

# 超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环特性分析

廖吉香<sup>1</sup>, 刘兴业<sup>2</sup>, 郑群<sup>1</sup>, 张海<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150000;

2. 黑龙江科技大学 建筑工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150022)

**摘要:** 本文对五种超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环进行了分析, 分别为简单回热循环、再压缩循环、部分冷却循环、预压循环和分段膨胀循环。在相同运行参数下, 分析比较了五种循环系统的循环效率, 结果表明: 再压缩循环和部分冷却循环效率最高, 均接近 0.45。但是部分冷却循环的最大效率须在高压比时才能显现, 低压比时效率与再压缩循环相比无明显优势, 而其它循环效率较低且装置复杂, 应用均不广泛。所以再压缩循环的效率最高且系统结构简单, 压力也容易控制, 故为最优循环。所以本文对该循环做了进一步的热力计算, 分析循环参数对循环性能的影响规律, 得到了最高循环效率下的最佳运行参数, 即当涡轮进口温度为 823.15 K 时, 压气机最佳进口温度为 305 K, 最佳进气压力为 7.7 MPa, 最佳压比为 2.6, 效率为 0.45。

**关键词:** 超临界 CO<sub>2</sub>; 发电循环; 循环效率; 特性分析

中图分类号: TQ051.62 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.05.023

## 引言

人类一直面临两大难题即能源和环境问题。所以开发新型环保能源, 提高能源转化率是亟需解决的问题。近几年由于超临界 CO<sub>2</sub> 闭式循环的高效环保性, 被越来越多的学者视为未来发电的主要发展方向。超临界 CO<sub>2</sub> 发电与太阳能热发电相结合, 可以提高太阳能转化效率; 与核反应堆相结合, 可获得比传统反应堆较高的核电转化效率, 对核电的应用有着更深远的影响。超临界 CO<sub>2</sub> 闭式发电循环效率之所以较高, 主要是因为拟临界区内 CO<sub>2</sub> 不仅具有高密度的特性, 而且此时动能大、传热性好, 因此可降低体积流量, 使装置尺寸减小, 其低粘度性还会减少工质摩擦损失<sup>[2]</sup>。故与传统水蒸气汽轮机

相比, 超临界二氧化碳发电循环具有较大优势。Yamaguchi 和他的团队对太阳能跨临界 CO<sub>2</sub> 朗肯循环做了大量的研究<sup>[3~5]</sup>; 美国 Sandia 国家实验室的研究者们对超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环应用在不同热源<sup>[6]</sup> 比如地热能、太阳能、核能下的系统效率和经济性进行了分析, 结果表明: 超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环在中低温和中高温的热源下均可良好的运行。他们还研究了如何提高系统的效率、扩展超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环的适用性以及装置的设计等; Singh et al 开发了一种面向控制的 S-CO<sub>2</sub> 动态行为模型<sup>[7]</sup>; 他们强调利用 S-CO<sub>2</sub> 可以在夏季和冬季充电以维持超临界系统的运行周期。此外, Singh R 等对 S-CO<sub>2</sub> 部分预冷循环进行了特性分析<sup>[8]</sup>, 并利用遗传算法对循环进行了多目标的优化, 结果表明此循环效率较高; Turchi 提出了 S-CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环系统<sup>[9]</sup>, 并将此循环与氨布雷顿循环、超临界蒸汽循环和超过热蒸汽循环对比, 表明 S-CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环系统获得了较高的系统效率; Garg 等对 CO<sub>2</sub> 在超临界、跨临界和亚临界状态下的简单回热布雷顿循环中的特性进行了分析<sup>[10]</sup>, 结果表明 CO<sub>2</sub> 在超临界状态下性能最优越; 国内段成杰等人对超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的参数进行了优化<sup>[11]</sup>; 上海交通大学研究者将 LNG 冷能用于 CO<sub>2</sub> 跨临界朗肯循环中<sup>[12~13]</sup>, 不但利用了 LNG 冷能, 而且让燃烧后产生的大部分 CO<sub>2</sub> 气体得以回收, 结果证明此方案是一个非常环保节能的方案。

从上述研究可以看出, 国内外学者对超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环的分析都是从某一特定循环形式进行分析(比如就超临界 CO<sub>2</sub> 朗肯循环分析), 或者和其它工质的动力循环进行比较分析, 很少有对超临界

收稿日期: 2015-06-24; 修订日期: 2015-07-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51476039)

作者简介: 廖吉香(1979-), 女, 山东东平人, 哈尔滨工程大学在读博士研究生。

通讯作者: 郑群, 男, 哈尔滨工程大学教授。

CO<sub>2</sub> 多种闭式循环形式进行分析比较的,所以本文就从这个角度出发,介绍了五种 S-CO<sub>2</sub> 发电循环形式的组成及特点,并在相同的运行参数下,对循环进行计算和比较,从中得到最优循环,然后对最优循环形式做了进一步的分析,分析循环参数对系统的影响,得到一些可参考的数据。

## 1 S-CO<sub>2</sub> 发电循环简介

5 种 S-CO<sub>2</sub> 发电循环的  $T-S$  如图 1 所示。

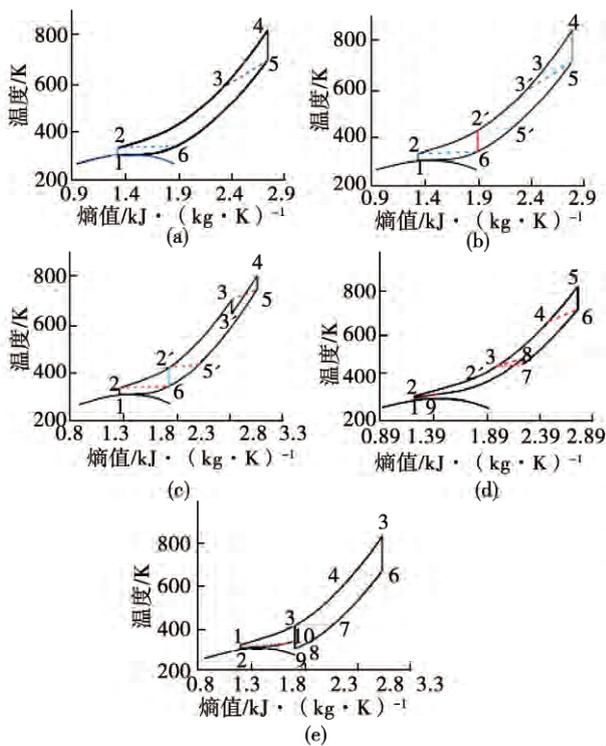


图 1 五种超临界 S-CO<sub>2</sub> 发电循环的温熵图

Fig. 1  $T-S$  diagram of five types of supercritical S-CO<sub>2</sub> power generation cycle

简单回热循环是由 1 台压气机、1 台涡轮机、1 个冷却器、1 个加热器和 1 个回热器组成如图 1a 所示。回热器可以回收汽轮机排气的热量,有利于效率的提高。热力学过程为:1~2 的过程为压气机加压过程,使得 CO<sub>2</sub> 从临界点附近加压至设定压力;2~3 过程为从压气机加压后的 CO<sub>2</sub> 在回热中吸收热量;3~4 为在回热器中预热后的 CO<sub>2</sub> 进入换热器中被加热,达到透平进口温度;4~5 的过程为加压加热后的 CO<sub>2</sub> 进入透平中膨胀做功;5~6 的过程为从透平出口的 CO<sub>2</sub> 进入回热器中交换热量;6~1 的过

程为 CO<sub>2</sub> 的预冷过程,此时已达到压气机进口参数。

图 1b 为再压缩布雷顿循环与简单回热循环的区别为,增加了 6~2' 加压过程的分流压气机,回热器分为高温低温回热器,工质在 6 点分流,一部分流经分流压气机后,与低温回热器低温出口混合进入高温回热器回热;另一部分工质进入预冷器中预冷,后经由主压气机加压,进入低温回热器。增加 1 台分流压气机虽然会导致压气机总耗功的增加和净功的减少,但是由于采用高低温回热器会使换热器进口点由 3' 提高至 3 点,使得高温热源加热量减少,循环效率会得到提高。

图 1c 为分段膨胀循环在再压缩循环的基础上进行改进,区别在于透平中的膨胀过程 3~4 分为两段,在进入高温换热器前,先经过 3~3' 的预膨胀过程。吸热后在进入另一涡轮中进行膨胀。在闭式循环中,最高压力高达 20 MPa,很难保证压力容器的密封性,且高压侧和低压侧存在很大压差,对装置安全性有很大影响;如果采用高压,为保证压力容器的可靠性,加热器(反应堆 FR 或 GTHR)必须增加壁厚,而壁厚 250 mm 为最大生产极限值,在此厚度下容器能承受的最大压力为 12.5 MPa<sup>[14]</sup>。为降低容器设计加工难度,采用预先膨胀的方法可以解决这一问题。因此,该循环吸热量减少,压缩机输入功率降低,其结果是热效率提高。

图 1d 为预压循环的工质在进入主压气机前,先经过预压压气机的加压,然后进入预冷器中冷却,再进入主压气机进行加压,采用预压压气机的作用是将涡轮出口压力与主压气机进口压力相互独立,有利于控制;由于预压压气机的出现同样存在高低温回热器,没有分流压气机,所以高低温回热器中的工质流量没有变化,此装置应用并不广泛<sup>[15]</sup>。

图 1e 为部分冷却循环,可以看作是再压缩循环和预压循环的结合。最主要特点在循环中有两段冷却的过程。图中 9~10 为预压加压过程,在点 10 发生分流,一部分进入 10~1 的预冷过程;另一部分进入 10~3 分流压气机加压过程,8~9 为预冷过程,部分冷却名称来源于此。9~10 的加压过程保证 10 点压力高于临界压力,否则会进入两相区。此循环装置更为复杂,调节控制更为困难<sup>[16]</sup>,应用也不广泛。

### 2 数学模型

本文中采用了再压缩布雷顿循环的模型,因为再压缩布雷顿循环是改良过的循环,且系统包含不同的装置,其它4个循环与之相似,所以其它几种模型不再赘述。

系统模型是根据热力学第一定律建立的,如表1所示。此模型是利用 MATLAB 调用 NIST REF-PROP 物性函数来计算循环的性能<sup>[17]</sup>。

表 1 再压缩循环数学模型

Tab. 1 Mathematical model for a recompression cycle

参数	数学模型
主压气机耗功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w_c = x(h_2 - h_1)$
分流压气机耗功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w_{cr} = (1 - x) \times (h_2 - h_6)$
涡轮输出功率/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w_t = h_4 - h_5$
净功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w = w_t - w_c - w_{cr}$
加热量/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$q_j = h_4 - h_3$
冷却量/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$q_l = h_6 - h_1$
系统效率	$\eta = \frac{w}{q_j}$

注:式中  $x$  为通过主压气机的分流比;  $h$  为比焓。

### 3 计算结果及分析

在计算中,五种发电循环均采用同一运行参数以利于系统性能的比较,如表2所示。且忽略管道内的压降和其它不可逆因素,整个循环处于稳态。工质流量以单位质量  $1 \text{ kg/s}$  为例,环境温度  $293 \text{ K}$ ,环境压力为  $101\ 325 \text{ Pa}$ 。

表 2 基本运行工况

Tab. 2 Basic operating conditions

参数	数值
主压气机进口温度/ $\text{K}$	305
主压气机进口压力/ $\text{MPa}$	7.7
最大进气压力/ $\text{MPa}$	20
涡轮进口温度/ $\text{K}$	823.15
主压气机绝热效率	0.9
涡轮绝热效率	0.9
分流压气机绝热效率	0.9
高低温回热器效率	0.98
分流比	0.58
端差温度/ $^{\circ}\text{C}$	8

5种循环效率对比如图2、图3所示。

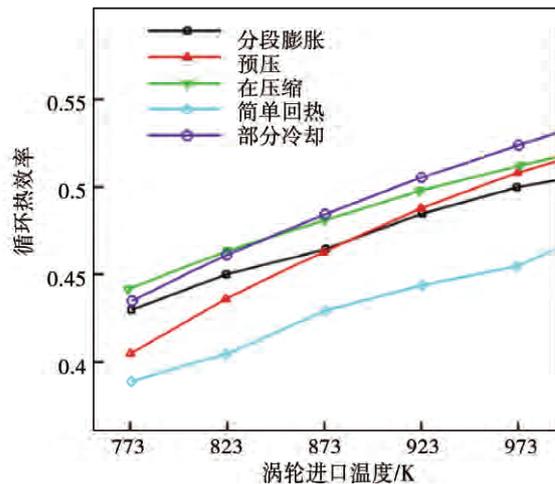


图 2 不同涡轮进口温度下的几种循环的效率比较

Fig. 2 Comparison of efficiencies in several cycles at various temperatures at the inlet of the turbine

从图2中可知,随着进口温度的增加,五种循环的效率均增加,最后达到最大值。再压缩循环和部分冷却循环获得了较高的效率。与部分冷却循环相比,再压缩循环效率增长比较缓慢。而部分冷却循环的效率在  $580 \text{ }^{\circ}\text{C}$  时超过了再压缩循环。预压循环效率增长明显,在接近  $700 \text{ }^{\circ}\text{C}$  时与再压缩循环有着相同的效率。分段冷却循环效率比再压缩循环低一些,但是始终平稳增加。而简单回热循环的效率是最低的,因为其他几种循环均是在此循环基础上改进的。

图3表示了五种循环在不同压比情况下的效率对比。从图中可以看出再压缩循环的效率随着压比的增大,先增加后减少,在膨胀比为2.6时循环效率最高。膨胀比越大,进气压力越低,此时二氧化碳是过热气体,压气机耗功少的优势将会丧失,会导致压气机耗功增加,净功减少,效率降低。部分冷却循环效率在压比为3.7时最高,与再压缩循环相近,大约为0.45。可见部分冷却循环效率在高膨胀比时才能体现,而在压气机进口压力较低时,最高效率相比于再压缩循环没有太大优势。分段膨胀循环效率与再压缩循环趋势相似,最大效率比再压缩循环大约降低0.02~0.03,由于预先膨胀减少了涡轮做功,净功减少,导致循环效率降低。预压循环整体效率不高且变化较大,在低压比情况下可获得可观效率,

有利于压力控制。简单回热循环效率最低。

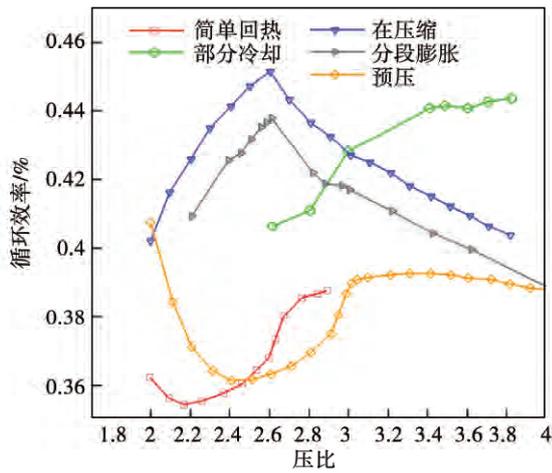


Fig. 3 不同压比下的几种循环的效率比较

Fig. 3 Comparison of efficiencies in several cycles at various pressure ratios

通过对不同涡轮进口温度和不同压比下的循环效率的对比分析可以看出,再压缩循环和部分冷却循环都具有较高的效率,但是部分冷却循环效率只有在高膨胀比时才能体现,且压力较难控制,系统装置复杂,所以部分冷却循环、分段膨胀循环和预压循环的应用均不广泛。可见再压缩循环效率较高、结构简单和压力易控制,最具代表性,所以本文将对再压缩循环做进一步的分析,以得到再压缩布雷顿循环的最佳运行工况。

### 4 再压缩循环影响因素

#### 4.1 压气机进气条件对循环的影响

##### (1) 改变进气温度对循环的影响

如图 4 所示,当压气机进气温度高于临界温度时,同等压比下循环效率会低于临界温度下的效率,当进气温度越接近临界温度时,循环效率越高。但是为防止压气机工作时产生相变,进气温度不宜低于 305 K,且此时效率最高。

##### (2) 改变进气压力对循环的影响

压气机进气压力发生变化时,循环效率也会表现出不同的结果,从图 5 中可知,循环效率最佳对应的压力为 7.7 MPa 附近,高于或低于此压力循环效率均会降低,压力越低循环效率越低,因为压气机耗

功会迅速增加。同样,压力过高工质越难压缩,压气机耗功也会增多。

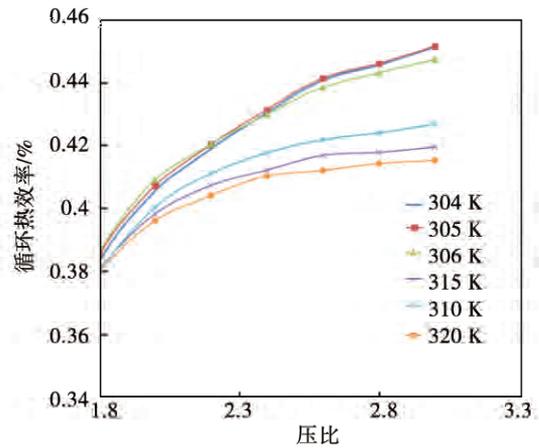


图 4 进气温度对循环效率的影响

Fig. 4 Effect of the inlet air temperature on the cycle efficiency

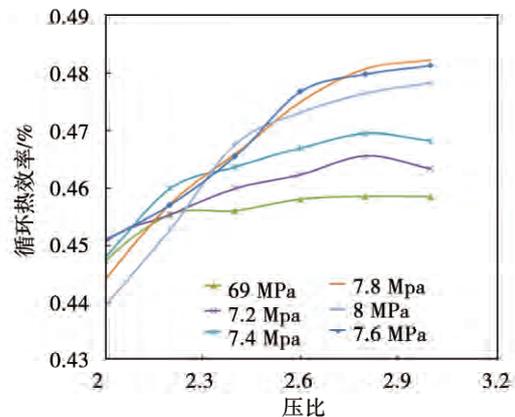


图 5 进气压力对循环效率的影响

Fig. 5 Effect of the inlet air pressure on the cycle efficiency

综上,压气机进口条件应保证进气温度和进气压力均在临界点附近,即压气机最佳进气温度为 305 K,最佳进气压力为 7.7 MPa。

#### 4.2 涡轮进气条件对循环的影响

##### (1) 改变进气温度

提高涡轮进口温度,会提高循环效率,如图 6 所示。温度每提高 100 °C,效率提高 0.04。受到反应堆堆芯温度加热极限,涡轮最高点温度不宜超过 650 °C,在最高温度下,循环效率接近 0.48。

##### (2) 改变进气压力对循环的影响

如图 7 所示 随着进口压力的增大 循环效率也增大。在进口压力为 20 MPa 和压比为 2.6 时获得最大效率,此结论与图 3 吻合。在进口压力为 25 MPa 时,获得最大效率所对应的压比为 3.3 左右,这会给压力容器的设计带来困难,使得设备为了耐压不得不加大壁厚,初投资会增多,可靠性会下降,相对于增加 0.005 ~ 0.01 的效率得不偿失<sup>[18]</sup>。所以进口压力最好不要超过 20 MPa。

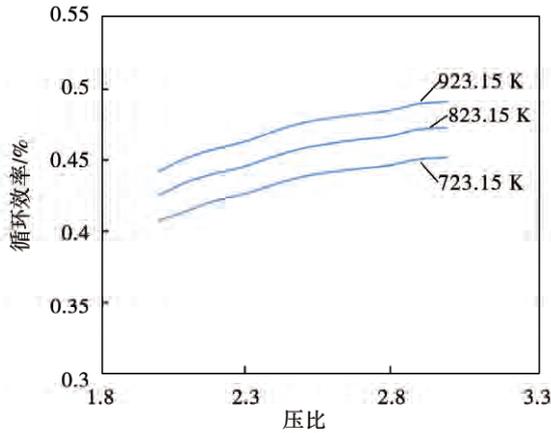


图 6 涡轮进口温度对循环效率的影响

Fig. 6 Effect of the temperature at the inlet of the turbine on the thermalefficiency of the system

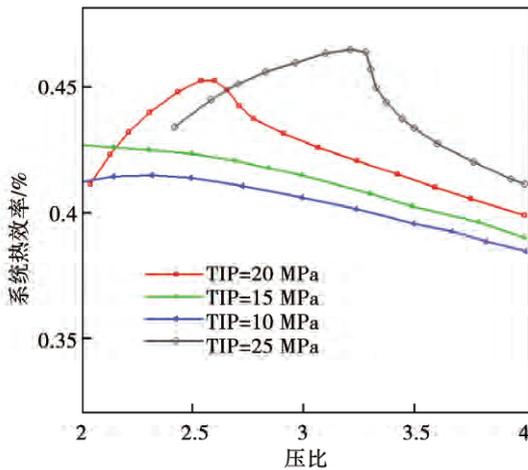


图 7 涡轮进口压力对循环效率的影响

Fig. 7 Effect of the pressure at the inlet of the turbine on the cycle efficiency

#### 4.3 部件效率对循环的影响

再压缩循环部件效率主要有主压气机、分流压气机、涡轮和回热器。当部件效率改变时,在设定参

数下,其对循环效率的影响结果的计算如图 8 所示。

从图 8 可知,涡轮效率对循环的影响最为明显,分流压气机的影响大于主压气机,在压比 2.6 时,分流压气机效率每增加 0.01,系统热效率提高 0.001 2,主压气机每提高 0.01,系统热效率提高 0.000 7,而涡轮每提高 1 时,系统热效率提高 0.004。

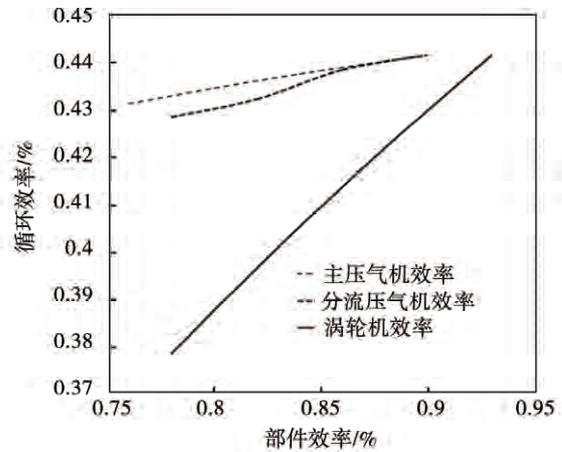


图 8 部件效率对循环效率的影响

Fig. 8 Effect of the component efficiencies on the thermalefficiency of the system

压气机对循环效率的影响较小,原因为分流量的存在,压气机耗功的改变量均要乘以一个分流量,这样会降低其变化对循环效率的冲击,而涡轮中不存在分流量,它做功的改变将直接改变净功的值,从而对循环效率产生影响较大。

#### 4.4 高、低温回热器对循环的影响

##### (1) 高、低温回热器效率对循环的影响

从图 9 可知,高温回热器效率的改变对循环影响较大。低温回热器效率的改变会影响图 1b 中 2' 点,为保证端差温度,分流量会发生改变,影响净功的变化;但是加热量并没有发生很大的变化,即 3 点焓值没有改变,最终影响循环效率的因素为压气机的耗功值,由于分流量的存在,使得压气机耗功的改变对净功值影响不大,循环效率改变很少,而高温回热器效率改变直接决定 3 点焓值的大小,即直接影响加热量,而净功值不发生变化,所以高温回热器对循环效率影响较大。

##### (2) 高、低温回热器端差温度对循环的影响

高、低温回热器端差温度最小保证 8 K 的温差,

才能满足回热器的设计要求<sup>[19]</sup>。改变端差温度对循环的影响计算结果如图 10 所示。

从图 10 可知, 高温回热器对循环效率的影响较大, 原因为当高温回热器端差温度增大时, 即 5' 与 2' 的温差加大, 2' 点焓值会下降, 3 点与 2' 点的焓差会增多, 进而导致额外加入的热量会增多, 循环效率会降低。

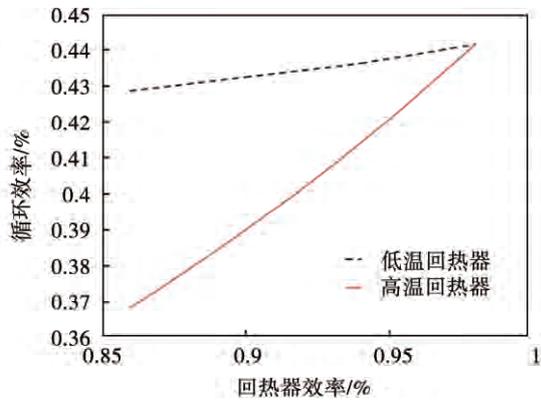


图 9 回热器效率对循环效率的影响

Fig. 9 Effect of the regenerator efficiency on the thermal efficiency of the system

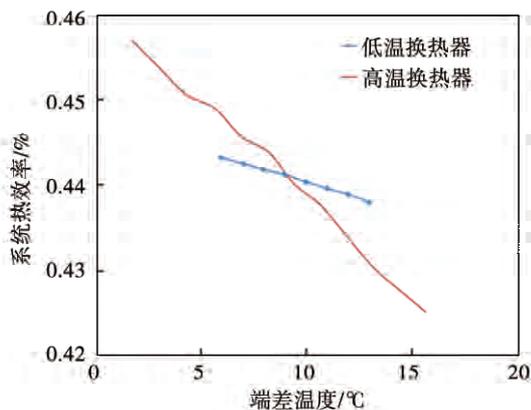


图 10 端差温度对循环效率的影响

Fig. 10 Effect of the terminal temperature difference on the cycle efficiency

低温回热器的端差温度增大时, 由于高温回热器低温端温差限制, 会影响分流量的变化, 压气机耗总功会增加, 而加热量变化并不明显, 导致效率降低幅度不大。

#### 4.5 最佳运行工况点

根据上文循环热力计算, 现得到最佳运行点, 如

表 3 和表 4 所示。

表 3 循环参数

Tab. 3 Cycle parameters

涡轮进口温度/K	压气机进口温度/K	压气机进口压力/MPa	压比	分流比	效率
823.15	305	7.7	2.6	0.58	0.45
923.15				0.58	0.48

表 4 部件效率

Tab. 4 Component efficiency

主压气机	分流压气机	涡轮	回热器
0.9	0.9	0.93	0.98

## 5 结 论

通过对简单回热、再压缩、部分冷却、分段膨胀和预压这五种超临界 CO<sub>2</sub> 闭式循环的分析比较, 得出在相同运行参数下, 再压缩循环和部分冷却循环效率最高, 均接近 0.45。但是部分冷却循环最大效率须在高压比时才能显现, 低压比时效率与再压缩循环相比无明显优势。而其它循环效率较低且装置复杂应用也不广泛。所以再压缩循环的效率最高且系统简单, 故为最优循环。所以又对其做了进一步的分析, 结果如下:

- (1) 当压气机进气温度越接近临界温度时即 305 K, 循环效率越高;
- (2) 当压气机进气压力为 7.7 MPa 附近时, 循环效率最高, 高于或低于此压力循环效率均会降低;
- (3) 当涡轮进口温度越高, 循环效率也会越高, 但由于反应堆堆芯温度加热极限制, 涡轮最高点温度不宜超过 923 K, 此时最大效率可接近 0.48;
- (4) 涡轮绝热效率的变化对循环效率的影响大于分流压气机效率, 分流压气机效率影响程度大于主压气机效率;
- (5) 高温回热器端差温度对循环效率的影响大于低温回热器端差温度, 高温回热器的传热效率对循环效率影响也较大;
- (6) 在设定参数下, 得到最佳循环效率运行点, 即当涡轮进口温度为 823.15 K 时, 压气机最佳进口温度为 305 K, 最佳进气压力为 7.7 MPa, 最佳压比

为 2.6 循环效率为 0.45。

### 参考文献:

- [1] Yasushi MUTO and Yasuyoshi KATO. Optimal Cycle Scheme of Direct Cycle Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine for Nuclear Power Generation Systems [J]. Journal of Power and energy systems , 2008 2( 3) : 1123 – 1131.
- [2] Maoqing Li ,Jiangfeng Wang ,Saili Li. Thermo-economic analysis and comparisopower cycle and an organic Rankine cycle[J] . Geothermics 2014 50: 101 – 111.
- [3] Yamaguchi H ,Zhang XR ,Fujima K ,Enomoto M ,Sawada N. Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO<sub>2</sub> [J]. Appl Therm Eng 2006; 26( 17 – 18) : 2345 – 2354.
- [4] Zhang XR ,Yamaguchi H. An experimental study on evacuated tube solar collector using supercritical CO<sub>2</sub> [J]. Appl Therm Eng 2008 28( 10) : 1225 – 1233.
- [5] Zhang X-R ,Yamaguchi H ,Uneno D. Experimental study on the performance of solar Rankine system using supercritical CO<sub>2</sub> [J]. Renew Energy 2007 32( 15) : 2617 – 2628.
- [6] Wright S ,Conboy A ,Parma E ,Lewis T ,Rochau G ,Suo-Anttila A. Summary of the Sandia supercritical CO<sub>2</sub> development program. In: Proceedings of the Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium , session title: Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Testing ,paper number 7 2011 ,May 24 – 25 ,Boulder ,Colorado ,USA; 2011.
- [7] Singh R ,Miller SA ,Rowlands AS ,Jacobs PA. Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant [J]. Energy 2013 50: 194 – 204.
- [8] Singh R ,Rowlands AS ,Miller SA. Effects of relative volume-ratios on dynamicperformance of a direct-heated supercritical carbon-dioxide closed Braytoncycle in a solar-thermal power plant. Energy 2013 55: 1025 – 1032.
- [9] Turchi C. Supercritical CO<sub>2</sub> for application in concentrating solar power systems. In: Proceedings of S – CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium ,session title: Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle System Concepts , paper number 5 ,2009 ,April ,29 – 30 ,Troy ,NY ,USA ,2009: 1 – 5.
- [10] Garg P ,Kumar P ,Srinivasan K. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power[J]. J Supercrit Fluids 2013 76: 54 – 60.
- [11] 段承杰 杨小勇 王 捷. 超临界二氧化碳布雷顿循环参数优化 [J]. 原子能科学技术 2011 12( 45) . 1489 – 1494. DUANG cheng-jie ,YANG Xiao-yong ,WANG jie. Parameter optimization of a supercritical carbon dioxide Brayton cycle [J]. Atomic Energy Science and Technology. 2011 ,12 ( 45) : 1489 – 1494.
- [12] 黄美斌 林文胜 贺红明 等. LNG 冷能用 CO<sub>2</sub> 跨临界朗肯循环 CO<sub>2</sub> 液化回收 [J]. 低温技术 2009 4( 37) : 17 – 21. HUANG Mei-bin ,LIN Wen-sheng ,HE Hong-ming ,et al. CO<sub>2</sub> liquefaction recovery of the cooling energy of LNG through a transcritical CO<sub>2</sub> Rankine cycle [J]. Cryogenic Technology ,2009 4( 37) : 17 – 21.
- [13] 林文胜 贺红明 顾安忠. 利用 LNG 冷能的再热式低温朗肯循环分析 [J]. 低温工程 2007( 增刊) : 24 – 29. LIN Wen-sheng ,HE Hong-ming ,GU An-zhong. Analysis of a re-heat type low temperature Rankine cycle by making use of the LNG cooling energy [J]. Cryogenic Engineering 2007( suppl. ) : 24 – 29.
- [14] Mehmet Mercangöz ,Jaroslav Hemrle ,Lilian Kaufmann. Electrothermal energy storage with transcritical CO<sub>2</sub> cycles [J] . Energy , 2012 45 : 407 – 415.
- [15] Y. Muto ,S. Ishiyama ,Y. Kato. Application of supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine for the Fossils Fired Thermal Plant [J]. Journal of Power and energy systems 2010 4( 9) .
- [16] Anton Moiseyev ,James J. Sienicki. Nuclear Engineering and Design. <http://www.elsevier.com/locate/nucengdes> ,2009 – 3 – 26.
- [17] REFPROP Version 8. 0 ,NIST standard reference database 23; 2007.
- [18] Motoaki Utamura. Thermodynamic analysis of part-flow cycle supercritical CO<sub>2</sub> gas turbines [J] . Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2010 132: 1701 – 1707.
- [19] Niu X-D ,Yamaguchi H ,Iwamoto Y ,Zhang X-R. Optimal arrangement of the solar collectors of a supercritical CO<sub>2</sub>-based solar Rankine cycle system [J]. Appl Therm Eng 2013 50( 1) : 505 – 510.

( 陈 滨 编辑)

temperature rise of the heat pump in the system increases from the temperature rise of 17.6 °C in the traditional heat convertor to 25 °C ,therefore ,enhancing the heat quality ,**Key words:** generator ,jet ejector ,absorption-type heat convertor ,thermodynamic analysis ,heat quality

**强化蒸发管形成碳酸钙污垢的特性研究 = Study of the CaCO<sub>3</sub> Foul Characteristics of an Intensified Evaporation Tube** [刊 ,汉] WANG Yan-kun ,ZHANG Hua ,YOU Xiao-kuan ,SHENG Jian ( Refrigeration Technology Research Institute ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31( 5) . - 34 ~ 39

With an intensified evaporation tube serving as the object of study ,investigated was the law governing the fouling of CaCl<sub>2</sub>-Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub> solution on the surface of a bare tube ,a plane and straight obliquely-finned tube and a sawtooth-shaped obliquely-finned tube. A constant initial foul formation ion concentration method was adopted ,i. e. no foul-formation ion was added in the process of foul formation during the test. For several types of heat exchange tube and bare tube ,the foul resistant effectiveness was tested respectively at various temperatures and flow speeds. The test results show that the amount of foul formed on No. 1 plane and straight finned tube is largest ,far larger than that formed on the bare tube. The amount of foul formed on No. 2 straight finned tube is smallest. The fouling resistance of the sawtooth-shaped finned tube is close to that of the bare tube ,thus the types of their foul being also similar.

**Key words:** intensified heat transfer ,CaCO<sub>3</sub> foul ,intensified evaporation tube

**超临界 CO<sub>2</sub> 发电循环特性分析 = Analysis of the Power Generation Cycle Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide** [刊 ,汉] LIAO Ji-xiang ,ZHENG Qun ,ZHANG Hai( College of Power and Energy Engineering , Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150000) ,LIU Xing-ye( College of Architectural Engineering ,Heilongjiang University of Science and Technology ,Harbin ,China ,Post Code: 150022) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31( 5) . - 40 ~ 46

Five types of supercritical carbon dioxide power generation cycle were analyzed ,namely ,simple recuperative cycle , recompression cycle ,partial cooling cycle ,pre-compression cycle and subsection expansion cycle. Under the same operating parameters ,the thermal efficiencies of the cyclic systems above mentioned were analyzed and compared. It has been found that both efficiencies of the recompression cycle and the partial cooling one are the highest ,approaching to 45% . However ,the highest efficiency of the partial cooling cycle can result only at a high pressure ratio while the efficiency of the cycle in question at a low pressure ratio has no obvious cutting edge when compared with

that of the recompression cycle. The efficiencies of other cycles are relatively low and their devices are comparatively complex, thus they are not widely used. As a result, the efficiency of the recompression cycle is regarded as the highest. In addition, the configuration of its system is simple and pressures can be easily controlled, thus the recompression cycle is deemed as the optimum cycle. On this basis, a further thermal calculation of the recompression cycle was conducted and the influence of the cyclic parameters on the performance of the cycle was analyzed. To this end, the optimum operating parameters for achieving the highest efficiency of the cycle were obtained: when the temperature at the inlet of the turbine is 823.15 K, the optimum temperature at the inlet of the compressor will be 305 K, the optimum pressure at the inlet of the compressor will be 7.7 MPa, the optimum pressure ratio will be 2.6 and the efficiency of the cycle will be as high as 45%. **Key words:** supercritical carbon dioxide, power generation cycle, cycle efficiency

分轴燃气轮机甩负荷试验的分析及仿真研究 = **Analysis and Simulation Study of the Load-rejection Test of a Split-shaft Gas Turbine** [刊, 汉] XU Xin, ZHOU Jian-hua, ZHANG Ya-dong ( Shenyang Engine Design Research Institute, China Aviation Industry Corporation, Shenyang, China, Post Code: 110015), SUN Yong ( Engine Co. Ltd., China Aviation Industry Corporation, Beijing, China, Post Code: 100028) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(5). -47 ~ 53

With a split-shaft gas turbine generator unit serving as the prototype, the dynamic characteristics of the gas turbine were analyzed by using the multi-loop feedback PI control and compressor inter-stage air bleeding technology under the condition of the unit being forced to shed its load. In the meantime, according to the volume and inertia method, a nonlinear mathematic model for gas turbines was established and then in accordance with the model thus established, a model for simulating the dynamic performance of a gas turbine was built by making use of a Matlab/simulink platform. The test and simulation results show that the above-mentioned split-shaft gas turbine has an ability to suddenly reject 80% of its rated load. Among them, when the load of the gas turbine is 20%, its control quality is relatively ideal. The simulation model can correctly reflect the dynamic characteristics of the gas turbine under the condition of the gas turbine subjected to a big disturbance, thus meeting the precision and real-time requirements for dynamic simulation. **Key words:** split-shaft gas turbine, multi-loop feedback PI control, volumetric inertia, dynamic simulation, load rejection

小曲率矩形截面蛇形微通道气液两相流的实验研究 = **Experimental study of a Gas-liquid Two-phase Flow in a Small Curvature Rectangular Section Snake-shaped Micro-channel** [刊, 汉] ZHOU Yun-long, SUN Zhen-