

超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环 变工况特性分析

杨映麟, 张尧立*, 赵英汝, 郭奇勋

(厦门大学 能源学院, 福建 厦门 361102)

摘要:超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环是高效紧凑的能量转换方式。目前许多研究在分析循环的特性时,常假设压缩机和透平的效率为恒定,该假设与实际情况差别很大。本文使用 MODELICA 作为工具,建立了超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环模型。对于压缩机和透平,加入了真实压缩机和透平的特性曲线模型。通过模拟计算发现,循环输入功率和循环流量的改变将对循环焓效率和各组件的焓损产生影响。循环偏离设计工况时,适当控制输入功率和循环流量可调节循环输出功率和焓效率。

关键词:超临界二氧化碳;再压缩;特性曲线;焓效率;偏离设计工况

中图分类号:TL343 文献标志码:A 文章编号:1000-6931(2018)09-1625-10

doi:10.7538/yzk.2018.youxian.0005

Analysis of Variability in Supercritical Carbon Dioxide Recompression Brayton Cycle

YANG Yinglin, ZHANG Yaoli*, ZHAO Yingru, GUO Qixun

(College of Energy, Xiamen University, Xiamen 361102, China)

Abstract: The supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle is a highly efficient and compact energy conversion. When analyzing the characteristics of a cycle, many studies often assume that the efficiencies of a compressor and a turbine are constant, and this assumption is very different from the actual situation. In this paper, a supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle model was established with MODELICA. Real performance maps of turbine and compressor were added. Simulation results indicate that when the cycle is in the off-design condition, the proper control of the input power and the circulation flow can effectively regulate the cycle output power and the exergy efficiency.

Key words: supercritical carbon dioxide; recompression; performance map; exergy efficiency; off-design mode

收稿日期:2018-01-04;修回日期:2018-03-13

基金项目:福建省自然科学基金资助项目(2016J05020,2016J05137)

作者简介:杨映麟(1990—),男(苗族),湖南邵阳人,硕士研究生,从事超临界二氧化碳研究

*通信作者:张尧立,E-mail: zhangyl@xmu.edu.cn

网络出版时间:2018-06-07;网络出版地址:http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2044.TL.20180607.0919.006.html

超临界二氧化碳布雷顿循环(SBC)在 20 世纪 40 年代就已被提出^[1-2],而由于循环所需各器件制造技术的不完善,对其的研究工作一度中止。作为第 4 代核能论坛推荐的动力循环系统,近年来,由于技术的进步,其在核电以及太阳能、火电等方面的应用得到了国内外研究机构的广泛关注^[3-9]。美国桑迪亚国家实验室(Sandia National Laboratories, SNL)搭建了小型超临界二氧化碳布雷顿循环系统并进行了相关数值模拟分析^[10];美国阿贡国家实验室(Argonne National Laboratory, ANL)研究了超临界二氧化碳布雷顿循环于铅冷快堆、钠冷快堆中的应用^[11]。超临界二氧化碳布雷顿循环可采用多种布置形式,其中,闭式再压缩布雷顿循环(SRBC)不仅具备系统设备小、结构紧凑的优点,还进一步提升了循环的发电效率^[12],并解决了回热器的“夹点”问题^[13]。Dyreby^[14]搭建了相关模型,将 SRBC 与其他循环布置做了对比,验证了其高效性。因此,SRBC 在诸多循环布置形式中受人青睐。

目前针对 SRBC 所做的系统优化研究大多将压缩机和透平设置为一恒定的效率。然而,该假设与实际情况相差甚远。原因在于压缩机和透平的工作效率由其特性曲线所决定。当工况发生变化时,压缩机和透平的工作效率也会变化,从而影响 SRBC 的整体循环效率。本文基于 MODELICA 语言^[15],建立换热器瞬态分析模型,并基于 SNL 的压缩机和透平特性曲线,对压缩机和透平进行数学建模。模拟一个输出功率为 10 MWe 级的闭式 SRBC,并研究循环输入功率和循环流量对设计工况及偏离设计工况下循环热效率和各组件焓损的影响。

1 循环介绍

图 1 为超临界二氧化碳(SCO_2)再压缩布雷顿循环布置,图 2 为与其对应的温熵图。1-2 为 SCO_2 工质进入透平做功,2-3 为做功后的工质进入高温回热器定压放热,3-4 为工质进入低温回热器定压放热,4-5 为分流的一部分工质进入预冷器定压放热,5-6 为低温低压工质进入主压缩机压缩,6-7' 为经过主压缩机压缩后的工质在低温回热器内定压吸热,4-7' 为分流后的另一部分 SCO_2 工质进入再压缩机压

缩,7''/7'-7 为再压缩机出口工质与低温回热器出口的工质混合,7-8 为混合后工质进入高温回热器定压加热;8-1 为工质进入供热器定压加热,进入下一个循环过程。

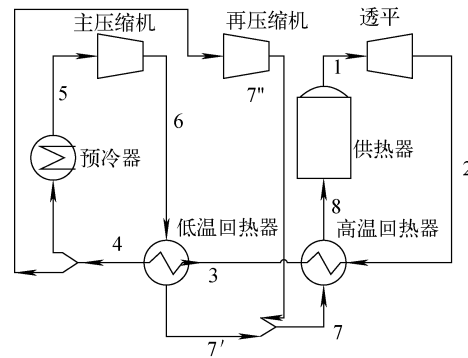


图 1 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环布置

Fig. 1 Layout of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle

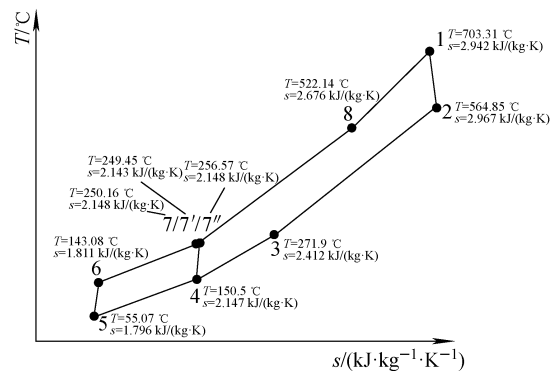


图 2 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环温熵图

Fig. 2 T - s sketch of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle

在 SRBC 中,冷却预冷器的工质一般情况下为水或空气。本文假设预冷器的冷却工质为空气,由于空冷的效果较差,因此循环工质的最低温度假设为 55 °C。供热器可采用任意热源,作为未来第 4 代反应堆蒸汽朗肯循环的替代品,本文假设循环的最高温度可达 700 °C^[12,14]。SRBC 设计工况参数列于表 1。

2 模型搭建

基于 MODELICA 语言搭建了 SCO_2 再压缩布雷顿循环分析计算模型。选用美国国家标准与技术研究所(NIST)发布的 REFPROP 数

数据库作为 SCO_2 物性数据库^[16]。

表 1 SRBC 设计工况参数

Table 1 Design parameter of SRBC

参数	数值
热源输入功率, kW	22 000.00
循环焓效率, %	41.80
循环净功率, kW	8 488.03
高/低温回热器换热面积, m^2	333.01/282.74
回热器管道导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	401
透平入口温度, $^{\circ}\text{C}$	696.30
透平出口温度, $^{\circ}\text{C}$	588.13
透平出口压力, MPa	8.53
透平膨胀比	2.6
透平效率, %	83.73
主压缩机入口温度, $^{\circ}\text{C}$	53.68
主压缩机出口温度, $^{\circ}\text{C}$	142.34
主压缩机入口压力, MPa	8.04
主压缩机出口压力, MPa	22.18
主压缩机输入功率, kW	4 663.43
主压缩机效率, %	69.73
再压缩机入口温度, $^{\circ}\text{C}$	149.18
再压缩机出口温度, $^{\circ}\text{C}$	255.96
再压缩机出口压力, MPa	23.24
再压缩机输入功率, kW	851.95
再压缩机效率, %	89.66
SCO_2 分流比	9 : 1
SCO_2 流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	100

2.1 透平、压缩机模型

透平、压缩机模型特性曲线(图 3、4)基于 SNL^[10] 的模型特性曲线修正而得。当透平功率放大时,转速会大幅下降。本模型在计算时,选用特性曲线的主要目的在于确定流量的变化对叶轮机械效率的影响。

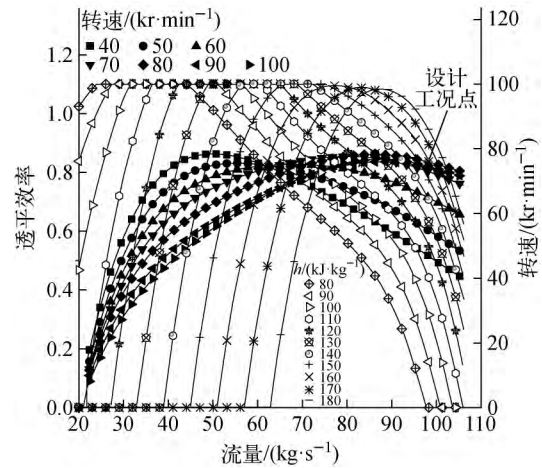


图 3 透平特性曲线

Fig. 3 Turbine characteristic curve

图 3 中,白色空心标注对应透平进出口等熵过程比焓差,已知透平等熵比焓差可确定白色空心标注线,与流量对应可在右纵坐标轴确定透平转速;黑色实心标注线对应透平转速,其与流量对应可在左纵坐标轴确定透平效率。图 4 中,白色空心标注对应压缩机进出口等熵比焓差,已知压缩机转速可确定白色空心标注

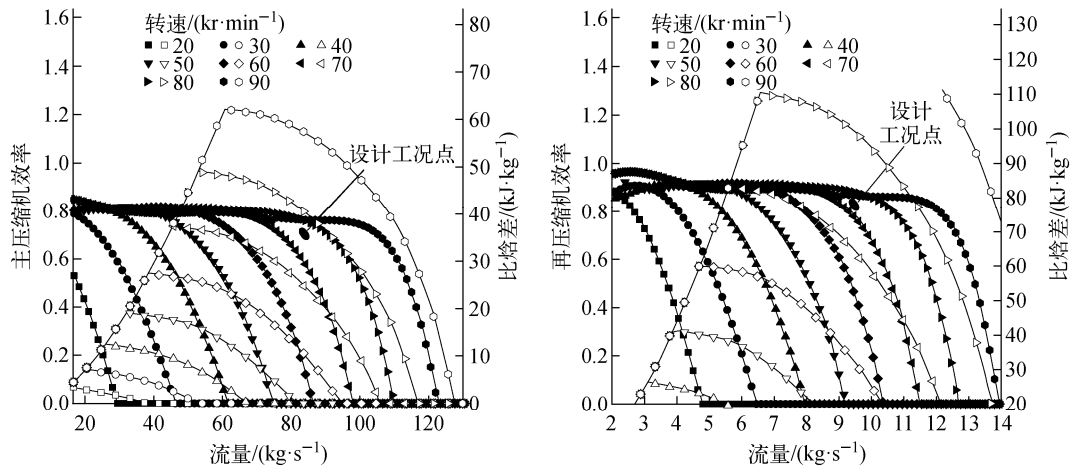


图 4 压缩机特性曲线

Fig. 4 Compressor characteristic curve

线,其和流量可在右纵坐标轴确定压缩机等熵比焓差;黑色实心标注对应压缩机效率,已知压缩机效率可确定特定的黑色实心标注线,其和流量可在左纵坐标轴确定压缩机等熵效率。

透平、压缩机模型主轴转速 N 、等熵效率 η 、比焓差 Δh 由特性曲线确定。

对于透平,已知透平入口压力、入口温度和压比可通过 SCO_2 物性库求得透平入口比焓、入口比熵和出口压力,通过入口比熵和出口压力求得透平等熵过程出口比焓,即可求得透平等熵过程比焓差:

$$\Delta h_{T,i} = h_{T,in} - h_{T,out,i} \quad (1)$$

与透平特性曲线(图3)中白色空心曲线相对应,通过对应透平等熵过程比焓差(白色空心线)、透平流量(横坐标轴)在特性曲线右纵坐标轴确定透平转速 N ;与透平特性曲线中黑色实心曲线相对应,通过已确定的透平转速 N (黑色实心线)、透平流量(横坐标轴)在特性曲线左纵坐标轴确定透平等熵效率 η_T 。

透平输出功率为:

$$W_T = \Delta h_T m_T \eta_T \quad (2)$$

透平实际比焓差:

$$\Delta h_{T,r} = \Delta h_{T,i} \eta_T \quad (3)$$

透平实际出口比焓:

$$h_{T,out} = h_{T,in} - \Delta h_{T,r} \quad (4)$$

式中: $\Delta h_{T,i}$ 为透平工质进出口等熵比焓差; $\Delta h_{T,r}$ 为透平实际过程比焓差; $h_{T,in}$ 为透平工质入口比焓; $h_{T,out,i}$ 为透平等熵过程出口比焓; $h_{T,out}$ 为透平工质出口比焓; W_T 为透平输出功率; m_T 为透平工质流量。

已知透平实际出口比焓与出口压力,可通过 SCO_2 物性库求得透平出口温度。

需要注意的是,由于工艺限制,SNL^[10]的透平实际使用的额定工况点与模型特性曲线中最优工况点(输出功率最大且等熵效率最高点)并未重合。

压缩机与透平相似,在特性曲线上,已知压缩机入口温度、入口压力、流量、转速和压比,通过 SCO_2 物性库求得压缩机入口比焓,压缩机出口压力,在主压缩机特性曲线或再压缩机特性曲线上(图4),已知转速和压缩机流量可通过白色空心标注在右纵坐标轴上确定压缩机进出口等熵比焓差,通过黑色实心标注在左纵坐

标轴上确定压缩机效率。

压缩机实际比焓差:

$$\Delta h_{C,r} = \Delta h_{C,i} / \eta_C \quad (5)$$

压缩机出口比焓:

$$h_{C,out} = h_{C,in} + \Delta h_{C,r} \quad (6)$$

压缩机实际耗功:

$$W_C = \Delta h_{C,r} m_C \quad (7)$$

式中: $\Delta h_{C,i}$ 为压缩机工质进出口等熵比焓差; $h_{C,in}$ 为压缩机工质入口比焓; $h_{C,out}$ 为压缩机工质出口比焓; W_C 为压缩机输入功率; $\Delta h_{C,r}$ 为压缩机工质进出口实际比焓差; m_C 为压缩机工质流量; η_C 为压缩机等熵效率。

透平与压缩机为异轴布置,压缩机通过电机驱动控制,压缩机效率的变化只受输入转速及流量的影响。

2.2 换热器模型

循环热源为反应堆,反应堆加热一回路工质通过换热器(供热器)将热量供给 SCO_2 再压缩布雷顿循环。

循环供热器简化为输入功率稳定且可调节的加热模型:

$$W_{\text{heater}} = m_{\text{heater}} (h_{\text{heater,out}} - h_{\text{heater,in}}) \quad (8)$$

式中: W_{heater} 为供热器输入功率; m_{heater} 为供热器工质流量; $h_{\text{heater,out}}$ 、 $h_{\text{heater,in}}$ 分别为供热器出口、入口比焓。

对于预冷器,使用空气作为冷流段换热工质, SCO_2 作为热流段换热工质,设定冷流段工质进出口温度,通过改变冷流段工质的流量调节预冷器冷却能力:

$$W_{\text{precooler}} = m_{\text{precooler,C}} (h_{\text{precooler,C,in}} - h_{\text{precooler,C,out}}) \quad (9)$$

$$W_{\text{precooler}} = m_{\text{precooler,A}} (h_{\text{precooler,A,in}} - h_{\text{precooler,A,out}}) \quad (10)$$

式中: $W_{\text{precooler}}$ 为预冷器换热功率; $m_{\text{precooler,C}}$ 为预冷器热流段 SCO_2 工质流量; $h_{\text{precooler,C,in}}$ 、 $h_{\text{precooler,C,out}}$ 分别为预冷器热流段入口、出口比焓; $m_{\text{precooler,A}}$ 为预冷器冷流段工质的质量流量; $h_{\text{precooler,A,in}}$ 、 $h_{\text{precooler,A,out}}$ 分别为预冷器冷流段入口、出口比焓。

高温回热器和低温回热器均为管壳式换热器模型。模型传热过程包括:冷流体与换热壁面之间对流换热,换热壁面热传导,换热壁面与热流体之间对流换热。回热器模型划分为 n 个

节点,可更准确地计算 CO₂ 的物性变化。回热器尺寸如管道直径 d 、管道厚度(换热壁厚) δ 、管道总长 L 、换热管壁导热系数 λ 等人为给定并可灵活调节,单节点数学模型如下。

模型进出口工质质量守恒:

对于热流段:

$$m_{hot,in} - m_{hot,out} = V_{hot} \frac{d\rho_{hot}}{dt} \quad (11)$$

对于冷流段:

$$m_{cold,in} - m_{cold,out} = V_{cold} \frac{d\rho_{cold}}{dt} \quad (12)$$

热流段、冷流段能量守恒:

$$\frac{dE_{CV}}{d\tau} = \sum Q + \sum_{in} m_{in} h_{in} - \sum_{out} m_{out} h_{out} \quad (13)$$

对于热流段:

$$V_{hot} \rho_{hot} \frac{d((h_{hot,in} + h_{hot,out})/2)}{d\tau} = m_{hot,in} h_{hot,in} - m_{hot,out} h_{hot,out} + \sum Q \quad (14)$$

对于冷流段:

$$V_{cold} \rho_{cold} \frac{d((h_{cold,in} + h_{cold,out})/2)}{d\tau} = m_{cold,in} h_{cold,in} - m_{cold,out} h_{cold,out} + \sum Q \quad (15)$$

热流段、冷流段换热:

$$\sum Q = KS\Delta T \quad (16)$$

换热面积:

$$S = \pi dL \quad (17)$$

回热器总热阻:

$$K = 1/\left(\frac{1}{h_{c,hot}} + \frac{1}{h_{c,cold}} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \quad (18)$$

冷、热流段对流换热系数的计算采用 Dittus-Boelter 公式,对于热流段, $n=3$, 对于冷流段, $n=4$:

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^n \quad (19)$$

$$Nu = h_c d / \lambda_c \quad (20)$$

$$Re = ud / \nu \quad (21)$$

$$\nu = \mu / \rho \quad (22)$$

$$Pr = \nu / \alpha \quad (23)$$

$$\alpha = \lambda_c / \rho c_p \quad (24)$$

式中: E_{CV} 为回热器管道内部工质热力学能; Q 为回热器管道内部工质的换热功率,吸热为正,放热为负; m_{cold} 、 m_{hot} 分别为冷、热流段工质流量; $h_{hot,in}$ 、 $h_{hot,out}$ 分别为回热器热流段入口、出口比焓; $h_{cold,in}$ 、 $h_{cold,out}$ 分别为回热器冷流段入

口、出口比焓; K 为总热阻; S 为换热面积; ΔT 为平均对数温差; $h_{c,hot}$ 、 $h_{c,cold}$ 分别为热流段、冷流段对流换热系数; σ 为换热壁厚; λ 为换热管壁导热系数; h_c 为流体对流换热系数; λ_c 为流体导热系数; ρ 为流体密度; d 为管直径; ν 为运动黏度; μ 为黏度; α 为热扩散系数; c_p 为比定压热容。 λ_c 、 ρ 、 μ 、 c_p 可通过 SCO₂ 物性库求取。需注意的是, Dittus-Boelter 公式并不能准确地计算 SCO₂ 的对流换热系数。国内外有许多学者正在开展 SCO₂ 对流换热的研究,目前尚无能有效反映 SCO₂ 对流换热的公式。本模型出于便捷性的考虑,暂时使用 Dittus-Boelter 公式用于换热器的建模。

2.3 循环模型

分析能量系统换热效率的方法有两种:一种是以热力学第一定律为基础,分析循环中能量转化、传递、利用和损失的热分析法;另一种以热力学第二定律为基础,分析能量转换循环中焓转换、传递、利用和损失,称为焓分析法。焓分析法能有效分析循环中能量品质的贬值和损耗,更加科学、全面,对循环参数优化分析有着重要的指导意义。

循环净输出功为:

$$W_{net} = W_T - W_{MC} - W_{RC} \quad (25)$$

式中: W_{MC} 为主压缩机输入功率; W_{RC} 为再压缩机输入功率。

为研究循环各组件的能量损失和循环焓效率,各组件焓计算方法如下:

$$E_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (26)$$

各组件焓损计算:

$$I = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (27)$$

定义各组件焓损效率:

$$\eta_i = I / E_{in,Q} \quad (28)$$

热源输入焓 $E_{in,Q}$:

$$E_{in,Q} = W_{heat} / m - T_0 \Delta S \quad (29)$$

循环焓效率:

$$\eta_{ex} = W_{net} / m / E_{in,Q} \quad (30)$$

式中: m 为系统质量流量; W_{net} 为循环净功率,由于循环净功率以机械能形式输出,故净功全为焓, $E_{in,Q}$ 为热源输入焓; W_{heat} 为热源输入功率; T_0 为环境温度; ΔS 为循环熵增。

3 循环特性分析

为研究循环热源输入功率变化、流量变化对各组件焓损效率、循环焓效率的影响,选定环境温度为 20 °C,环境压力为标准大气压。建立 10 MWe 级超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环系统,忽略系统热损失和管道阻力损失,分别以供热器输入功率、循环流量作为变量,研究分析不同偏离设计工况下循环焓效率及各组

件焓损效率所受到的影响。

3.1 热源输入功率对循环效率影响

热源输入功率即反应堆一回路输出功率,对热源输入功率进行控制,当热源输入功率变化时,SRBC 的效率也发生变化。保持循环流量不变,提高供热器输入功率。

表 2 列出循环输入功率为设计输入功率 90%、95%、100%、105%、110% 时的各组件温度。

表 2 各组件温度随输入功率的变化

Table 2 Component outlet temperature vs. input power

参数	不同输入功率下的数值				
	90%	95%	100%	105%	110%
供热器出口温度, °C	539.2	643.9	696.3	746.9	798.9
透平出口温度, °C	409.4	510.0	558.1	604.3	651.4
高温回热器热流段出口温度, °C	216.7	248.6	266.1	299.3	324.0
高温回热器冷流段出口温度, °C	379.6	470.9	515.2	563.2	608.0
低温回热器热流段出口温度, °C	144.5	147.4	149.2	152.9	156.1
低温回热器冷流段出口温度, °C	201.4	228.7	244.0	273.5	295.8
主压缩机出口温度, °C	141.6	142.1	142.3	142.9	143.3
再压缩机出口温度, °C	252.9	254.8	255.9	258.3	260.2
预冷器出口温度, °C	52.3	53.1	53.4	54.7	55.6

随输入功率的增加,循环各组件出口温度相应提升,且越靠近热源处,组件温度升高越多。自输入功率 90% 工况至 110% 工况,供热器出口温度从 539.2 °C 提升至 798.9 °C,然而预冷器出口温度仅从 52.3 °C 提升至 55.6 °C,供热器输入功率的变化对循环热源处组件(供热器、透平、高温回热器)温度的影响远大于对热阱处组件(低温回热器、主压缩机、再压缩机、预冷器)的影响。

图 5 为 SCO_2 再压缩布雷顿循环回路中各组件的焓损效率随输入功率的变化。从图 5 可看出,循环输入功率从 90% 增加到 110% 的过程中,供热器、预冷器、透平、压缩机和低温回热器的焓损效率不断降低而高温回热器的焓损效率却升高。这是由于随输入功率的增加,系统各组件温度增加,循环最高温度(透平入口温度)增加,导致透平效率增加,因而透平输出功率增大,透平焓损效率减小,循环焓效率增大(图 6a)。

从图 5 还可看出,预冷器焓损效率不大且随输入功率的增加而减小。这是由于尽管预冷器冷凝放热量很大,但预冷器内工质温度较低

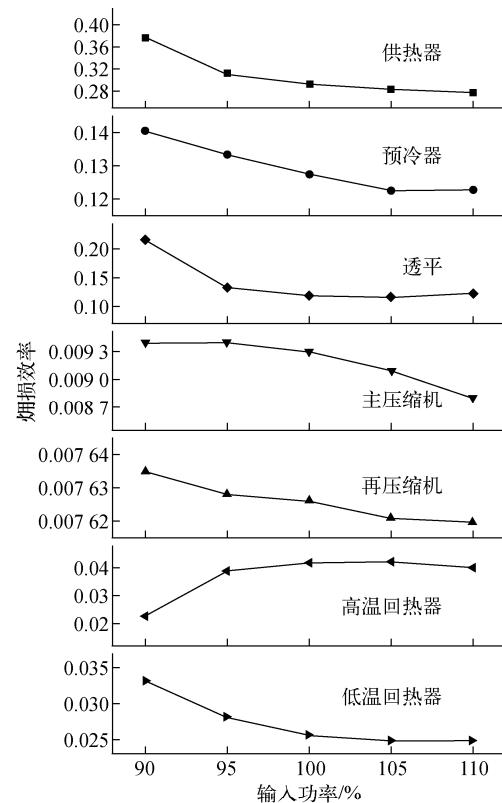


图 5 系统输入功率对组件焓损效率的影响

Fig. 5 Effect of system input power on exergy loss efficiency of component

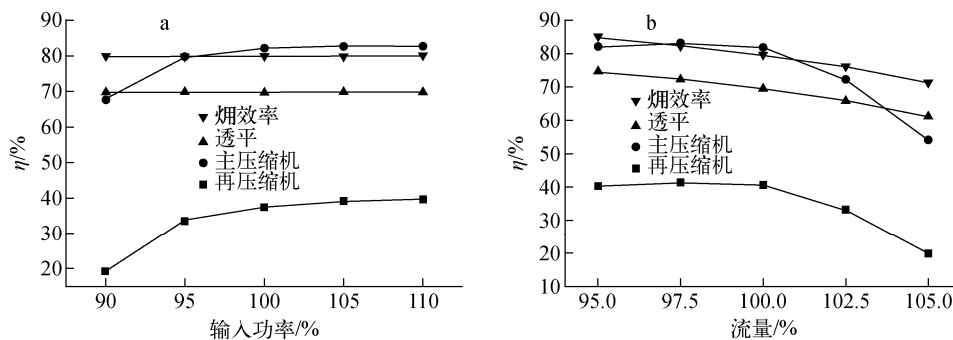


图6 系统输入功率、循环流量对烟效率、透平、主压缩机、再压缩机效率的影响

Fig. 6 Influence of system input power and circulation flow on exergy efficiency, turbine, main compressor and recompressor efficiencies

(循环最低温度),其冷凝散热的能量品质很低,预冷器带走的烟不多,故其烟损效率不大。

尽管通过再压缩压缩机压缩的循环工质流量不如主压缩机的大,但再压缩压缩机所产生的烟损与主压缩机烟损相差不大。这是因为经过再压缩压缩机做功的工质温度相较主压缩机温度高,而主压缩机和再压缩机的转速和流量不变,其等熵效率未产生变化,故与主压缩机相比,再压缩机进出口比焓差较大,其烟损效率相差不大。

当回热器结构尺寸一定时,回热器回热量及其冷、热流段温度对回热器烟损效率都有直接影响。回热量一定,回热器冷、热流段平均温度越高,烟损效率越低;回热器冷、热流段温度不变,回热器回热量越大,烟损效率越高^[17]。对于低温回热器,其回热量较小,回热器冷、热流段温度对烟损效率的影响大于回热器回热量的影响;对于高温回热器,回热器内回热量较大,冷、热流段温度对烟损效率的影响小于回热器回热量的影响,故随循环各组件温度的升高,低温回热器烟损效率降低而高温回热器烟损效率升高。

供热器、预冷器、回热器、透平的烟损效率占比较大,随输入功率变化明显;主压缩机、再压缩机的循环烟损效率占比小,随输入功率变化的影响较小。这表明优化循环换热器组件传热对循环烟效率的提高十分关键。输入功率的增加可提高循环烟效率,降低部分循环组件的烟损效率。

3.2 循环流量对循环效率影响

循环流量是影响 SCO_2 再压缩布雷顿循环

回路的1个重要参数。当循环流量偏离设计工况变化时,循环各组件的温度、压力及压缩机耗功、透平输出功率等都会随之变化,循环流量直接决定了 SCO_2 再压缩布雷顿循环回路的输出功等关键参数。

循环保持供热器输入功率不变,调整循环流量,并与设计工况对比。表3列出循环流量分别为设计工况流量95%、97.5%、100%、102.5%、105%时各组件的出口温度。

随循环流量的增加,循环各组件出口温度相应降低,且越靠近热源处,组件温度变化越大。自循环流量95%工况至105%工况,供热器出口温度从750℃降至639.6℃,然而预冷器出口温度仅从59.9℃降至51.9℃,循环流量的变化对循环热源处组件(供热器、透平、高温回热器)温度的影响远大于对热阱处组件(低温回热器、主压缩机、再压缩机、预冷器)的影响。

图7为供热器输入功率不变时,循环流量对组件烟损效率的影响。图6b可见,热源输入功率不变的情况下,随循环流量的增加,循环烟效率小幅波动后急剧降低,供热器烟损效率增加,这导致循环最高温度降低,透平效率降低,因而透平烟损效率增大,输出功率减小。同时,循环流量的增大和循环温度的降低,使得压缩机效率降低,所需输入功率增大,进一步降低了循环烟效率。从图7还可看出,流量偏离设计工况减小至原流量的97.5%时,循环性能更加优异。原因是由于工艺限制,SNL^[10]的模型特性曲线最优工况点并未与其实际工作的额定工况点吻合。同时,为保证压缩机工作的可

表3 各组件出口温度随循环流量的变化
Table 3 Component outlet temperature vs. circulation flow

参数	不同循环流量下的数值				
	95%	97.5%	100%	102.5%	105%
供热器出口温度, °C	750.0	722.3	696.3	665.4	639.6
透平出口温度, °C	606.6	581.8	558.1	529.9	506.4
高温回热器热流段出口温度, °C	312.6	291.9	266.1	249.5	238.1
高温回热器冷流段出口温度, °C	567.4	542.5	515.2	487.9	465.9
低温回热器热流段出口温度, °C	164.8	154.5	149.2	144.7	140.6
低温回热器冷流段出口温度, °C	287.5	267.5	244.0	228.8	218.3
主压缩机出口温度, °C	153.6	145.3	142.3	139.3	136.0
再压缩机出口温度, °C	274.8	263.4	255.9	248.8	241.5
预冷器出口温度, °C	59.9	54.7	53.4	52.8	51.9

靠性,避免出现喘振现象,对透平、压缩机模型特性曲线的额定工况点的选择留有一定的余量是有必要的。当流量增大到额定流量的105%时,循环效率急剧降低。这是因为计算所采用的主压缩机、再压缩机和透平的特性曲线随流量的变化较为剧烈。流量的变化使压缩机和透平的效率大幅降低。从而使循环整体效率显著降低。循环流量增加,低温回热器焓损效率增大,高温回热器焓损效率先增大后减小,并在设计工况时达到最大值。这是因为当回热器结构尺寸一定时,回热器回热量及其冷、热流段温度对回热器焓损效率都有直接影响。回热量一定,回热器冷、热流段平均温度越高,焓损效率越低;回热器冷、热流段温度不变,回热器回热量越大,焓损效率越高^[17]。对于低温回热器,其回热量较小,回热器冷、热流段温度对焓损效率的影响大于回热器回热量的影响;对于高温回热器,回热器内回热量较大,冷、热流段温度对焓损效率的影响小于回热器回热量的影响。随循环各组件温度的降低,低温回热器焓损效率增大,而高温回热器回热量在设计工况时达到最大值,其焓损效率也先升后降,并在设计工况时达到最大值。预冷器出口温度为循环最低温度,随流量的增大,预冷器进出口温度降低,且入口温度降幅大于出口温度,这使得预冷器内流入工质中焓减小值大于流出工质焓减小值,预冷器焓损较小,故其焓损效率随流量的增大而减小。

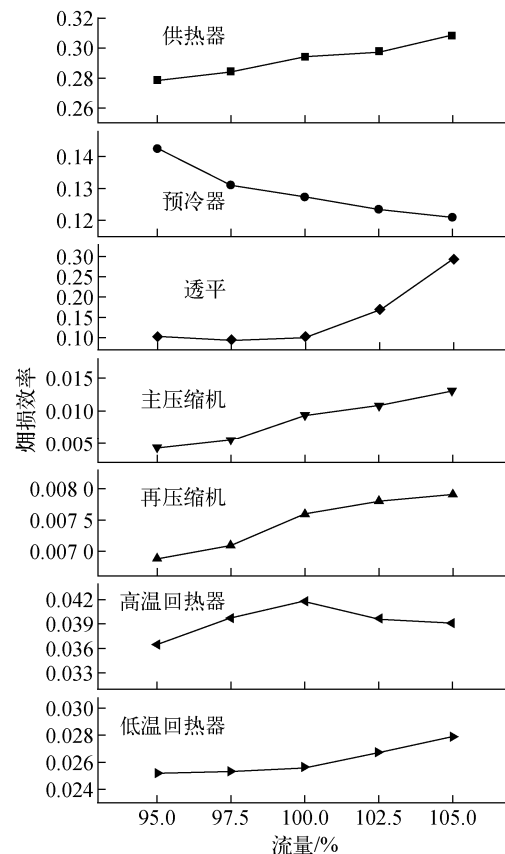


图7 循环流量对组件焓损效率的影响
Fig. 7 Effect of circulation flow on exergy loss efficiency of component

3.3 结果对比分析

图8为95%、100%、105%输入功率下改变循环流量时,循环净功率和焓效率的变化趋

势。可看出,当循环流量偏离设计工况增大时,循环净功率、烟效率减小,此时增大输入功率可显著提高净功率和烟效率。当循环流量偏离设计工况减小时,循环净功率、烟效率增加有限,此时增大输入功率可提高净功率,但烟效率几乎不变。这是因为流量减小时,透平、主压缩机、再压缩机效率增加(图 6b),透平输出功率增加,且主、再压缩机需求功也增加,此时热源输入功率不变,故烟效率变化不大。当循环输入功率减小时,适当地减小循环流量可提高循环净功率和烟效率。

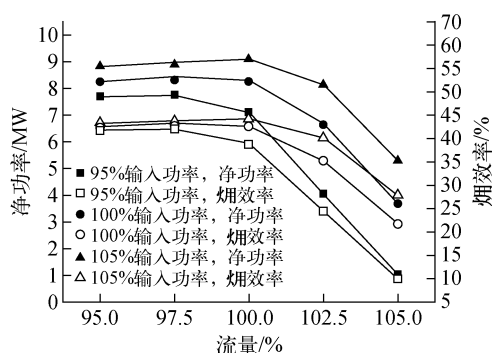


图 8 不同工况系统净功率和烟效率随循环流量的变化

Fig. 8 Net power and exergy efficiency of different operating conditions vs. circulation flow

4 结论

本文以超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环作为研究对象,使用 MODELICA 建立了系统循环分析模型,特别针对压缩机和透平使用特性曲线建立了较为真实的计算模型。通过模拟计算,研究了系统输入功率和循环流量对循环热力学性能的影响,并得出如下结论:

1) 预冷器内工质温度不高使得其在考虑烟损时,相对其热量损失而言占总体比值不高。

2) 在对 SRBC 进行系统分析时,假设压缩机和透平的效率为一固定值,这种做法与实际情况相差甚远。为更准确地分析系统循环特性,应考虑压缩机和透平的特性曲线进行建模。

3) 增加输入功率可提高循环和各关键组件烟效率,优化循环换热器组件传热对循环烟效率的提高十分关键。

4) 流量偏离设计工况增大时,增加输入功率能有效提高循环净功率和烟效率,流量偏离设计工况减小时,增加输入功率对烟效率改变不大。

5) 输入功率减小时,减小流量可提高循环净功率和烟效率。

参考文献:

- [1] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85-90.
- [2] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1968, 90(3): 287-295.
- [3] A technology roadmap for generation IV nuclear energy systems[R]. US: DOE, 2002.
- [4] 梁墩煌,张尧立,赵英汝,等. 压力对超临界二氧化碳布雷顿循环系统的影响[J]. 哈尔滨工程大学学报,2017,38(4):578-582.
LIANG Dunhuang, ZHANG Yaoli, ZHAO Yingru, et al. Influence of pressure on the thermal performance of the S-CO₂ Brayton cycle[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(4): 578-582(in Chinese).
- [5] 黄彦平,王俊峰. 超临界二氧化碳在核反应堆系统中的应用[J]. 核动力工程,2012, 33(3):21-27.
HUANG Yanping, WANG Junfeng. Applications of supercritical carbon dioxide in nuclear reactor system[J]. Nuclear Power Engineering, 2012, 33(3): 21-27(in Chinese).
- [6] 梁墩煌,张尧立,郭奇勋,等. 核反应堆系统中以超临界二氧化碳为工质的热力循环过程的建模与分析[J]. 厦门大学学报:自然科学版,2015,54(5):608-613.
LIANG Dunhuang, ZHANG Yaoli, GUO Qixun, et al. Modeling and analysis of nuclear reactor system using S-CO₂ Brayton cycle[J]. Journal of Xiamen University: Natural Science, 2015, 54(5): 608-613(in Chinese).
- [7] 张尧立,梁墩煌,房超,等. 超临界二氧化碳布雷顿循环热工特性研究[C]//第十四届全国反应堆热工流体学术会议暨中核核反应堆热工水力技术重点实验室 2015 年度学术年会. 北京:[出版者不详],2015.

- [8] 梁墩煌,房超,郭奇勋,等. 压力对超临界二氧化碳闭式布雷顿循环系统热效率的影响[C]//第十四届全国反应堆热工流体学术会议暨中核核反应堆热工水力技术重点实验室2015年度学术年会. 北京:[出版者不详],2015.
- [9] YANG Y, GUO Q, LIN J, et al. Modeling and simulating supercritical CO₂ Brayton cycle in SMR using modelica[C]// International Conference on Nuclear Engineering, Shanghai, China; [s. n.], 2017.
- [10] CONBOY T, PASCH J, FLEMING D. Control of a supercritical CO₂ recompression Brayton cycle demonstration loop[C]// Turbine Technical Conference and Exposition. USA; [s. n.], 2013.
- [11] MOISSEYTSEV A, SIENICKI J J. Supercritical CO₂ Brayton cycle control strategy for autonomous liquid metal-cooled reactors [J]. Experimental and Toxicologic Pathology, 2004, 60(4-5): 289-294.
- [12] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. The supercritical carbon dioxide power cycle; Comparison to other advanced power cycles[J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 283-301.
- [13] LADISLAV V, VACLAV D, ONDREJ B, et al. Pinch point analysis of heat exchangers for supercritical carbon dioxide with gaseous admixtures in CCS systems [J]. Energy Procedia, 2016, 86: 489-499.
- [14] DYREBY J, KLEIN S, NELLIS G, et al. Design considerations for supercritical carbon dioxide Brayton cycles with recompression[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(10): 101701.
- [15] FRETZSON P. Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 3.3[M]. US: John Wiley & Sons, 2014.
- [16] LEMMON E, HUBER M, MCLINDEN M. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties; REFPROP[J]. NIST Standard Reference Database, 2002, 23: v7.
- [17] 邵理堂,舒伟. 换热器的焓损失分析[J]. 淮海工学院学报:自然科学版, 2000,9(1):16-19.
SHAO Litang, SHU Wei. The analysis of exergy loss of the heat exchanger[J]. Journal of Huaihai Institute of Technology, 2000, 9(1): 16-19(in Chinese).