



·研究堆应用技术专题·

## S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环转化效率分析\*

王少华, 高 娇, 丁文杰, 黄洪文, 郭海兵, 马纪敏, 刘志勇

(中国工程物理研究院 核物理与化学研究所, 四川 绵阳 621900)

**摘 要:** 以超临界二氧化碳简单回热型布雷顿循环为研究对象, 以核电站为应用背景, 详细论述了系统循环模型与关键器部件的效率模型建立方法, 并利用该模型初步分析了各类工程因素对布雷顿循环效率、系统体积的影响, 分析结果表明, 循环效率、系统体积对温度、压力、涡轮机械效率、回热器等参数的敏感性存在较大差异, 其中增加透平入口温度对缩减系统总体积最为有效, 需要建立完善的系统分析模型以进行 S-CO<sub>2</sub> 系统的优化设计。

**关键词:** 超临界二氧化碳; 布雷顿循环; 转化效率; 回热器; 透平

中图分类号: TL334

文献标志码: A

doi: 10.11884/HPLPB202234.210528

## A supercritical carbon dioxide cycle efficiency analysis

Wang Shaohua, Gao Jiao, Ding Wenjie, Huang Hongwen, Guo Haibing, Ma Jimin, Liu Zhiyong

(Institute of Nuclear Physics and Chemistry, CAEP, Mianyang 621900, China)

**Abstract:** The supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) Brayton cycle is a new type of power generation technology with broad application prospects. This paper takes the supercritical carbon dioxide simple Brayton cycle with recuperation as the research object, and takes the nuclear power plant as the application background. The system cycle model and the efficiency model of the key components is discussed in detail. Based on this model, the influence of various engineering factors on the efficiency of the Brayton cycle and the volume of the system has been discussed. The analysis results show that the sensitivity of cycle efficiency and system volume to parameters such as temperature, pressure, turbomachinery efficiency and regenerator design differs obviously, and the most effective method to reduce the system volume is increasing the turbine inlet temperature. It is necessary to establish a complete system analysis model to optimize the design of the S-CO<sub>2</sub> system.

**Key words:** supercritical carbon dioxide, Brayton cycle, conversion efficiency, recuperator, turbine

近年来, 超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环正成为能源领域的研究新热点<sup>[1]</sup>, 广泛用于新型核能系统、余热回收、光热型太阳能发电等场景<sup>[2]</sup>。在核能领域, S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环具有工质价格低廉、来源广泛、化学性质稳定且无毒的特点, 这些优良的特性可与现有核电站最常用的蒸汽朗肯循环相比拟, 而在转化效率、系统体积方面具有潜在优势, 在中等热源温度下即可实现较高的转化效率, 大幅降低了对材料耐温性能的要求, 可广泛适配各种堆型<sup>[3]</sup>。随着加工制造技术的进步, 制约 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环应用的耐高压紧凑型换热器技术、高效小型涡轮机械技术等关键技术近年来取得了突破性进展, S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的新型核能系统有望在近期走出理论设计阶段, 成为我国未来能源体系的重要组成部分。

S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的高效率来自于超临界流体在临界点附近的高压缩性, 可大幅降低循环的压缩功。前人的研究表明, 系统的整体循环效率主要受系统布置、热源温度、系统冷阱温度、涡轮机械效率、换热器效率、沿程阻力损失等多种因素影响。国内目前对该问题的研究目前主要采用纯粹的热力学分析方法<sup>[4-5]</sup>, 重点关注循环效率的热力学参数敏感性, 而热力学参数背后的材料蠕变强度、抗腐蚀能力、系统总重量、转子稳定性等客观条件制约研究尚有不足。为获得一个最优的系统设计, 必须深入分析影响热电转化效率的种种实际物理因素, 并建立合适的数学模型描述上述物理因素对效率的影响。本文以简单回热型布雷顿循环为研究对象, 首先介绍了系统循环效

\* 收稿日期: 2021-11-26; 修订日期: 2022-03-14  
联系方式: 王少华, wangshaohuacaep@qq.com。

率、各子部件效率的计算模型,随后开展循环效率参数敏感性分析。计算使用了开源的 CoolProp 库计算 S-CO<sub>2</sub> 物性参数<sup>[6]</sup>,使用 scipy, Ht, tespy 等开源库<sup>[7]</sup> 计算部件及循环效率。

## 1 循环效率分析模型

### 1.1 简单回热型布雷顿循环主要特点

简单回热型布雷顿循环的主要部件包括热源、透平、回热器、气体冷却器、压缩机、交流发电机。理想情况下,简单布雷顿循环的热力学变化如图 1 所示<sup>[8-9]</sup>,包括:(1-2')为 S-CO<sub>2</sub> 在压缩机的绝热压缩过程,1 表示压缩机入口,2'表示理想压缩机出口;(2'-3')工质在理想回热器中的等压回热过程,工质被加热至回热器热侧工质的入口温度(也就是理想透平的出口 5');(3'-4)为工质在热源内部的等压吸热过程;(4-5')为工质在透平中的绝热膨胀过程;(5'-6')为工质在理想回热器中的等压冷却过程,工质被冷却至回热器冷侧工质入口温度(也就是压缩机出口温度 2');(6'-1)为工质在气体冷却器内进一步冷却,并重新进入压缩机。

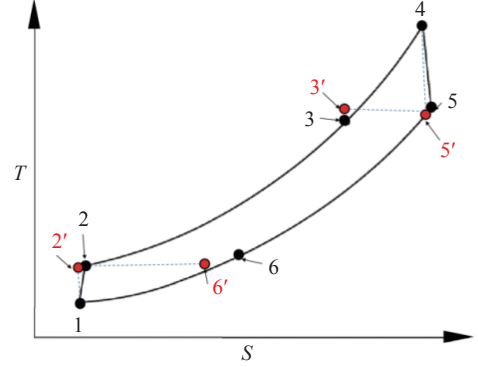


Fig. 1 Cycle efficiency model

图 1 循环效率模型

上述理想循环中,交流发电机的发电量等于透平的输出功  $w_{\text{turb}}$  减去压缩机的输入功  $w_{\text{comp}}$ , 因而系统的总转化效率

$$\eta = 1 - \frac{T_1 T_2 / T_1 - 1}{T_4 (1 - T_3 / T_4)} \quad (1)$$

式中:  $T_1, T_2, T_3, T_4$  分别表示压缩机入口、理想压缩机出口、理想回热器出口、堆芯出口的温度。由此可见,对于理想的简单回热型布雷顿循环而言,提高回热器出口温度,也就是提高回热器的总回热量,可在冷热两端温差不变的情况下有效提高整体热电转化效率。利用透平中的等熵过程,可以将上述公式改写为压缩机压比  $r_p$  的函数

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_4} r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

作为对比,非回热型布雷顿循环的理想效率

$$\eta = 1 - r_p^{\frac{1-k}{k}} \quad (3)$$

由式(3)可见,压缩机压比这一参数在两种循环中对效率的最终影响截然相反:非回热型布雷顿循环的效率随压比上升而上升;回热型布雷顿循环的效率随压比的上升而下降,当压比为 1 时效率等同于卡诺循环效率。上述规律在工程应用上体现在:回热布雷顿循环通过引入回热过程,大幅降低了对透平、压缩机压比的要求,以回热器的体积质量、体积为代价,换来了透平、压缩机结构上的大幅简化,对透平、压缩机效率的要求也有所降低,这种特性特别适合于对可靠性要求特别高的应用场合。

实际的布雷顿循环的转化效率,除了受冷热端温度、压缩机压比影响外,还与实际热力学过程中的各种损耗有关,包括以下几个方面。

### 1.2 非理想压缩机、透平损失

压缩机内 S-CO<sub>2</sub> 的实际压缩过程可认为受等熵效率  $\eta_c$ 。由于存在损耗,压缩机的实际出口点 2 处的焓、熵均大于绝热压缩出口点 2'。计算实际出口点参数所需的输入如图 2 所示。

首先需要已知入口温度  $T_1$  和压力  $p_1$ , 利用插值法(简称 FIT)获得入口的其他物性包括入口比焓  $h_1$ 、密度  $\rho_1$ 、熵  $s_1$

$$\rho_1, h_1, s_1 = F(T_1, p_1) \quad (4)$$

式中:  $F$  表示 FIT 函数。利用压缩机压比  $r_p$  获得压缩机出口压力  $p_2$ , 然后利用 FIT 的方法获得等熵压缩条件下的出口焓,即图 1 中 2' 点的焓  $h_2$

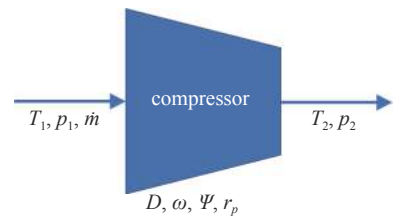


Fig. 2 Compressor model

图 2 压缩机模型

$$h_2 = F(s_1, p_2) \quad (5)$$

利用压缩机效率 $\eta_c$ 计算压缩机的实际出口焓

$$h_2 = h_1 + \frac{h_2' - h_1}{\eta_c} \quad (6)$$

利用能量守恒得到压缩机的实际输入功 $\dot{W}$ 为

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (7)$$

压缩机的实际出口温度可由插值法求得。

与压缩机类似,透平被简化为等熵效率 $\eta_t$ 恒定的膨胀过程。由于存在损耗,透平机的实际出口点 5 处的焓、熵均大于绝热膨胀出口点 5'。计算实际出口点参数所需的输入如图 3 所示。

首先需要已知透平入口温度 $T_4$ 和压力 $p_4$ ,利用插值法获得入口的其他物性包括比焓 $h_4$ 、密度 $\rho_4$ 、熵 $s_4$

$$\rho_4, h_4, s_4 = F(T_4, p_4) \quad (8)$$

利用透平压比 $r_t$ 获得机出口压力 $P_5$ ,然后利用插值法获得等熵压缩条件下的出口焓 $h_5$

$$h_5 = F(s_4, p_5) \quad (9)$$

利用压透平效率 $\eta_t$ 计算压缩机的实际出口焓 $h_5$ 需要满足

$$h_5 = h_4 - \eta_t(h_4 - h_5) \quad (10)$$

利用能量守恒得到压缩机的实际输入功

$$\dot{W} = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (11)$$

压缩机的实际出口温度 $T_5$ 可由 FIT 求得

$$T_5 = F(h_5, P_5) \quad (12)$$

### 1.3 非理想回热器损失

通过 2.1 节对理想回热型布雷顿循环的效率分析可知,提高回热器出口温度是改善效率的重要手段,最理想情况下有

$$T_5 - T_3 = 0 \quad (13)$$

但是对于真实的 S-CO<sub>2</sub> 回热器,其冷侧的实际出口温度一般远小于实际的透平出口温度,导致实际回热量远低于理论最大回热量,这种现象的原因可归结于如下两方面。

(1) 超临界工质的特殊性导致回热器两侧热物性差异较大,这是限制回热器回热量的主要因素。S-CO<sub>2</sub> 的比热容在其临界温度以上附近存在一个局部尖峰,而在回热器中,冷侧工质的入口恰处于该温度段,其平均比热容 $\bar{c}_{p,c}$ 远高于热侧的高温工质 $\bar{c}_{p,h}$ ,导致热侧流体会比冷侧经历更大的温差,定义热侧流路为“弱”流路,冷侧流路为“强”流路。并分别定义两侧流体质量流量与定压比热之积为 $C_{\min}$ 和 $C_{\min,x}$ ,两者之比为 $C^*$ ,由于回热器重两侧流体质量流量相同,有

$$C^* = \frac{\bar{c}_{p,h}}{\bar{c}_{p,c}} \quad (14)$$

S-CO<sub>2</sub> 的回热器多采用逆流型布置,当热容率最低的气流的出口温度等于另一气流的进口温度时,可以获得最大的传热。由于传热需要温差驱动,随着温差趋近于 0,热流密度急剧降低,这种理想的换热器运行状态都对应于一个理论上无限的换热面积。此时有冷端温差 $\Delta T_1$

$$\Delta T_1 = T_6 - T_2 = 0 \quad (15)$$

由能量守恒可得

$$T_5 - T_3 = (1 - C^*)(T_5 - T_6) \quad (16)$$

由式(16)可见,当 $C^*$ 不为 1 时,回热器的出口温度永远小于透平出口温度,导致的能量损失与总的回热量成正

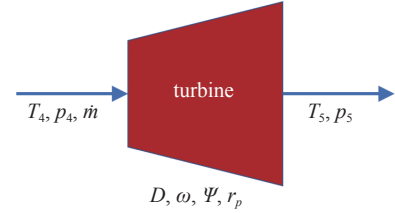


Fig. 3 Turbine model

图 3 透平模型

比,这说明实际回热型布雷顿循环的效率并不总随着回热量的增加而增加,适当增加压比、减小回热量有助于提高整体转化效率。

(2)对于真实的、传热面积有限的回热器,  $\Delta T_l = 0$  的假设并不成立。工程上为了保证换热器的传热效率,控制换热器体积,各类换热器设计时都会限制冷热两侧流体的最小温差,如气体换热器一般限制冷端温差大于  $5\text{ }^\circ\text{C}$ 。

定义回热器实际换热量与理论最大换热量的比值为换热器效率  $\varepsilon_r$

$$\varepsilon_r = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_2} \quad (17)$$

由式(17)可得,回热器效率与冷端温差  $\Delta T_l$ 、冷流体入口温度  $T_2$ 、热流体入口温度  $T_5$  有如下关系

$$\Delta T_l = (1 - \varepsilon_r)(T_5 - T_2) \quad (18)$$

联立式(18)可得,在同时考虑工质热物性差异、换热器效率的情况下,热源入口与透平出口处的温差为

$$T_5 - T_3 = (1 - \varepsilon_r C^*)(T_5 - T_6) \quad (19)$$

显然,随着冷热侧热容比差异增大,增加换热器效率收益逐渐变小。

#### 1.4 流动压力损失

工质在热源、回热器、气体冷却器及中间的管道阀门中的流动会因局部形阻、摩擦等因素产生总压损失,各部件总压效率损失可用总压损率  $\varepsilon_{\Delta p}$  描述,即

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{p_{\max}} \quad (20)$$

式中:  $p_{\max}$  表示循环中的最高压力,也就是压缩机出口压力,  $\Delta p$  表示压降。系统总的压力损失等于各个部件总压损失之和

$$\varepsilon_{\Delta p} = \varepsilon_{\Delta p, \text{sou}} + \varepsilon_{\Delta p, \text{rhot}} + \varepsilon_{\Delta p, \text{gc}} + \varepsilon_{\Delta p, \text{rcold}} + \varepsilon_{\Delta p, \text{pipe}} \quad (21)$$

式中:下标 sou, rhot, rcold, gc, pipe 分别表示热源、回热器热侧、回热器冷侧、气体冷却器、管路。工程上一般限制各子系统的压力损失设计不超过 0.99,对热源该限制可适当放宽。

## 2 关键部件效率模型

上述循环效率分析模型中,回路的整体转化效率依赖于各部件的效率,而各个部件的效率取决于其设计与使用工况。部件效率对整体效率的提升是边际递减的,追求任意单一部件的高效率可能会导致系统体积、重量、成本、复杂度过高以至于不可接受。为此,需要建立各个重要部件的效率模型,并以此为基础开展系统优化设计。

### 2.1 涡轮机械效率模型

循环中的压缩机、透平均属于涡轮机械,其效率特性一般利用无量纲的比转速  $n_s$ 、比直径描述  $d_s$ 。涡轮机械比转速的定义为

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (22)$$

式中:  $\omega$  为涡轮机转动角速度(弧度/秒);  $\dot{V}$  为工质体积流量,透平使用出口流量,压气机使用进口流量;  $\Delta h_s$  为表示涡轮机械等熵过程所发生的焓变。

涡轮机械的比直径的定义为

$$d_s = \frac{D \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad (23)$$

式中:  $D$  为涡轮机械的叶轮的实际直径;

涡轮机械的另一关键设计参数为扬程系数  $\psi$ , 其将涡轮机械叶轮叶尖速度  $u_t$  与等熵焓变  $\Delta h_s$  联系起来,其受叶片形状、涡轮机械类型影响,需要作为输入参数在设计前给出,即

$$\psi = \frac{\Delta h_s}{u_t^2} \quad (24)$$

涡轮机械运行效率  $\eta$  与比转速、比直径的关系已利用实验被广泛研究, O. E. Balje<sup>[10]</sup> 将压缩机、透平的设计点

效率作为比转速和比直径的函数,生成了等高线图方便设计人员查阅,可将等高线图拟合成式(25),(26),便于程序分析<sup>[1]</sup>。

(1)最佳设计点曲线,即对应不同比转速,涡轮机械的最佳比直径曲线,可用以下多项式拟合

$$ld_{\max} = \begin{cases} -0.6253x + 0.4760, & x < -1 \\ 0.3691 - 0.6296x - 0.3820x^2 - 1.7349x^3 - 0.9919x^4 + 1.0715x^5 + 0.8134x^6, & -1 < x < 0.065 \\ -0.7022x + 0.3718, & x > 0.065 \end{cases} \quad (25)$$

式中:  $x$ 为涡轮机械的比转速的对数,  $x = \lg(n_s)$ ;  $ld_{\max}$ 为涡轮机械最佳直径的对数,  $ld_{\max} = \lg d_{s,\max}$ ;

(2)最高效率曲线,即对应最佳设计点的涡轮机械效率 $\eta_{\max}$

$$\eta_{\max} = \begin{cases} 1.436 \times 2.349^x, & x < -0.8392 \\ 0.6955 - 1.4752x + 0.0529x^2 + 21.3801x^3 + 59.9767x^4 + 58.1086x^5 + 20.8809x^6, & -0.8392 < x < 0.06 \\ 0.6865 \times 0.1497^x, & x > 0.06 \end{cases} \quad (26)$$

若已知涡轮机械的扬程系数、体积流量,便可以利用上述拟合的效率曲线,计算实际效率、最佳比转速、最佳比直径。可以看出体积流量是影响透平机械的关键因素。对于低功率的S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环,其最佳转速很高且最佳直径很小,一方面会导致系统的循环效率偏低;另一方面有助于缩减系统总体积。

## 2.2 换热器效率模型

S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环运行压力很高,传热性能不佳,对回热器、气体冷却器的紧凑程度、耐压能力要求很高,需要采用类似于印刷电路板式换热器(PCHE)的微通道型换热器。典型的PCHE冷却剂通道为半圆形,深度(取决于设计)从0.1 mm到2.5 mm不等,在本文的分析模型中,PCHE的冷、热侧冷却通道均被简化为直径为 $d$ 的圆形通道,其余关键几何参数包括壁厚 $t_1$ 、壁厚 $t_2$ 、冷却管列数 $N_c$ 、热侧流体冷却管行数 $N_R$ 、冷却通道长度 $L$ ,热流体迎风面积 $A_h$ ,冷流体迎风面积 $A_c$ 等。

计算模型中假设回热器、气体冷却器均为逆流布置,各个通道长度相等且全部为并联关系。以其中相邻的冷、热通道各一,建立分析模型。由于S-CO<sub>2</sub>的热物性会发生较大变化,需要沿流程方向将通道划分为 $N_{\text{cell}}$ 个子单元,对任意一个分析单元,利用流体温度 $T_{h,i}$ 、 $T_{c,i}$ 和壁面温度 $T_{wh,i}$ 、 $T_{wc,i}$ 建立如图4所示的能量守恒关系。

其中热通道入口上的热通量 $q_1$ 由对流热通量 $q_{1,\text{conv}}$ 和传导热通量 $q_{1,\text{cond}}$ 决定,即

$$\begin{cases} q_1 = q_{1,\text{cond}} + q_{1,\text{conv}} \\ q_{1,\text{cond}} = \frac{-k_{h1}A_h}{L/N_{\text{cell}}} \left( \frac{T_{h,i} + T_{h,i+1}}{2} - \frac{T_{h,i-1} + T_{h,i}}{2} \right) \\ q_{1,\text{conv}} = h_{h1}\dot{m}_h \end{cases} \quad (27)$$

冷通道入口上的热通量 $q_2$ 由对流热通量 $q_{2,\text{conv}}$ 和传导热通量 $q_{2,\text{cond}}$ 决定

$$\begin{cases} q_2 = q_{2,\text{cond}} + q_{2,\text{conv}} \\ q_{2,\text{cond}} = \frac{-k_{h2}A_h}{L/N_{\text{cell}}} \left( \frac{T_{h,i+1} + T_{h,i+2}}{2} - \frac{T_{h,i} + T_{h,i+1}}{2} \right) \\ q_{2,\text{conv}} = h_{h2}\dot{m}_h \end{cases} \quad (28)$$

式中:  $h_{h1}$ ,  $h_{h2}$ 表示热通道工质入口、出口温度下的比焓,  $k_{h1}$ ,  $k_{h2}$ 表示对应温度下的热导率。传递给换热壁上的对流热通量

$$q_3 = h_h \frac{A_{h,\text{eff}}}{N_{\text{cell}}} \left( \frac{T_{h,i} + T_{h,i+1}}{2} - T_{wh,i} \right) \quad (29)$$

$$h_h = \frac{Nu_h k_h}{L} \quad (30)$$

式中:  $A_{\text{eff}}$ 表示换热器的有效换热面积,  $h_h$ 表示对流换热系数,努塞尔数 $Nu$ 的计算采用Liao等人针对S-CO<sub>2</sub>水平圆管流动换热的研究结果<sup>[12]</sup>。冷侧管道的热流密度 $q_5$ ,  $q_6$ 的分析方法与热侧管道基本相同。

由于紧凑型回热器的轴向长度普遍偏小,需要考虑轴向传热的影响。热侧和冷侧壁面的热传导通量 $q_{7h}$ ,  $q_{7c}$ 由下式决

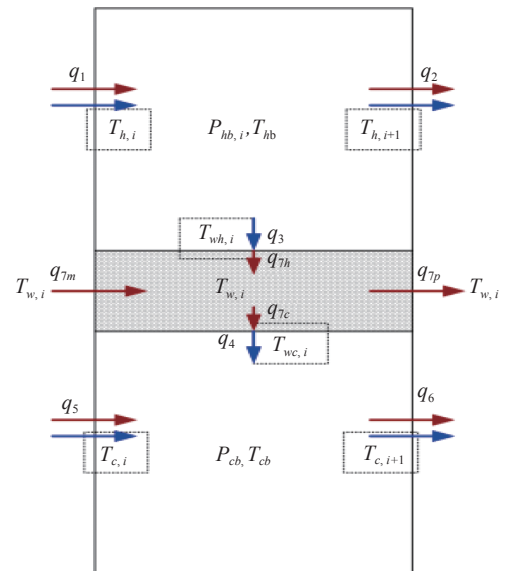


Fig. 4 Subunit energy conservation model

图4 子单元能量守恒模型

定

$$\begin{cases} q_{7m} = \frac{k_{\text{wall}}A_{\text{wall}}}{L/N_{\text{cell}}}\left(\frac{T_{\text{wh},i}+T_{\text{wc},i}}{2}-\frac{T_{\text{wh},i-1}+T_{\text{wc},i-1}}{2}\right) \\ q_{7p} = \frac{k_{\text{wall}}A_{\text{wall}}}{L/N_{\text{cell}}}\left(\frac{T_{\text{wh},i+1}+T_{\text{wc},i+1}}{2}-\frac{T_{\text{wh},i}+T_{\text{wc},i}}{2}\right) \end{cases} \quad (31)$$

$$\begin{cases} q_{7h} = \frac{k_{\text{wall}}A_{\text{h,eff}}}{t_{\text{wall}}N_{\text{cell}}}(T_{\text{wh},i}-T_{\text{wc},i})-0.5(-q_{7p}+q_{7m}) \\ q_{7c} = \frac{k_{\text{wall}}A_{\text{h,eff}}}{t_{\text{wall}}N_{\text{cell}}}(T_{\text{wh},i}-T_{\text{wc},i})+0.5(-q_{7p}+q_{7m}) \end{cases} \quad (32)$$

最终的温度场包含冷热侧主流温度、冷热侧壁温共计 $4 \times N_{\text{cell}}$ 个未知量,可通过求解以下 $4 \times N_{\text{cell}}$ 个能量守恒方程获得

$$\begin{cases} q_{1,i}-q_{2,i}-q_{3,i}=0 \\ q_{3,i}-q_{7h,i}=0 \\ q_{4,i}-q_{7c,i}=0 \\ q_{4,i}+q_{5,i}-q_{6,i}=0 \end{cases} \quad (33)$$

### 3 分析与讨论

#### 3.1 透平入口温度

透平进口温度(简称 TIT)是最重要的循环参数之一,主要影响循环效率和材料选择都有很大的影响。透平进口温度是循环过程中的最高温度,提高透平进口温度可以改善循环效率,同时降低了材料的许用应力,增加了腐蚀速度。图 5 显示了非归一化电输出时涡轮进口温度对循环效率的影响,压缩机出口压力(COP)为 20 MPa。由图 5 可知,效率随的上升而增加,一方面这是由于潜在的卡诺循环效率的上升;另一方面,随着透平进口温度的升高,热源两端的比焓差增加,相同热功率下质量流量显著降低,在换热器体积不变的情况下,压力损失就会显著减少,从而提高系统整体效率;若保证压力损失不变,则可通过增加透平入口温度大幅减少换热器体积。这些特性对某些对系统重量敏感的应用场景很重要,此时应该在材料许可的范围内尽可能提高透平入口温度,以同时保证系统的效率、紧凑性。

图 6 分析了不同压缩机出口压力下透平入口温度对效率提升的影响。由图 6 可知,当透平温度超过 550 °C 后,循环效率与透平入口温度近似成线性关系,且 COP 越高,提升 TIT 对效率的影响越明显。

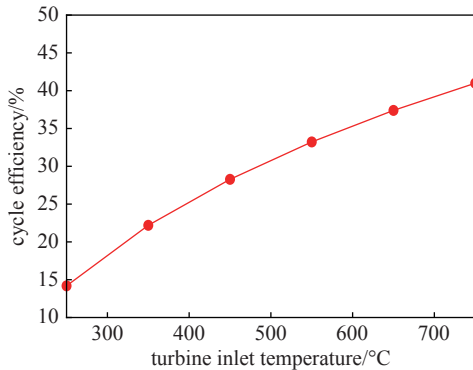


Fig. 5 Cycle efficiency vs turbine inlet temperature

图 5 循环效率与透平入口温度

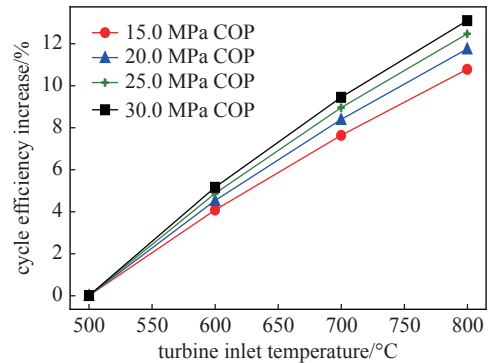


Fig. 6 Efficiency increases with increasing turbine inlet temperature

图 6 提高透平入口温度带来的效率提升

#### 3.2 压缩机出口压力及压比

由于目前超临界蒸汽循环运行的压力远高于 20 MPa,工业界对高压热电转化系统的运行以积累了丰富的经验,评估更高压缩机出口压力下的循环性能具有现实意义。不同压缩机出口压力的循环效率如图 7 所示,透平入口温度(TIT)分别假设为 500 °C, 600 °C, 700 °C, 800 °C,压缩机进口压力均为 7.7 MPa,刚好高于 S-CO<sub>2</sub> 临界点。

图 7 的计算结果表明,不同透平入口温度下,系统循环效率总随 COP 的提升而提升,但提升的速度不是线性的,而是随着压比的增加,在 20 MPa 附近增速开始明显放缓,效率的增加逐渐饱和。原因如下:(1)首先,随着压比上升,当透平入口温度不变时,透平出口温度下降,系统总回收热量的减少,由式(2)可知,这种回热量的下降会降

低系统效率；(2)随着压比的上升，系统体积流量随压力增加而降低，绝对压差不变的情况下，流动阻力损失随压力的上升而下降，导致系统效率上升。总的来说，高压降低质量流量的有利效果占主导地位，导致系统效率的上升，但随着压力的进一步上升，工质的可压缩性减少，流阻降低带来的收益降低，转化效率的增幅放缓。

提高 COP 对系统总体积、质量的影响较为复杂。利用回热器热侧的进出口焓差可以得到系统总的回热量，最高压力为 20 MPa 时循环总回热量为 1060 MWt，而当系统压力提升至 28 MPa，总的回热量减小至 660 MWt。但由于冷热侧的温差也变小了，回热器的总体积的缩减幅度低于回热量减少量。综合考虑到效率的提升、气体冷却器换热量的降低，换热系统总体积缩小约 30%。但由于运行压力上升了约 40%，系统总质量反而略有增加，表明通过提高 COP 可以有效缩减系统体积，但不利于减少系统总重量。

### 3.3 涡轮机械效率

图 8 为循环效率与涡轮机械效率的关系。计算结果表明循环效率对压缩机效率不敏感。这是由于 S-CO<sub>2</sub> 在临界点附近的高可压性导致的低压缩功率。因此，尽管离心式压缩机的效率比轴流式低，采用离心压缩机不会造成明显的效率损失，同时有利于系统布置。对于透平来说，由于比焓变化较大，循环效率对涡轮效率更为敏感。然而，减少透平效率带来的性能衰退不显著，透平涡轮效率降低 5%，循环效率降低约 2%。

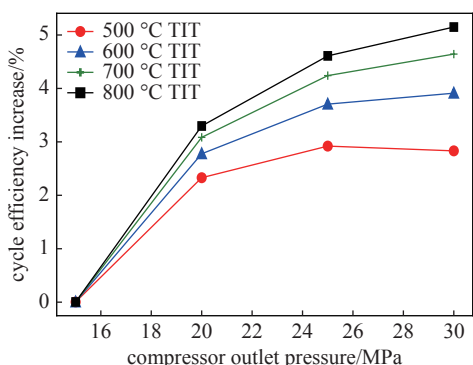


Fig. 7 Efficiency increase due to increased compressor outlet pressure

图 7 提高压缩机出口压力带来的效率提升

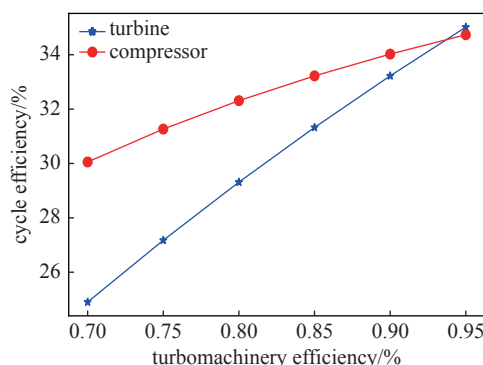


Fig. 8 Cycle efficiency vs turbomachinery efficiency

图 8 循环效率与涡轮机械效率的关系

### 3.4 回热器尺寸的影响

固定回热器管道直径为 1.5 mm，研究不同尺寸回热器对循环效率的影响。图 9 表示当回热器流道长度分别为 1.6 m、1.0 m 时，内部的压降分布；图 10 表示当回热器流道长度分别为 1.6 m、1.0 m 时，内部的温度分布。

图 9、图 10 的结果表明：(1)回热器长度上升，会导致其进出口压差增大，总压效率损失增加；(2)随着回热器长度上升，回热器热端的冷热流体温差减小，回热器效率增加，回热量增加。图 10 还表明，由于 S-CO<sub>2</sub> 的热容随温度、压力变化剧烈，回热器内部绝大多数传热都发生在热侧入口附近，当回热器长度超过一定值后，增加回热器长度对增加回热量贡献非常微弱，而阻力导致的效率损失基本上与回热器长度线性相关，这说明回热器的总尺寸对循环效率的影响不是线性的。对于管道直径确定的回热器，存在一个最佳长度，超过或者小于该长度，都会导致系统效率下降，经过对比，对于 1.5 mm 管道直径的直管回热器，换热通道长度取 1.6 m 附近为宜。

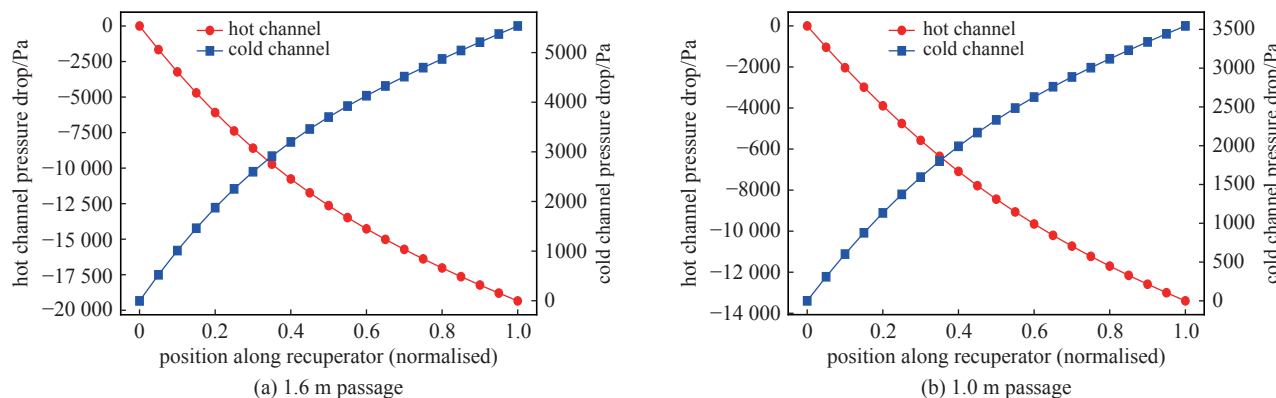


Fig. 9 Pressure drop in recuperator

图 9 回热器中的压降分布

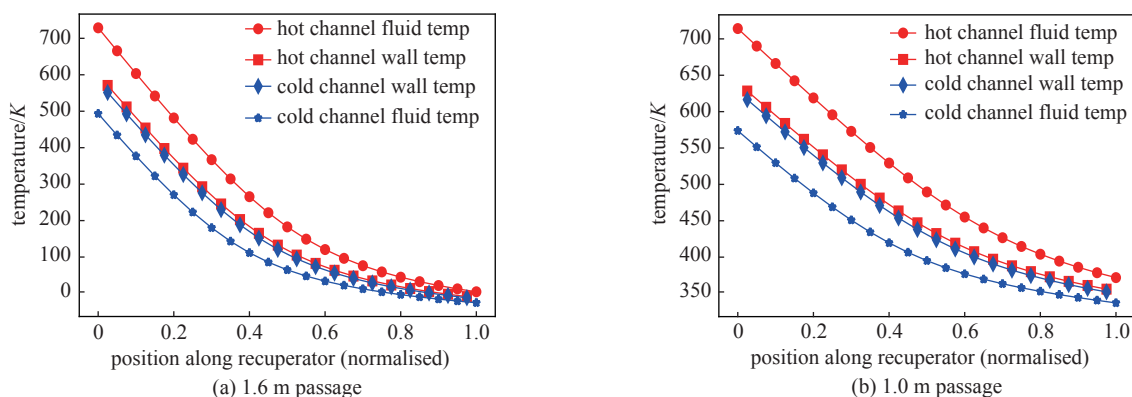


Fig. 10 Temperature distributions in recuperator

图 10 回热器中的温度分布

## 4 结论

本文以简单回热型布雷顿循环为研究对象,首先介绍了系统循环效率、各子部件效率的计算模型,随后开展循环效率参数敏感性分析,得到如下结论:(1)超过 550 °C 后,循环效率与透平入口温度近似成线性关系;提高透平入口温度可以同时提高转化效率与系统紧凑性,应在材料许可的范围内尽可能提高透平入口温度;(2)压缩机出口压力低于 20 MPa 时,循环效率与压力近似成线性关系,随着压力进一步上升,效率上升明显放缓,增加系统运行压力可明显缩小系统总体积,但系统总质量反而略有上升;(3)压缩机效率对系统总效率的影响较之透平效率更小;(4)对于一定管道直径的回热器,其长度有最佳设计值,高于或者低于该值都会降低转化效率。

未来在本文建立的分析模型的基础上,还需要进一步开展以下工作:(1)分析涡轮机械偏离设计转速、设计流量对系统总转化效率的影响;(2)建立涡轮机械、换热器的质量模型,分析相同功率水平下质量最优的系统布局。

## 参考文献:

- [1] Liu Yaping, Wang Ying, Huang Dianguai. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: a state-of-the-art review[J]. *Energy*, 2019, 189: 115900.
- [2] 叶侠丰, 潘卫国, 尤运, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环在发电领域的应用[J]. *电力与能源*, 2017, 38(3): 343-347. (Ye Xiaofeng, Pan Weiguo, You Yun, et al. Application of supercritical carbon dioxide Brayton cycle in power generation fields[J]. *Power & Energy*, 2017, 38(3): 343-347)
- [3] 吴攀, 高春天, 单建强. 超临界二氧化碳布雷顿循环在核能领域的应用[J]. *现代应用物理*, 2019, 10: 031202. (Wu Pan, Gao Chuntian, Shan Jianqiang. Application of supercritical carbon dioxide Brayton cycle in nuclear engineering[J]. *Modern Applied Physics*, 2019, 10: 031202)
- [4] 郑开云. 超临界二氧化碳布雷顿循环效率分析[J]. *发电设备*, 2017, 31(5): 305-309. (Zheng Kaiyun. Efficiency analysis for supercritical carbon dioxide Brayton cycles[J]. *Power Equipment*, 2017, 31(5): 305-309)
- [5] 段承杰, 杨小勇, 王捷. 超临界二氧化碳布雷顿循环的参数优化[J]. *原子能科学技术*, 2011, 45(12): 1489-1494. (Duan Chengjie, Yang Xiaoyong, Wang Jie. Parameters optimization of supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2011, 45(12): 1489-1494)
- [6] Bell I H, Quoilin S, Wronski J, et al. CoolProp: An open-source reference-quality thermophysical property library[C]//ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems. 2013.
- [7] Witte F, Tuschy I. TESPpy: Thermal Engineering Systems in Python[J]. *Journal of Open Source Software*, 2020, 5: 2178.
- [8] Dostal V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [9] Gibbs J P. Power conversion system design for supercritical carbon dioxide cooled indirect cycle nuclear reactors[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2008.
- [10] Balje O E. Turbomachines: A guide to design, selection and theory[M]. Hoboken: John Wiley & Sons, 1981.
- [11] Sondelski B, Nellis G. Mass optimization of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle with a direct cooled nuclear reactor for space surface power[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 163: 114299.
- [12] Liao S M, Zhao T S. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal Mini/Micro channels[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2002, 124(3): 413-420.