system and main equipments

4 结 论

1) 循环效率随分流系数, 主压缩机出口、入口压力的变化曲线基本为非单调变化曲线; 有 1 个分流系数最优值能使循环效率高达 49% 左右, 使系统焓效率高达 52.5% 左右; 主压缩机出口和入口压力与分流系数相互作用, 互相制约, 当分流系数达到最优时选取两者参数值比较合理。

2) 本文提出的 4 种循环锅炉部位焓损均超过 70%, 随后依次为冷却器、回热器和透平部位, 压缩机部位焓损则只有 2.6% 或 3.8%。不同参数变化时, 系统焓效率受不同的设备焓效率的主要影响, 变化趋势不同; 同一参数在不同变化区间内, 系统焓效率也受不同的设备焓效率的主要影响。

3) 设计参数条件下, 增加再热可将系统循环效率提高 1.1 个百分点左右, 焓效率提高 0.7 个百分点左右, 因此采用再热是个系统优化方向; 无部分冷却系统较有部分冷却系统, 循环效率高约 2.6 百分点, 系统焓效率高约 2 百分点, 此时再压缩再热循环热力性能最优。有部分冷却系统的循环效率和焓效率对参数变化敏感度低, 随着不同参数的变化, 两者变化幅度均偏小。

【参 考 文 献】

- [1] 能源情报研究中心. 中国能源大数据报告(2019)[R]. 北京: 中国电力传媒集团公司, 2019: 1-3.
Energy Information Research Center. Big data report of energy in China (2019)[R]. Beijing: China Power Media Group Co., Ltd., 2019: 1-3.
- [2] 邓成刚, 陈宇明, 陈坤, 等. 50 MW 超临界二氧化碳燃煤电厂热经济性分析[J]. 热力发电, 2021, 50(12): 160-168.
DENG Chenggang, CHEN Yuming, CHEN Kun, et al. Thermoeconomic analysis for 50 MW supercritical carbon dioxide coal-fired power plant[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(12): 160-168.
- [3] LIU M, ZHANG X, YANG K, et al. Optimization and comparison on supercritical CO₂ power cycles integrated within coal-fired power plants considering the hot and cold end characteristics[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 195: 854-865.
- [4] 赵煜, 董自春, 张羽, 等. 超临界二氧化碳发电系统研究进展[J]. 热能动力工程, 2019, 34(1): 11-16.
ZHAO Yu, DONG Zichun, ZHANG Yu, et al. Research progress of supercritical carbon dioxide power generation system[J]. Journal of Thermal Energy and Power Engineering, 2019, 34(1): 11-16.
- [5] 谢永慧, 王雨琦, 张获, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环系统及透平机械研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(24): 7276-7286.
XIE Yonghui, WANG Yuqi, ZHANG Di, et al. Review on research of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and turbomachinery[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(24): 7276-7286.
- [6] LI M J, ZHU H H, GUO J Q, et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 255-275.
- [7] SARKAR J. Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine cycle for low-grade heat conversion[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 48: 434-451.
- [8] RAHUAL A B, ANDREW M, RAJKESHAR S, et al. Conceptual design of 50 MW_e and 450 MW_e supercritical CO₂ turbomachinery trains for power generation from coal. part1: cycle and turbine[C]//The 5th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles. San Antonio, Texas: South west Research Institute, 2016: 1-18.
- [9] MOHAMMADI Z, FALLAH M, MAHMOUDI S. Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO₂ cycle[J]. Energy, 2019, 178: 631-643.
- [10] PADILLA R V, BENITO R G, STEIN W. An exergy analysis of recompression supercritical CO₂, cycles with and without Reheating[J]. Energy Procedia, 2015, 69: 1181-1191.
- [11] SHARMA O P, KAUSHIK S C, MANJUNATTI K. Thermodynamic analysis and optimization of a supercritical CO₂, regenerative recompression Brayton cycle coupled with a marine gas turbine for shipboard waste heat recovery[J]. Thermal Science & Engineering Progress, 2017, 3: 62-74.
- [12] THANGANADAR D, ASFAND F, PAT CHIGOLLA K, et al. Techno-economic analysis of supercritical carbon dioxide cycle integrated with coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 242: 114294.
- [13] 张一帆, 王生鹏, 刘文娟, 等. 超临界二氧化碳再压缩再热火力发电系统关键参数的研究[J]. 动力工程学报, 2016, 36(10): 827-833.
ZHANG Yifan, WANG Shengpeng, LIU Wenjuan, et al. Study on key parameters of a supercritical fossil-fired power system with CO₂ recompression and reheat cycles[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2016, 36(10): 827-833.
- [14] 陈渝楠, 张纯, 蒋世希, 等. 超临界二氧化碳火力发电系统比较研究[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(7): 2071-2080.
CHEN Yunan, ZHANG Chun, JIANG Shixi, et al. Comparative study of supercritical carbon dioxide thermal power system[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(7): 2071-2080.
- [15] 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.
HUANG Xiaoli, WANG Junfeng, ZANG Jinguang. Thermodynamic analysis of coupling supercritical carbon dioxide Brayton cycles[J]. Nuclear Power Engineering, 2016, 37(3): 34-38.
- [16] 赵世飞, 王为术, 刘军. 1 000 MW 超临界二氧化碳燃煤发电系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2020, 49(12): 9-16.
ZHAO Shifei, WANG Weishu, LIU Jun. Thermodynamic performance analysis of 1 000 MW coal-fired supercritical carbon dioxide power plant[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(12): 9-16.
- [17] 陈玮, 罗向龙, 梁颖宗, 等. 50 MW 超临界二氧化碳燃煤发电系统设计及参数分析[J]. 工程热物理学报,

- 2022, 43(7): 1824-1835.
CHEN Wei, LUO Xianglong, LIANG Yingzong, et al. System design and parametric analysis of 50 MW supercritical carbon dioxide coal-fired power plant[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(7): 1824-1835.
- [18] 左成艺, 李旭, 甘露. 500 kW 超临界 CO₂ 再压缩循环热力性能分析及优化[J]. 发电设备, 2023, 37(1): 1-6.
ZUO Chengyi, LI Xu, GAN Lu. Analysis and optimization on the thermal performance of 500 kW supercritical carbon dioxide recompression cycle[J]. Power Generation Equipment, 2023, 37(1): 1-6.
- [19] 冯建闯. 超临界二氧化碳布雷顿循环发电系统热力学分析[J]. 节能, 2019, 38(8): 34-38.
FENG Jianchuang. Thermodynamic analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle power system[J]. Energy Saving, 2019, 38(8): 34-38.
- [20] 张淑荣, 孙业山, 谭鲁志, 等. 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环多目标优化[J]. 发电设备, 2022, 36(1): 1-5.
ZHANG Shurong, SUN Yeshan, TAN Luzhi, et al. Multi-objective optimization for supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle[J]. Power Generation Equipment, 2022, 4(1): 1-5.
- [21] 黄雯婷, 赵航, 邓清华, 等. 超临界 CO₂ 部分预冷循环特性分析及优化研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(2): 235-239.
HUANG Wenting, ZHAO Hang, DENG Qinghua, et al. Thermodynamic and economic analysis and optimization of supercritical CO₂ partial pre-cooling cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(2): 235-239.
- [22] STEPANOV V. Chemical energies and exergies of fuels[J]. Energy, 1995, 20(3): 235-242.
- [23] 陈东旭, 韩中合, 赵林飞. 超临界二氧化碳再压缩燃煤发电系统焓分析[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 107-113.
CHEN Dongxu, HAN Zhonghe, ZHAO Linfei. Exergy analysis for coal-fired power generation system with supercritical carbon dioxide recompression cycle[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 107-113.
- [24] MECHERI M, MOULLEC Y L. Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. Energy, 2016, 103: 758-771.
- [25] SARKAR J. Second law analysis of supercritical CO₂, recompression Brayton cycle[J]. Energy, 2009, 34(9): 1172-1178.

(责任编辑 刘永强)