

# 反应堆超临界 CO<sub>2</sub> Brayton 循环特性

段承杰, 王捷, 杨小勇

(清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

**摘要:**为达到满意的循环效率,目前的气冷堆氦气透平循环技术需较高的循环最高温度,即需更高的堆芯出口温度,对反应堆压力壳及燃料元件材料有较高要求,同时由于氦气本身的性质,对透平制造也提出了新的要求;而采用 CO<sub>2</sub>作为循环工质,可保证在热效率相当情况下,降低循环温度,减小透平体积等,提高反应堆的安全性及经济性。根据热力学定律,建立了超临界 CO<sub>2</sub>透平循环计算模型,并对该动力循环进行了详细的特性研究,得到了决定循环效率的各个参数,并分析了这些参数对循环效率的影响。结果表明,超临界 CO<sub>2</sub>动力循环在相对氦气循环较低的温度下可达到满意的效率,CO<sub>2</sub>是一种理想的循环工质。

**关键词:**超临界;CO<sub>2</sub>;Brayton 循环;反应堆

中图分类号:TK11

文献标志码:A

文章编号:1000-6931(2010)11-1341-08

## Features of Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle Coupled With Reactor

DUAN Cheng-jie, WANG Jie, YANG Xiao-yong

(Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** In order to obtain acceptable cycle efficiency, current helium gas turbine power cycle technology needs high cycle temperature which means that the cycle needs high core-out temperature. The technology has high requirements on reactor structure and fuel elements materials, and also on turbine manufacture. While utilizing CO<sub>2</sub> as cycle working fluid, it can guarantee to lower the cycle temperature and turbo machine volume but achieve the same cycle efficiency, so as to enhance the safety and economy of reactor. According to the laws of thermodynamics, a calculation model of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle was established to analyze the feature, and the decisive parameters of the cycle and also investigate the effect of each parameter on the cycle efficiency in detail were obtained. The results show that supercritical CO<sub>2</sub> power cycle can achieve quite satisfied efficiency at a lower cycle highest temperature than helium cycle, and CO<sub>2</sub> is a promising working fluid.

**Key words:** supercritical; carbon dioxide; Brayton cycle; reactor

作为第4代核能系统的候选堆型,超高温气冷堆和气冷快堆具有高安全性、高效率、用途广等特点,且均拟采用氦气作为反应堆直接循环工质。由于氦气具有稳定、无毒、无感生放射性、热容大等特点,因此,目前世界上的气冷堆广泛使用氦气作为直接闭式 Brayton 循环的工质及反应堆的冷却剂。但氦气循环需较高的循环最高温度(堆芯出口温度)才能达到满意的效率,因此,对反应堆的结构材料、燃料元件材料等提出了较高的要求,同时由于氦气密度低、可压缩系数小等缺点,氦气循环叶轮机械的制造也产生了一定困难。

与氦气相比,CO<sub>2</sub>因其密度大,且易于压缩,CO<sub>2</sub>的临界温度为 304.19 K,比环境温度略高,临界压力为 7.377 3 MPa,在运行工况下,可利用其实际气体的性质减少压缩功等,采用 CO<sub>2</sub>作为工质的循环所需的温度不需太高即可与氦气循环具有相当的效率,因此,使用 CO<sub>2</sub>作为气冷堆循环的工质具有广阔的潜力<sup>[1]</sup>。同时,CO<sub>2</sub>循环也被推荐用于第4代核能系统中的钠冷快堆(SFR)和铅冷快堆(LFR)<sup>[2]</sup>。

## 1 CO<sub>2</sub>动力循环简介

### 1.1 简单超临界 Brayton 循环

与理想气体的 Brayton 循环类似,CO<sub>2</sub>的简单超临界 Brayton 循环如图 1 所示,分为以下几个部分:1 至 2 为 CO<sub>2</sub>在压缩机中被压缩至循环最高压力的过程;2 至 3 为 CO<sub>2</sub>在回热器中的吸热过程;3 至 4 为 CO<sub>2</sub>在中间换热器从反应堆堆芯或热源的吸热过程;4 至 5 为 CO<sub>2</sub>在透平中的膨胀做功过程;5 至 6 为 CO<sub>2</sub>回热器中的回热过程;6 至 1 为 CO<sub>2</sub>的预冷过程。

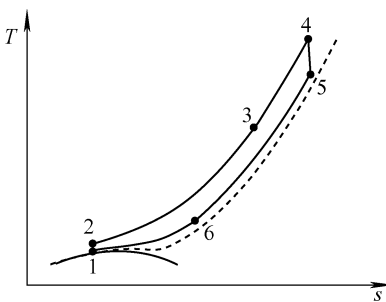


图 1 简单超临界 CO<sub>2</sub> Brayton 循环

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

其中,2 至 3 及 5 至 6 的回热器的回热过程是 Brayton 循环的关键。回热器的存在使得 Brayton 循环的热量得以最大限度地利用,从而提高了循环的效率。

受堆芯出口温度限制以及 CO<sub>2</sub>工况下比热容变化较大的影响,CO<sub>2</sub>简单超临界 Brayton 循环的效率与氦气循环相比并不高。由于 CO<sub>2</sub>相对氦气较为活泼,高温下可与燃料元件和金属构件发生化学腐蚀,因此,在使用 CO<sub>2</sub>作为冷却剂的气冷堆中存在工程约束条件,即 CO<sub>2</sub>的工作温度不能超过 670 °C。同时,CO<sub>2</sub>工作在临界点附近,是实际气体的 Brayton 循环,在回热器高压侧和低压侧流体的比热容变化均较大。由于回热器高压侧流体的比热容大于低压侧流体比热容,因此,在传递相同热量的情况下,回热器低压侧需较大的温差才能使高压侧产生较小的温升,从而使得换热器可能出现夹点,令传热恶化,这也使得高压侧流体在反应堆堆芯或热源处需吸取更多的热量才能达到设计的循环最高温度,因而降低了 CO<sub>2</sub>简单超临界 Brayton 循环的效率。

### 1.2 改进的 CO<sub>2</sub> Brayton 循环

为克服 CO<sub>2</sub>作为实际气体进行 Brayton 循环的上述缺点,充分利用其在临界点附近密度较大、所需压缩功较小的优势,采用分流压缩循环<sup>[1,3-4]</sup>。如图 2 所示,采用两个回热器和两台压缩机。透平出口气体流经高温回热器及低温回热器后分流,一部分流体进行预冷,经压缩机压缩后,进入低温回热器回热,如图中 6→1→2→2';另一部分流体不经预冷,直接压缩,如图中 6→2',这部分流体压缩后与低温回热器出口流体混合进入高温回热器中回热,这两股流

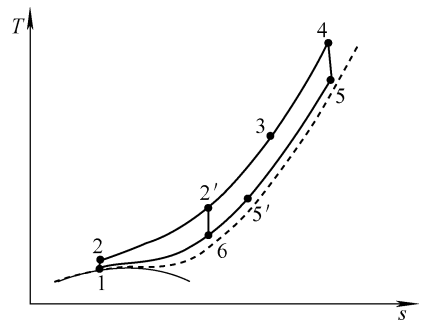


图 2 改进后的超临界 CO<sub>2</sub>的 Brayton 循环

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

体具有相同的压力和温度。

## 2 计算模型的建立

根据热力学定律进行循环计算。

CO<sub>2</sub>工作在临界点附近,其物性由压力  $p$ 、温度  $T$  共同决定。定义循环压比  $\epsilon$ 、温比  $\tau$  为:

$$\epsilon = p_{\max}/p_{\min} \quad (1)$$

$$\tau = T_{\max}/T_{\min} \quad (2)$$

其中:下标 max、min 分别表示循环中最高和最低。

压气机的压缩过程可表示为:

$$s_{c,\text{out}} = s_{c,\text{in}} \quad (3)$$

$$h_{c,\text{out}} = (h_{c,\text{out, is}} - h_{c,\text{in}})/\eta_c + h_{c,\text{in}} \quad (4)$$

类似地,透平的做功过程可表示为:

$$s_{t,\text{out}} = s_{t,\text{in}} \quad (5)$$

$$h_{t,\text{out}} = (h_{t,\text{out, is}} - h_{t,\text{in}})/\eta_t + h_{t,\text{in}} \quad (6)$$

式中: $s$  为比熵; $h$  为比焓;下标 c、t 分别表示压气机和透平,in、out 分别表示进口和出口,is 表示等熵过程; $\eta$  为部件等熵效率。

设循环总压损率为  $\xi$ ,其计算公式为:

$$\xi = \xi_{\text{lrec,cold}} + \xi_{\text{hrec,cold}} + \xi_{\text{core}} + \xi_{\text{hrec,hot}} + \xi_{\text{lrec,hot}} + \xi_{\text{precooler}} \quad (7)$$

其中,部件压损率为各部件压力损失与循环最高压力之比,下标 lrec、hrec、core、precooler 分别表示低温回热器、高温回热器、堆芯及预冷器,cold、hot 表示回热器冷端和热端。

假设经过预冷器的流量份额为  $x(0 \leq x \leq 1)$ ,低温回热器的回热度则为:

$$\alpha_{\text{lrec}} = \frac{x(h_{2'} - h_2)}{(mc_p)_{\min} \Delta t_{\max}} = \frac{h_{5'} - h_6}{(mc_p)_{\min} \Delta t_{\max}} \quad (8)$$

高温回热器的回热度为:

$$\alpha_{\text{hrec}} = \frac{h_3 - h_{2'}}{h_5 - h(p_{5'}, t_{2'})} = \frac{h_5 - h_{5'}}{h_5 - h(p_{5'}, t_{2'})} \quad (9)$$

$\alpha_{\text{hrec}}$  与  $\alpha_{\text{lrec}}$  的计算方法差异由分流而引起的。其中,两个回热器高压侧的出口温度须分别满足条件  $T_2 + \delta t \leq T_6 \leq T_{5'}$  及  $T_{2'} + \delta t' \leq T_5' \leq T_5$ ,  $\delta t$ 、 $\delta t'$  是为避免回热器内出现夹点而使回热器两侧温差过小导致传热恶化而设置的工程上所允许的最小温差,通常取为 8 °C。

回热器中热量交换为:

$$h_5 - h_6 = (1 - x)(h_3 - h_{2'}) + x(h_3 - h_2) \quad (10)$$

计算完成各部件进出口工况,循环效率可

表示为:

$$\eta = \frac{h_4 - h_5 - x(h_2 - h_1) - (1 - x)(h_{2'} - h_6)}{h_4 - h_3} \quad (11)$$

式(11)从做功的角度来计算循环效率,即系统对外界做功(透平做功减去压气机耗功)与系统从外界吸收热量之比。

效率还可表示为:

$$\eta = 1 - x(h_6 - h_1)/(h_4 - h_3) \quad (12)$$

式(12)从能量损失的角度来计算循环效率。可看出,对于采用分流的设计,Brayton 循环释放到环境中未得到利用的热量减少,同时在热源吸收的热量减少,因此,循环效率大幅提高。

分流措施可在 CO<sub>2</sub> 超临界 Brayton 循环中使用是由于 CO<sub>2</sub> 物性受工作环境下的压力、温度影响较大。在无分流回热时,有  $m \bar{c}_{p,h} \Delta t_h = m \bar{c}_{p,l} \Delta t_l$ ,下标 h 表示回热器高压侧,l 表示低压侧。其中,  $\bar{c}_{p,h} > \bar{c}_{p,l}$ ,因此,  $\Delta t_h < \Delta t_l$ 。这样,在冷端流体温差不大的情况下使得回热器热端流体间温差较大,而采用分流可减小 CO<sub>2</sub> 超临界 Brayton 循环中回热器热端流体间温差,从而提高进入堆芯换热的温度,单位工质只需吸收相对较少的热量,即可达到与无分流情况下相同的堆芯出口温度。同时,分流时,压缩机工作在临界点附近,此时的流体密度较大,压缩机耗功相对较少。因此,综上使得循环的效率得以提高。但这样的分流设计在理想气体 Brayton 循环中是不适用的。因氦气等理想气体在不同压力、温度下的比热容变化不大,因此,回热器内部温差变化不大,特别是回热器热端进出口温差与冷端进出口温差几乎相同,在合理的工程设计下,这个温差不会很大。若同样采用分流,回热器冷流体的温升提高空间有限,同时由于增加了 1 台压气机,从而增加了投资成本。理想气体在远离临界点处压缩,压缩机耗功较多。所以,分流式设计并不适用于理想气体 Brayton 循环。综上分析,分流式设计较适用于回热器高压侧定压比热容较大的非理想气体 Brayton 循环。

由上述分析可知,CO<sub>2</sub> 超临界 Brayton 循环的效率可简化成  $\eta = \eta(\varphi, \epsilon, \tau, \eta, \xi, k_i)$ ,其中,  $\varphi$  为初始点的工况<sup>[5-6]</sup>,  $\epsilon$  为循环压比,  $\tau$  为循环

温比,  $\eta$  为压气机和透平的等熵效率,  $\eta = [\eta_c, \eta_{c1}, \eta_{c2}]$ ,  $\xi$  为各部件压力损失,  $k_i$  ( $k_i$  共有 4 个参数) 为经过预冷器的流量份额  $x$ , 低温回热器低温侧出口温度与高压侧入口 (即回热器冷端) 温度之差  $\Delta t$ , 低温回热器回热度  $\alpha_{\text{rec}}$ , 高温回热器回热度  $\alpha_{\text{hrec}}$ , 可从中任选其二。只要确定了以上参数, 并保证回热器不出现传热恶化的现象, 即满足回热器任意点温差不低于工程所要求的最低温差, 即可唯一确定  $\text{CO}_2$  超临界 Brayton 循环的效率。

### 3 $\text{CO}_2$ 超临界 Brayton 循环特性分析

以下将详细分析循环计算的各参数对循环效率的影响。同时, 由于  $x$ 、 $\Delta t$ 、 $\alpha_{\text{rec}}$ 、 $\alpha_{\text{hrec}}$  4 个参数只有其中两个是独立的, 因此, 只需确定压比、温比及上述任意 2 个参数即可确定循环效率。本文为简化起见, 始终选择  $k_i$  中  $\Delta t$  为其中 1 个确定效率的变量, 这样具有实际意义, 同时简化了讨论。因实际气体在 Brayton 循环中的物性受压力、温度的影响很大, 因此, 初始计算点参数的选取对循环的计算也有影响。下文选取循环最低压力、温度点作为初始点, 对循环进行特性分析。初始点的工况选取为 7.7 MPa、32 °C。

#### 3.1 $x$ 、 $\Delta t$ 为变量对效率的影响

图 3 示出在不同循环最高温度情况下选取  $x=0.7$  时的效率随压比的变化。与理想气体 Brayton 循环相似, 效率随压比的提高不断增加, 但增加到一定值时开始下降 (见  $t_{\text{max}} = 450$  °C); 随循环温度的提高, 最大循环效率对应的压比也在增大。随压比的增大, 透平做功

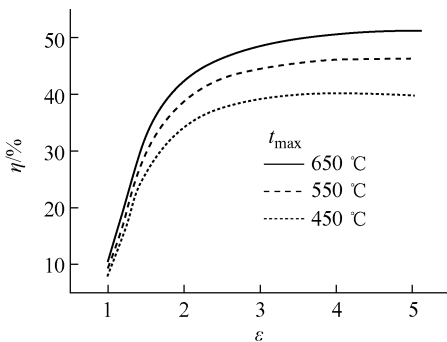


图 3 循环最高温度对循环效率的影响 ( $x$ 、 $\Delta t$  为变量)  
Fig. 3 Effect of  $t_{\text{max}}$  on cycle efficiency ( $x$ ,  $\Delta t$  as variables)  
 $x=0.7$ ,  $\xi=2\%$ ,  $\eta_c=\eta_t=90\%$ ,  $\Delta t=10$  °C

和压缩机耗功均增加, 压比较小时, 透平做功增长率大于压气机耗功增长率, 但透平做功增长率随压比增大逐渐减小而压缩机耗功增长率却逐渐增加, 因此, 循环存在最佳效率。但随压比增大, 低温回热器会出现夹点, 换热温差变小使得传热恶化, 此时即达到指定  $x$  下循环的最大压比。受此限制, 在  $t_{\text{max}}=550$  °C 及 650 °C 下还未达到理论的最佳压比-效率点。循环最高温度对循环效率的影响极其显著, 升高 100 °C 使最大效率提高 4%~5%, 其中, 当循环最高温度为 650 °C、 $x=0.7$  而其余参数如图 3 所示时的效率可高达 50%。

其余参数不变, 在相同的循环最高温度下, 循环最大压比随  $x$  的减小而减小 (图 4)。这是由于  $xmc_{p,h}\Delta t_h = mc_{p,l}\Delta t_l$ 。  $x$  的减小使回热到相同温差下所需热端流体的温差减小, 在较低压比下即出现了回热器传热恶化。但在相同条件下,  $x$  的减小有利于效率的提高, 见式 (12)。

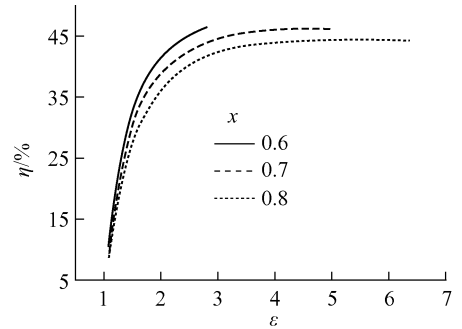


图 4  $x$  对循环效率的影响 (固定  $\Delta t$ )  
Fig. 4 Effect of  $x$  on cycle efficiency (fixed  $\Delta t$ )  
 $\Delta t=10$  °C,  $\xi=2\%$ ,  $\eta_c=\eta_t=90\%$ ,  $t_{\text{max}}=550$  °C

显然, 随回热器低温端温差的减小, 循环效率得到提高 (图 5)。同时, 温差也影响了循环在满足循环条件情况下所能达到的最大压比。但产生最大压比的原因各有不同,  $\Delta t=10$  °C 时归因于低温回热器传热恶化, 而  $\Delta t=30$ 、40 °C 时则归因于低温回热器回热所需的热侧流体进口温度已达到透平出口温度而不必采用高温回热器。

图 6 示出在给定  $x$ , 不同压损、压气机效率、透平效率下, 循环效率随压比的变化。在相同的压比下, 压损越小, 循环效率越高; 压气机和透平效率越高, 循环效率越高。

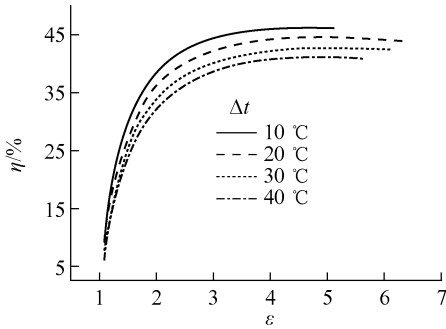


图5 回热器低温端温差变化  $\Delta t$  对循环效率的影响(固定  $x$ )

Fig. 5 Effect of temperature difference  $\Delta t$  in recuperator low temperature side on cycle efficiency (fixed  $x$ )  
 $x=0.7, \xi=2\%, \eta_t=\eta_c=90\%, t_{max}=550\text{ }^\circ\text{C}$

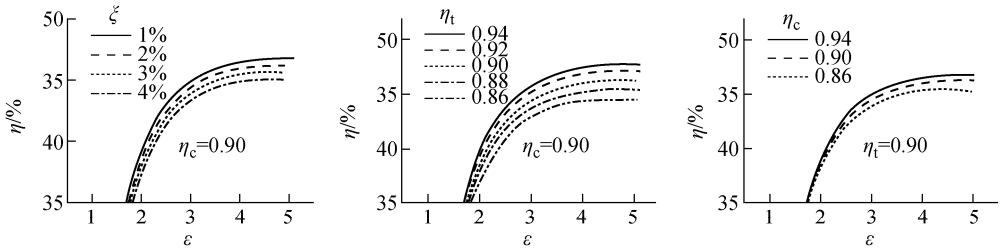


图6 其余参数对循环效率的影响(固定  $x, \Delta t$ )

Fig. 6 Effect of other parameters on cycle efficiency (fixed  $x$  and  $\Delta t$ )  
 $x=0.7, \xi=2\%, \Delta t=10\text{ }^\circ\text{C}, t_{max}=550\text{ }^\circ\text{C}$

循环效率随压比的增加而增加。在相同压比下,循环最高温度越高,效率随之显著提高。

改变低温回热器的回热度,其余参数不变,循环效率随压比变化如图8所示。随着回热度的提高,适用的循环压比越高,且范围越来越宽。这意味着,在不同的压比下,低温回热器只

### 3.2 $\alpha_{rec}, \Delta t$ 为变量对效率的影响

给定式  $k_i$  中的低温回热器回热度及  $\Delta t$ , 对循环进行研究(图7), 循环工作的压比范围十分有限。给定  $\Delta t, \alpha_{rec}$  的同时,  $T_{2'}$  与  $T_{5'}$  也被决定, 即回热器两侧流体进出口温差给定。在满足热力学第二定律的条件下, 压比较小时, 回热器热侧流体进出口温差远大于冷侧流体进出口温差, 按给定的循环模式, 需要的冷流体份额  $x > 1$ , 这是不符合实际的; 反之, 给定  $\Delta t, \alpha_{rec}$ , 压比较大时, 在满足热力学第二定律的条件下, 回热度必定大于给定的值。因此, 在给定低温回热器回热度及  $\Delta t$  的情况下, 压比处在一定的范围内。同时, 给定低温回热器回热度及  $\Delta t$ ,

能选择其所对应的回热度。这是 CO<sub>2</sub> 超临界 Brayton 循环的一显著特点。在不同回热度下, 循环效率均随压比的增加而增加, 但效率增加的梯度随回热度的增加而变小, 即效率曲线逐渐平缓, 效率的极值同时随回热度增加而增加。

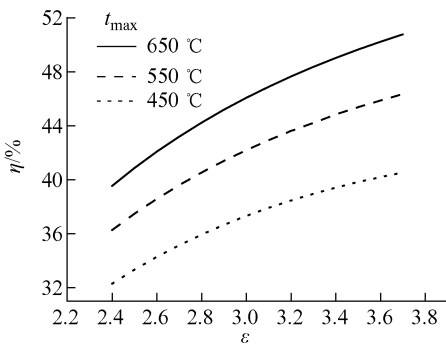


图7 循环最高温度对循环效率的影响( $\alpha_{rec}, \Delta t$  为变量)

Fig. 7 Effect of  $t_{max}$  on cycle efficiency ( $\alpha_{rec}, \Delta t$  as variables)  
 $\Delta t=10\text{ }^\circ\text{C}, \xi=2\%, \eta_t=\eta_c=90\%, \alpha_{rec}=0.92$

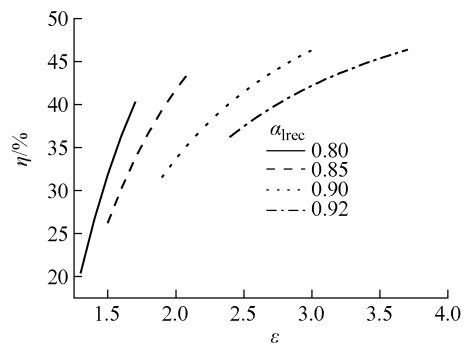


图8  $\alpha_{rec}$  对循环效率的影响(固定  $\Delta t$ )

Fig. 8 Effect of  $\alpha_{rec}$  on cycle efficiency (fixed  $\Delta t$ )  
 $\Delta t=10\text{ }^\circ\text{C}, \xi=2\%, \eta_t=\eta_c=90\%, t_{max}=550\text{ }^\circ\text{C}$

给定低温回热器回热度,改变低温回热器冷端流体温差,其余参数不变,得到循环压比效率关系示于图9。从图9可看出,在不同 $\Delta t$ 的情况下,循环效率均随压比的增加而增加。而在不同 $\Delta t$ 的情况下又有各自的特点。在不同 $\Delta t$ 下,相同回热度对应的循环效率、压比范围不同, $\Delta t$ 增加,压比范围也增加,压比的极值也增加,但效率随压比增加的梯度变小,能达到的最大效率变小。

图10示出了给定低温回热器回热度,不同压损、压气机效率、透平效率下,循环效率随压比的变化。在相同的压比下,压损越小,循环效率越高,压气机和透平效率越高,循环效率也越高。但压缩机效率的提高对循环效率的影响不

是十分显著。

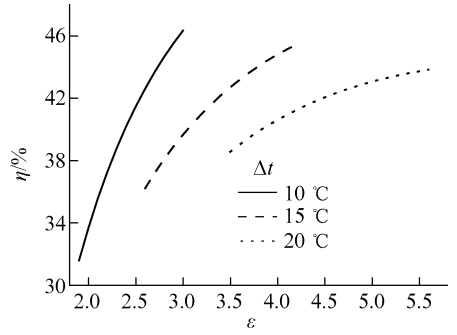


图9  $\Delta t$ 对循环效率的影响(固定 $\alpha_{1rec}$ )  
Fig. 9 Effect of temperature difference  $\Delta t$  in recuperator low temperature side on cycle efficiency (fixed  $\alpha_{1rec}$ )  
 $t_{max}=550\text{ }^\circ\text{C}, \eta_t=\eta_c=90\%, \alpha_{1rec}=0.90, \xi=2\%$

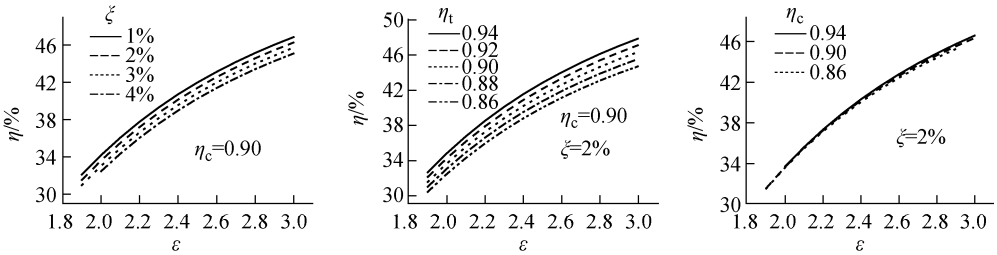


图10 其余参数对循环效率的影响(固定 $\alpha_{1rec}$ 、 $\Delta t$ )  
Fig. 10 Effect of other parameters on cycle efficiency (fixed  $\alpha_{1rec}$  and  $\Delta t$ )  
 $\alpha_{1rec}=0.9, \Delta t=10\text{ }^\circ\text{C}, t_{max}=550\text{ }^\circ\text{C}$

### 3.3 $\alpha_{hrec}$ 、 $\Delta t$ 为变量对效率的影响

给定高温回热器回热度及 $\Delta t$ ,在其余参数确定的情况下可计算出循环效率与压比之间的关系。如图11所示,给定高温回热器回热度为0.9,循环效率随压比先增加至一最大值,然后

缓慢减小。在不同循环最高温度下,确定的高温回热器回热度在使回热器不出现传热恶化情况下所能达到的最大压比不同,这个最大压比随循环温度的提高而提高。同时,循环最高温度的提高也使相同压比下的效率得到显著提高。

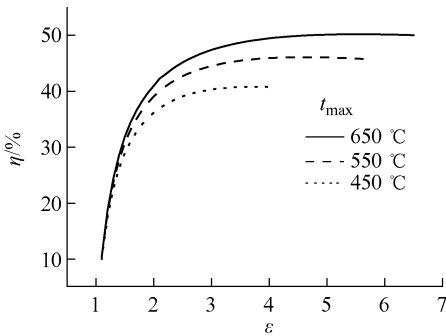


图11 循环最高温度对循环效率的影响( $\alpha_{hrec}$ 、 $\Delta t$ 为变量)  
Fig. 11 Effect of  $t_{max}$  on cycle efficiency ( $\alpha_{hrec}$ ,  $\Delta t$  as variables)  
 $\alpha_{hrec}=0.9, \xi=2\%, \eta_t=\eta_c=90\%, \Delta t=10\text{ }^\circ\text{C}$

改变高温回热器回热度,其它参数如图12所示,在相同条件下,回热度越高,效率增加得越快,最高效率也越高。这与理想气体的Brayton循环相似。但回热度的增加使循环回热器在较低的压比之下出现了传热恶化,因此,只能达到较低的压比,但整个循环的最高效率仍比回热度较低情况下的最高循环效率高。

给定高温回热器回热度,改变 $\Delta t$ ,其余参数如图13所示,循环效率在不同回热度下均随压比的先增大到最高值,再逐渐减小。循环能达到的最大压比随 $\Delta t$ 的增加而减小,相同压比

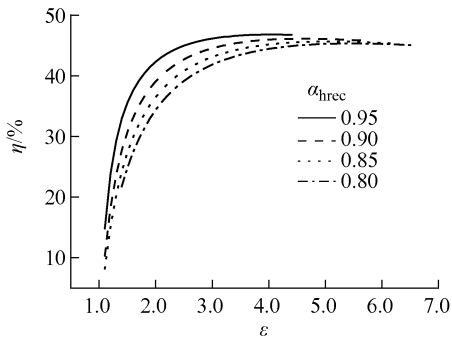


图 12 α<sub>hrec</sub> 对循环效率的影响(固定 Δt)

Fig. 12 Effect of α<sub>hrec</sub> on cycle efficiency (fixed Δt)

Δt=10 °C, ξ=2%, η<sub>t</sub>=η<sub>c</sub>=90%, t<sub>max</sub>=550 °C

的变化。在相同的压比下,压损越小,循环效率越高,压气机和透平效率越高,循环效率也越高。

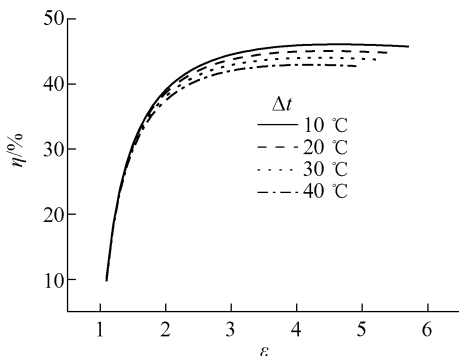


图 13 Δt 对循环效率的影响(固定 α<sub>hrec</sub>)

Fig. 13 Effect of Δt on cycle efficiency (fix α<sub>hrec</sub>)

t<sub>max</sub>=550 °C, η<sub>t</sub>=η<sub>c</sub>=90%, α<sub>hrec</sub>=0.90, ξ=2%

下的循环效率随 Δt 的增大而减小。

图 14 为给定高温回热器回热度,不同压损、压气机效率、透平效率下,循环效率随压比

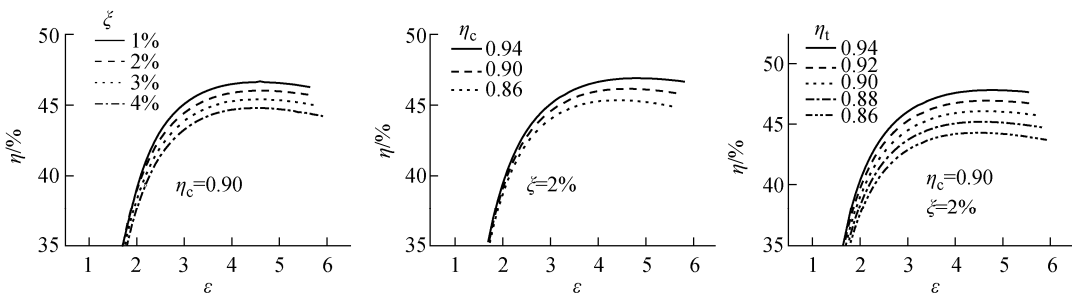


图 14 其余参数对循环效率的影响(固定 α<sub>hrec</sub>、Δt)

Fig. 14 Effect of other parameters on cycle efficiency (fixed α<sub>hrec</sub> and Δt)

α<sub>hrec</sub>=0.9, Δt=10 °C, t<sub>max</sub>=550 °C

### 4 对效率的讨论

表 1 列出在不同循环最高温度下计算的出高温回热器回热度为 0.95、循环压比 2.6 时的效率。

表 1 不同循环最高温度下的各参数及效率

Table 1 Parameters and efficiencies under different t<sub>max</sub>

t <sub>max</sub> /°C	x	α <sub>hrec</sub>	η/%	备注
450	0.588	0.936	40.75	
550	0.613	0.885	45.25	α <sub>hrec</sub> =0.95, ε=2.6, ξ=2%, η <sub>c</sub> =η <sub>t</sub> =90%, p <sub>min</sub> =7.7 MPa
650	0.639	0.89	48.50	

表 1 所列并非各温度下循环曲线中的最高效率,而是在现有技术条件下 CO<sub>2</sub> Brayton 循

环可能达到的效率。在 20 MPa 最高循环压力、650 °C 的最高循环温度下,效率可高达 48.5%,这与氦气 Brayton 闭式循环最高循环压力 7 MPa、最高温度 800 °C 下的效率相近。表 2 所列为以相同热功率 310 MW 为例对上述 CO<sub>2</sub> 及氦气循环的参数比较。

可以看出,在与氦气循环达到相近效率的情况下,CO<sub>2</sub> 透平功率和压缩机耗功均小于氦气循环,虽然工质质量流量较大,但体积流量小。表 2 所列并非 CO<sub>2</sub> 循环最佳压比之下的效率,而氦气参数则是最佳压比下的计算结果。若选取其最佳压比计算,如果材料等限制因素同时得以解决,CO<sub>2</sub> 循环则有望达到更高的效率。

表 2 CO<sub>2</sub>与氦气循环参数比较  
Table 2 Comparison of CO<sub>2</sub> and He Brayton cycle

参数	气体		
	CO <sub>2</sub>	He	
计算条件	同表 1, $t_{\max}=650\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\max}=7\text{ MPa}, t_{\max}=800\text{ }^{\circ}\text{C}, t_{\min}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\eta, \%$	48.5	48.6	
$m, \text{kg/s}$	1 444.64	238.04	
透平	$P, \text{MW}$	198.02	281.4
	$V_{\text{in}}, \text{m}^3/\text{s}$	13.23	77.5
	$V_{\text{out}}, \text{m}^3/\text{s}$	28.08	120.39
压气机	$P, \text{MW}$	29.7(高温), 17.99(低温)	67.96(高压), 67.96(低压)
	$V_{\text{in}}, \text{m}^3/\text{s}$	3.18(高温), 1.54(低温)	28.23(高压), 39.95(低压)
	$V_{\text{out}}, \text{m}^3/\text{s}$	1.68(高温), 1.28(低温)	26.14(高压), 36.98(低压)

注:  $\eta$  为效率;  $m$  为质量流量;  $V$  为体积流量, 下标 in, out 分别表示进、出口

## 5 结论

1) 采用分流式设计的 CO<sub>2</sub> Brayton 循环在较低的循环最高温度下可达到较高的循环效率, 与目前广泛研究的氦气循环在高温下达到的效率相当。

2) 改进后循环的效率取决于  $\varphi, \varepsilon, \tau, \eta, \xi, k_i$  等参数。其中, 参数  $k_i$  代表了回热器对循环的影响, 包括经过预冷器的流量份额  $x$ 、低温回热器低压侧出口温度与高压侧入口温度之差  $\Delta t$ 、低温回热器回热度  $\alpha_{\text{rec}}$ 、高温回热器回热度  $\alpha_{\text{hrec}}$ , 但其中只有两个独立变量, 确定独立变量后, 即可确定回热器的影响, 进而确定循环效率。

3) CO<sub>2</sub> 循环存在工程约束条件, 主要体现在避免 CO<sub>2</sub> 高温下腐蚀金属构件和燃料元件、对循环最高温度的限制, 以及保证回热器不出现夹点而导致的传热恶化和对回热温差的最低限制。若结构材料及回热器技术等工艺得以发展, CO<sub>2</sub> 循环将可达到更高的效率。因此, 使用 CO<sub>2</sub> 作为 Brayton 循环的工质极具潜力。

## 参考文献:

[1] DOSTAL V, DRISCOLL M J, HEJZLAR P. MIT Advanced Nuclear Power Technology Pro-

gram; A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors [R]. USA: MIT, 2004.

[2] U. S. DOE Nuclear Energy Research Advisory Committee, the Generation IV International Forum. A technology roadmap for generation IV nuclear energy systems[R]. USA: Nuclear Energy Research Advisory Committee, 2002.

[3] CHEN Yang. Novel cycles using carbon dioxide as working fluid[D]. Stockholm: School of Industrial Engineering and Management, 2006.

[4] KATO Y, NITAWAKI T, MUTO Y. Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactor [J]. Nuclear Engineering and Design, 2004, 230: 195-207.

[5] WANG Jie, GU Yihua. Parametric studies on different gas turbine cycles for a high temperature gas-cooled reactor [J]. Nuclear Engineering and Design, 2005, 235: 1 761-1 772.

[6] 王捷. 高温气冷堆氦气透平循环热工特性的初步研究[J]. 高技术通讯, 2002, 12(9): 91-95.

WANG Jie. Preliminary study on thermal features for high temperature gas cooled reactor gas turbine cycle[J]. High Tech Letters, 2002, 12(9): 91-95(in Chinese).