

# 燃气-串级超临界CO<sub>2</sub>联合循环变工况策略研究

展君,曹越,孙韬志,司风琪

(东南大学能源热转换及过程测控教育部重点实验室,江苏南京210096)

**摘要:**为优化燃气-串级超临界二氧化碳(GT-CSCO<sub>2</sub>)联合循环的变工况运行特性,建立以5.67 MW燃气轮机为原动机的GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环模型。分别确定各设备的变工况运行方法,提出联合循环变工况运行策略,进而分析GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环的变工况特性。研究表明:进口导叶达到最小全速角前后燃气轮机排气温度和流量随负荷变化的特性有较大改变,燃气轮机排气温度对底循环的影响大于排气压力;变工况中为维持压缩机入口温度与最终排气温度,底循环流量的减少幅度大于排气流量;负荷在100%~30%之间,GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环热效率由54.80%降低到43.91%,净输出功率与效率约为燃气轮机单机的2倍;与简单回热结构相比,CSCO<sub>2</sub>循环具有更高的效率,是一种具有良好变工况性能的发电技术。

**关键词:**燃气轮机;串级超临界二氧化碳循环;变工况;运行策略

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.10.003

[引用本文格式]展君,曹越,孙韬志,等.燃气-串级超临界CO<sub>2</sub>联合循环变工况策略研究[J].热能动力工程,2022,37(10):27-34. ZHAN Jun, CAO Yue, SUN Tao-zhi, et al. Off-design operation strategy of a gas turbine and cascaded supercritical CO<sub>2</sub> combined cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(10): 27-34.

## Off-Design Operation Strategy of a Gas Turbine and Cascaded Supercritical CO<sub>2</sub> Combined Cycle

ZHAN Jun, CAO Yue, SUN Tao-zhi, SI Feng-qi

(Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)

**Abstract:** In order to optimize the off-design characteristics of gas turbine-cascaded supercritical carbon dioxide (GT-CSCO<sub>2</sub>) combined cycle, a GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle model with 5.67 MW gas turbine as prime mover was established in this paper. The off-design operation methods of each equipment were determined respectively, and the off-design operation strategy of the combined cycle was put forward, and then the off-design condition characteristics of the GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle were analyzed. The results show that the characteristic of gas turbine exhaust temperature and flow rate changes with load greatly before and after IGV reaches the minimum full-speed angle, and the influence of gas turbine exhaust temperature on bottom cycle is greater than exhaust pressure. The decrease of bottom cycle flow rate is greater than exhaust flow rate in order to maintain compressor inlet temperature and final exhaust temperature under off-design conditions. During the 100% to 30% load, the thermal efficiency of GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle reduces from 54.80% to 43.91%, and the total output power and efficiency is about twice that of a

收稿日期:2021-11-22; 修订日期:2022-02-08

基金项目:江苏省基础研究计划(自然科学基金)青年基金项目(BK20210240)

Fund-supported Project: National Science Foundation of Jiangsu Province (BK20210240)

作者简介:展君(1997-),男,山东德州人,东南大学硕士研究生。

通讯作者:司风琪(1973-),男,江苏盐城人,东南大学教授。

single gas turbine. Compared with simple recuperative structure, CSCO<sub>2</sub> cycle has higher efficiency which means it is a kind of power generation technology with good off-design performance.

**Key words:** gas turbine, cascaded SCO<sub>2</sub> cycle, off-design, operation strategy

## 引 言

根据能量梯级利用的原则,可以利用动力循环回收燃气轮机的余热,进一步提高发电效率。近年来,以超临界二氧化碳(SCO<sub>2</sub>)为工质的新型动力循环研究逐渐兴起,相关研究探讨了超临界二氧化碳循环的不同结构方式及其与各种热源耦合后的热力学性能,其中热力学建模和优化是研究超临界二氧化碳循环的重要方式。Atif 等人<sup>[1]</sup>对塔式太阳能发电系统驱动的 SCO<sub>2</sub>再压缩循环进行了详细的热和焓分析。Cheng 等人<sup>[2]</sup>将 SCO<sub>2</sub>循环用于核反应堆并对参数进行了全局优化。李佩蔚等人<sup>[3]</sup>将 SCO<sub>2</sub>布雷顿循环与 CO<sub>2</sub>羽流地热系统耦合进行发电,实现了 CO<sub>2</sub>地质封存与地热能开采的结合并进行了参数优化。在燃气轮机研究领域,Cao 等人<sup>[4]</sup>将跨临界 CO<sub>2</sub>(TCO<sub>2</sub>)作为 SCO<sub>2</sub>循环的底循环,提出了一种用于燃气轮机排气的热回收系统结构——燃气-串级超临界二氧化碳(GT-CSCO<sub>2</sub>)联合循环。在 SCO<sub>2</sub>循环的热力学建模和优化基础上,已有研究人员开展了变工况策略及其性能的研究<sup>[5]</sup>。杨映麟等人<sup>[6]</sup>研究了 SCO<sub>2</sub>再压缩循环在输入功率变化和循环流量变化时的特性,但其热源输入功率变化范围仅为 90%~110%,未能获得 SCO<sub>2</sub>循环宽负荷变工况特性。文献[7-8]分别将有机朗肯循环与 Kalina 动力循环作为 SCO<sub>2</sub>循环的底循环,以铅冷快堆为热源,提出了变工况运行的策略,研究联合循环在热源功率变化时的特性。

GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环整体发电热效率可达 51.44%,与相同条件下燃气轮机-蒸汽朗肯联合循环相比提高了 4.47%,并且具有较低的平准化度电成本<sup>[4]</sup>。随着燃气-超临界二氧化碳联合循环发电系统参与电网的灵活调峰,其变负荷运行的灵活性也受到了更高的挑战。然而,对燃气-超临界二氧化碳联合循环发电系统,尤其以 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环为对象的变工况研究却尚未见报道。

因此,本文建立循环中各设备的变工况模型,提

出 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环的变工况运行策略。对超临界二氧化碳循环在燃气轮机余热回收领域的变工况研究,有利于进一步促进该技术的应用。

## 1 系统及变工况运行策略介绍

### 1.1 系统介绍

燃气-串级超临界二氧化碳联合循环系统结构如图 1 所示<sup>[4]</sup>。设计工况下温-熵图如图 2 所示。系统由燃气轮机(1g~3g)、导热油回路 1(1o~3o)、导热油回路 2(4o~6o),超临界二氧化碳循环(1s~5s)和跨临界二氧化碳循环(1t~5t)5 部分组成。燃气轮机排气中的热量首先通过热回收换热器 1 传递到导热油回路 1,随后通过 SCO<sub>2</sub>加热器传递到超临界二氧化碳循环。热油作为中等热流密度的导热介质促进了热量从低热流密度的燃气轮机排气传递到高热流密度的超临界二氧化碳。

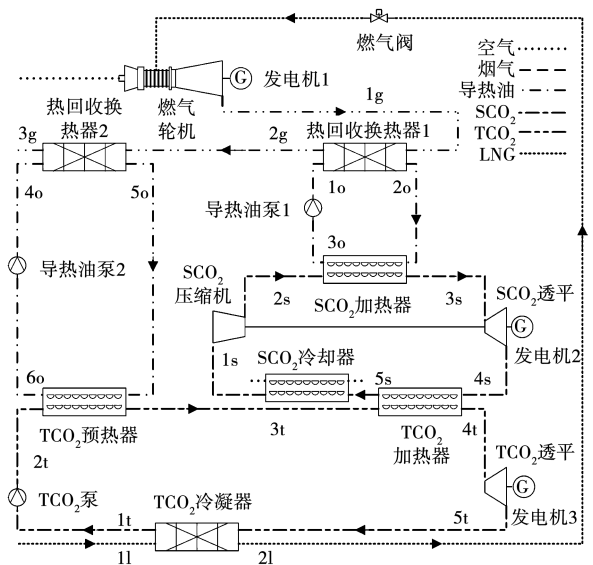


图 1 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环系统图

Fig. 1 Diagram of the GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle

超临界二氧化碳循环为布雷顿循环,工质在 SCO<sub>2</sub>透平做功后在 TCO<sub>2</sub>加热器被跨临界二氧化碳循环冷却。SCO<sub>2</sub>冷却器控制 1s 状态点温度大于 325.2 K,以便于运行策略的执行。在热回收换热器 1 中被冷却的燃气轮机排气仍具有较高温度,经过

导热油回路 2 在 TCO<sub>2</sub> 预热器中将跨临界循环中的 CO<sub>2</sub> 加热,跨临界循环中 CO<sub>2</sub> 随后在 TCO<sub>2</sub> 加热器中被继续加热至超临界状态。在 TCO<sub>2</sub> 透平中膨胀做功后,CO<sub>2</sub> 在 TCO<sub>2</sub> 冷凝器中被液化天然气(LNG)冷却为液态,被 TCO<sub>2</sub> 泵加压后再次在 TCO<sub>2</sub> 预热器中预热,由此跨临界二氧化碳循环不断进行。同时,在 TCO<sub>2</sub> 冷凝器中被加热后的 LNG 作为燃料送往燃气轮机,燃烧发电后产生新的排气。

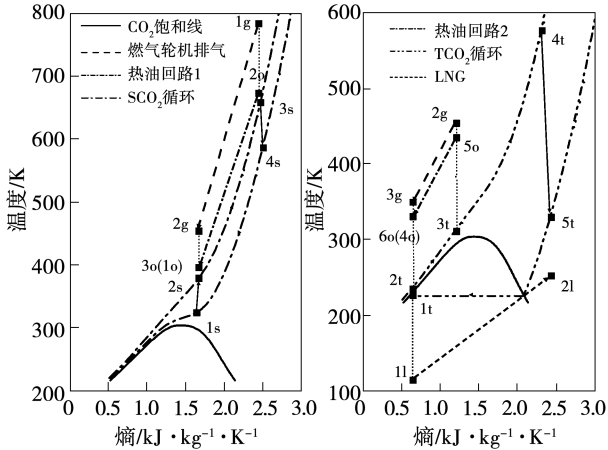


图 2 GT-CSCO<sub>2</sub> 联合循环温 - 熵图

Fig. 2 Temperature-entropy diagram of GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle

1.2 变工况运行策略

在变工况运行条件下,燃气 - 串级超临界二氧化碳联合循环共有 5 个流量参数变化,各子循环间流量具有复杂的耦合特性。而流量的调节又具有响应快、调节方便的特点,因此以流量的调节为主要变工况调节方式。压缩机和泵的转速改变后通过与透平变工况特性的耦合可以实现流量的改变。变工况运行策略为:控制热油回路 1 流量  $q_{1o}$  不变,按照相同的比例调节超临界循环流量  $q_s$ 、跨临界循环流量  $q_t$ 、热油回路 2 流量  $q_{4o}$ ,可表达为:

$$q_{1o} = q_{1o,des} \frac{q_{s,des} - q_s}{q_{s,des}} = \frac{q_{t,des} - q_t}{q_{t,des}} = \frac{q_{4o,des} - q_{4o}}{q_{4o,des}} \quad (1)$$

式中: $q_{1o,des}, q_{s,des}, q_{t,des}, q_{4o,des}$ —设计工况下各节点工质流量,kg/s。

为方便描述, $q_s, q_t, q_{4o}$  的下降比例与燃气轮机排气流量  $q_g$  下降比例的比值  $k_q$  定义为:

$$k_q = \frac{q_{s,des} - q_s}{q_{s,des}} \cdot \frac{q_{g,des}}{q_{g,des} - q_g} \quad (2)$$

式中: $q_{g,des}$ —设计工况下的排气流量,kg/s。

2 系统变工况模型

在 MATLAB/SIMULINK 环境中搭建了模型。除特殊说明外,物质的特性由 REFPROP 数据库获得。各换热器的结构参数与文献[4]相同。

为简化模型,进行合理假设:(1) 在不同负荷下系统都处于稳定状态;(2) 忽略系统中摩擦损失、势能损失和动能损失,忽略系统与环境换热的热损失;(3) 忽略管路的压降,流体在换热器中的压降为 2%;(4) 热油回路泵的耗能忽略不计。

2.1 燃气轮机

选定型号为 Taurus 60 (Solar Turbines Inc.) 的 5.67 MW 小型燃气轮机,可用于垃圾填埋气发电以及为船舶等其他小型设施供电。Taurus 60 由压缩机、燃烧室和透平组成,在变工况条件下燃气轮机空气进口温度和压力分别保持为 288.15 K 与 101 325 Pa,燃气进口温度、压力分别保持为 288.15 K 与 4 MPa。燃气轮机采用进口导叶(IGV)调节策略,当燃气轮机在设计工况下,IGV 全开;变工况下,IGV 适当关小可以减少入口空气流量,维持燃气轮机排气的温度不变,直到 IGV 关小到最小全速角(为了防止喘振,确定的燃气轮机额定转速运行时的 IGV 最小角度)对应的开度时,IGV 开度保持不变。

2.2 热油回路

由于工作温度的范围较宽(288 ~ 673 K),因此选择导热油 DOWTHERM A 作为热油回路的介质。其蒸发压力、比定压热容和比焓随温度的变化如图 3 所示。

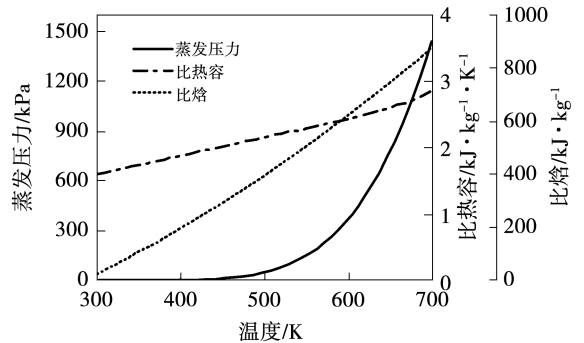


图 3 DOWTHERM A 热力特性图

Fig. 3 Thermodynamic properties of DOWTHERM A

### 2.3 透平

超临界二氧化碳循环与跨临界二氧化碳循环中各有一个轴流式透平,二者参数不同但变工况调节方法相同。以超临界二氧化碳透平为例,其设计条件下入口温度、压力分别为  $T_{3s,des}$ 、 $p_{3s,des}$ ,使用 Flügel 公式进行变工况流量计算:

$$\frac{q_s}{q_{s,des}} = \sqrt{\frac{T_{3s,des}}{T_{3s}} \cdot \frac{p_{3s}^2 - p_{4s}^2}{p_{3s,des}^2 - p_{4s,des}^2}} \quad (3)$$

超临界透平变工况下的效率  $\eta_{turb,s}$  与设计工况下的效率  $\eta_{turb,s,des}$  关系为:

$$\frac{\eta_{turb,s}}{\eta_{turb,s,des}} = \sin \left[ \frac{2}{\pi} \left( \frac{q_s}{q_{s,des}} \frac{\rho_{3s,des}}{\rho_{3s}} \right) \right] \quad (4)$$

式中:  $\rho$  一一对应状态点在变工况下或设计工况下的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

超临界透平的输出功率  $P_{turb,s}$  计算公式为:

$$P_{turb,s} = q_s \eta_{turb,s} (h_{3s} - h_{4s}) \eta_e \quad (5)$$

式中:  $h$  一一对应状态点在变工况下的比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}^{-1}$ ;  $\eta_e$  一发电机的发电效率, %。

同理,跨临界透平的输出功率  $P_{turb,t}$  为:

$$P_{turb,t} = q_t \eta_{turb,t} (h_{4t} - h_{5t}) \eta_e \quad (6)$$

### 2.4 压缩机

超临界循环压缩机为轴流式多级压缩机,其与透平共轴,二者皆由  $\text{SCO}_2$  做功驱动。透平带动采用解耦控制的交流励磁发电机 2 进行发电,该发电机可以在允许压缩机转速改变的情况下维持发电机发电频率不变<sup>[9]</sup>。因此,  $\text{SCO}_2$  压缩机的转速可以被单独改变以控制超临界循环的流量。修正后的压缩机性能曲线如图 4 所示。其中,设计工况为效率最高点。

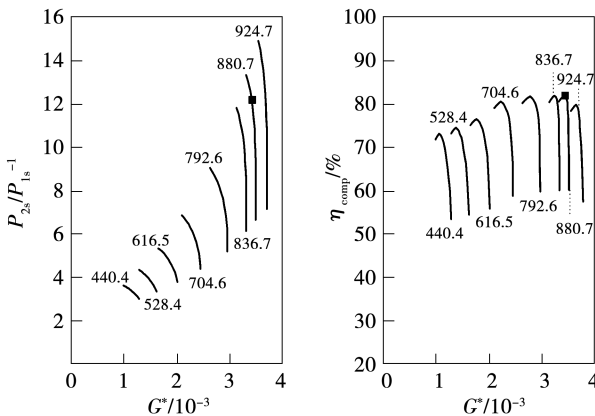


图 4 压缩机性能曲线

Fig. 4 Compressor characteristic curves

当量流量  $G^*$  与当量转速  $n^*$  由式(7)、式(8)

定义:

$$n^* = n_{comp} / \sqrt{288.15} \quad (7)$$

$$G^* = q_s \sqrt{288.15} / 101325 \quad (8)$$

式中:  $n_{comp}$ — $\text{SCO}_2$  压缩机转速,  $\text{r}/\text{s}$ 。

$\text{SCO}_2$  压缩机的耗功  $W_{comp}$  可按式(9)计算:

$$W_{comp} = q_s (h_{4s} - h_{3s}) / \eta_{comp} \quad (9)$$

### 2.5 泵

依据图 5 中泵的性能曲线与相似定理,可以调节离心泵的转速,使跨临界透平入口达到合适的压力:

$$q_t / q_{t,des} = n_{pump} / n_{pump,des} \quad (10)$$

$$H_{pump} / H_{pump,des} = (n_{pump} / n_{pump,des})^2 \quad (11)$$

$$H_{pump} = k q_t^2 \quad (12)$$

式中:  $n_{pump}$ 、 $n_{pump,des}$ — $\text{TCO}_2$  泵变工况下转速与设计工况下转速,  $\text{r}/\text{s}$ ;  $H_{pump}$ 、 $H_{pump,des}$ —变工况与设计工况下  $\text{TCO}_2$  泵的扬程,  $\text{m}$ ;  $k$ —常数。

泵的耗功  $W_{pump}$  计算式为:

$$W_{pump} = q_t (h_{2t} - h_{1t}) / \eta_{pump} \quad (13)$$

式中:  $\eta_{pump}$ — $\text{TCO}_2$  泵的效率, %。

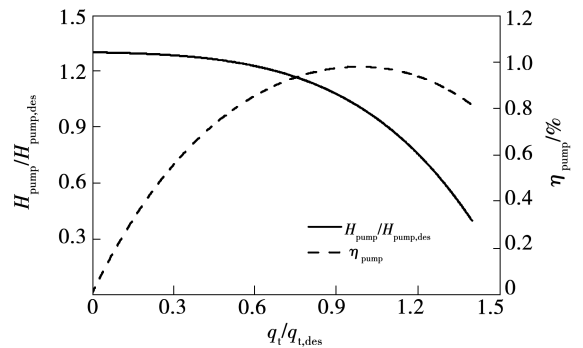


图 5 泵性能曲线

Fig. 5 Pump characteristic curves

### 2.6 CSCO<sub>2</sub> 联合循环性能

CSCO<sub>2</sub> 联合循环的净输出功率  $P_c$  可表示为:

$$P_c = P_{turb,s} + P_{turb,t} - W_{pump} \quad (14)$$

CSCO<sub>2</sub> 联合循环的效率  $\eta_c$  可表示为:

$$\eta_c = P_{total} / [q_g (h_{1g} - h_{3g}) - W_{comp}] \quad (15)$$

GT-CSCO<sub>2</sub> 联合循环的总净输出功率  $P_{total}$  可表示为:

$$P_{total} = P_{gt} + P_c \quad (16)$$

式中: $P_{gt}$ —燃气轮机的做功,kw。

GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环的总效率  $\eta_{total}$  可表示为:

$$\eta_{total} = \frac{P_{total}}{q_f LHV \eta_b} \quad (17)$$

式中: $q_f$ —燃气质量流量,kg/s;LHV—燃气的低位发热量,kJ/kg; $\eta_b$ —燃料燃烧效率,%。

## 2.7 模型验证

设计工况下各状态点的温度、压力、流量计算结果及与参考文献[4]数据的相对误差  $E_T, E_p, E_q$  如表 1 所示。由表中数据观察到,最大误差不超过 2%,所建模型具有较高的准确度。

表 1 设计工况下各状态点热力性质模拟结果及其误差

Tab.1 Thermodynamic simulation results and deviations of state points under designed conditions

状态点	$T/K$	$p/MPa$	$q/kg \cdot s^{-1}$	$E_T/\%$	$E_p/\%$	$E_q/\%$
1g	783.00	0.105 5	21.77	0	0	0.02
2g	454.90	0.103 3	21.77	0	0	0.02
3g	350.16	0.101 3	21.77	0.05	0	0.02
1o	397.00	10.000 0	12.95	0	0	0.95
2o	673.00	9.800 0	12.95	0	0	0.95
3o	397.00	9.604 0	12.95	0	0	0.95
4o	331.50	10.000 0	12.94	0	0	0
5o	435.37	9.800 0	12.94	0.24	0	0
6o	331.50	9.604 0	12.94	0	0	0
1s	325.20	9.596 3	20.36	0	0	1.95
2s	379.79	20.106 3	20.36	0.68	1.48	1.95
3s	658.50	19.704 1	20.36	0	1.48	1.95
4s	587.06	9.792 1	20.36	0.27	0	1.95
5s	325.20	9.596 3	20.36			
1t	227.10	0.800 0	16.19	0	0	0
2t	236.05	20.824 7	16.19	0.06	0	0
3t	312.02	20.408 2	16.19	0.12	0	0
4t	577.10	20.000 0	16.19	0	0	0
5t	330.46	0.816 3	16.19	0.01	0	0
1l	115.50	7.000 0	10.07	0	0	0
2l	253.14	6.860 0	10.07	0.01	0	0

## 2.8 约束条件

在变工况研究的过程中满足以下约束:(1) 环境温度为 288 K,环境压力为 101.3 kPa;(2)  $T_{3g}$  尽量接近烟气露点(350 K),目的是充分利用烟气中的热量;(3)  $T_{2o}$  小于所选热油的沸点 673 K;(4)  $T_{5s}$

不小于 325.2 K,目的是远离二氧化碳的临界点,在保证热力学参数变化平稳的同时保持压缩机的入口温度,便于压缩机的变工况计算;(5) 保持超临界循环透平和跨临界循环透平的背压  $p_{4s}, p_{5l}$  恒定;(6) 通过改变 LNG 的流量控制  $T_{1l}$  不变。

## 3 结果与分析

### 3.1 燃气轮机出口参数变化

燃气轮机的出口参数直接到底循环的性能,因此首先分析变工况下燃气轮机排气的温度流量与组成变化。使用 IGV 来调节燃气轮机压缩机的进口导叶,可以在较高燃气轮机负荷下维持排气的温度  $T_{1g}$  不变。由图 6 可知,在 58.5% 负荷时 IGV 达到最小全速角,随负荷由 100% 降至 59.3% IGV 开度由 1.0 减小至最小开度 0.8,燃气轮机出口温度  $T_{1g}$  维持 783 K。这是由于燃气轮机的负荷下降,需要的燃气量减少,而要保持燃气轮机的出口温度  $T_{1g}$  不变就需要适量减小空气进入量,即减小 IGV 开度。IGV 开度的减小和燃料量减少的共同作用使得  $q_g$  直线下降。

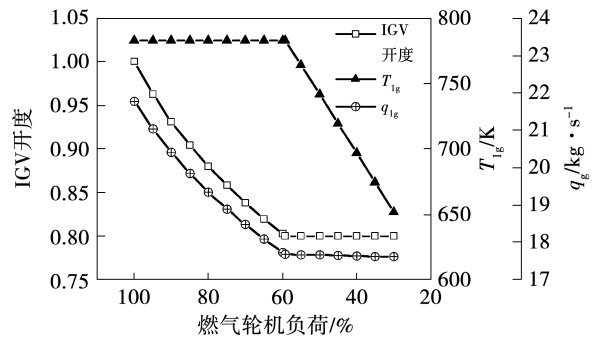


图 6 燃气轮机排气参数随负荷变化特性

Fig.6 Characteristics of gas turbine exhaust parameters varying with load

当负荷由 59.3% 继续降低至 30% 期间,IGV 开度已经达到最小,因此 IGV 开度保持为 0.8,  $T_{1g}$  随负荷降低而直线减小至 651.4 K。原因是燃气轮机燃烧室内空气比燃气比重大,空气占燃烧室内气体的较大部分。因此在 IGV 开度保持为 0.8 不变时,入口空气流量不变,燃气量随负荷降低减少,由质量守恒可得,最终  $q_g$  仅有少量下降。

燃气轮机排气组分随负荷的变化如表 2 所示。

随负荷的下降,燃气轮机排气中氮气和氧气占比增加,而水蒸气和二氧化碳占比减少。这是因为燃气轮机燃烧需要消耗氧气,而水和二氧化碳是燃烧的产物。在负荷下降尤其是负荷小于 59.3% 时,燃气量的减少幅度大于空气,未能消耗的氧气占比增加,产生水和二氧化碳减少。

表 2 变工况下燃气轮机排气成分体积占比

Tab.2 Composition of gas turbine exhaust under off-design conditions

燃气轮机负荷/%	氮气/%	氧气/%	水蒸气/%	二氧化碳/%
100	76.67	14.48	5.90	2.95
90	76.70	14.58	5.81	2.91
80	76.76	14.73	5.68	2.84
70	76.82	14.91	5.51	2.75
60	76.90	15.13	5.31	2.66
59.3	76.91	15.15	5.29	2.65
50	77.18	15.90	4.62	2.31
40	77.46	16.70	3.89	1.94
30	77.75	17.51	3.16	1.58

### 3.2 变工况下流量变化

$k_q$ 随燃气轮机负荷的变化特性如图 7 所示。当燃气轮机负荷由 100% 下降至 59.3% 时  $k_q$  减少,由 59.3% 继续下降到 30% 时  $k_q$  增加。根据变工况策略,随负荷的下降  $q_{10}$  不变,  $q_s, q_t, q_{40}$  下降幅度相同。结合图 6 中  $q_g$  与  $T_{1g}$  变化趋势,当负荷由 100% 下降至 59.3% 时,  $T_{1g}, p_{1g}$  保持不变,即 1g 状态点的比焓不变,而  $q_g$  直线减小。因此,传递到超临界循环、跨临界循环的热量减少,为使  $T_{5s}$  大于 325.2 K,  $T_{3g}$  大于 350 K,  $q_s, q_t, q_{40}$  也需要减小。由图 7 可知,  $k_q$  始终大于 1,即  $q_s, q_t, q_{40}$  减少幅度大于烟气流量,并且随负荷的降低  $q_g$  减少速度减缓,  $k_q$  也由 1.78 降为 1.33。

当负荷由 59.3% 继续下降时,  $T_{1g}$  直线减小,  $q_g$  几乎保持不变,而  $k_q$  由 1.33 直线增长为 2.235,这说明  $T_{1g}$  的减小对  $k_q$  的影响比  $q_g$  更大。为维持  $T_{5s}$  与  $T_{3g}$  的温度,相比  $q_g$  的减小,  $T_{1g}$  的降低使底循环需要更大幅度地减少流量,且减少幅度随着负荷的降低直线增加。

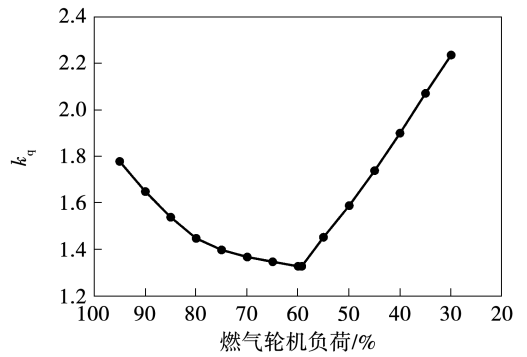


图 7  $k_q$  随负荷变化特性

Fig.7 Characteristics of  $k_q$  varying with load

### 3.3 变工况下循环性能变化

CSCO<sub>2</sub> 循环净输出功率与循环效率随燃气轮机负荷的变化特性如图 8 所示。随燃气轮机负荷的降低,总净输出功率与部分净输出功率都大致呈下降趋势,超临界循环与跨临界循环流量随负荷的降低是其主要因素。其中,超临界循环所做净输出功率下降幅度大于跨临界循环,因此跨临界循环净功占总净输出功率的比重随负荷降低而增加。在变负荷期间,跨临界循环净输出功率总是大于超临界循环净输出功率。在负荷由 100% 下降到 30% 期间,总效率不断下降,由 43.86% 下降到 30.43%,维持了较高的效率,具有较高的经济性。

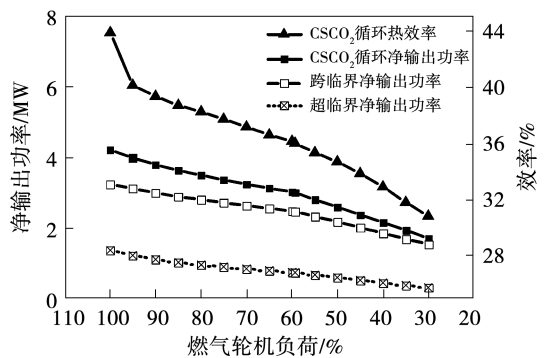


图 8 CSCO<sub>2</sub> 循环净输出功率与循环效率随燃气轮机负荷变化特性

Fig.8 Characteristics of the output power and efficiency of CSCO<sub>2</sub> combined cycle varying with load

GT-CSCO<sub>2</sub> 联合循环及燃气轮机的净输出功率与效率如图 9 所示。流量调节的变工况策略使得负荷在 100% 到 30% 期间,GT-CSCO<sub>2</sub> 联合循环有着优

异的热力学性能:CSCO<sub>2</sub>循环所做净输出功率接近燃气轮机所做净功,使得 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环总净输出功率和热效率分别约为燃气轮机单独净输出功率与效率的 2 倍;GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环仅由 54.80% 降低到 43.91%,且效率始终维持在较高水平。

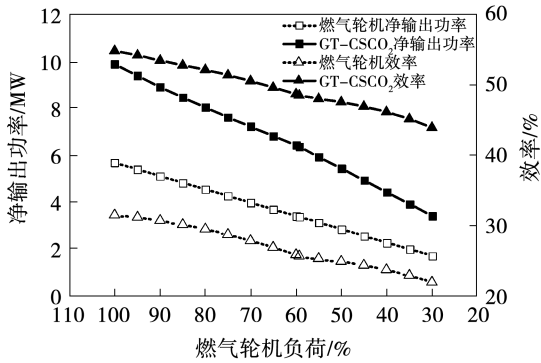


图 9 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环净输出功率与循环效率随燃气轮机负荷变化特性

Fig. 9 Characteristics of the output power and efficiency of GT-CSCO<sub>2</sub> combined cycle varying with load

变工况时, $T_{5s}$ 与 $T_{6g}$ 随负荷变化的特性如图 10 所示。在变工况调节的过程中始终维持 $T_{5s}$ 不小于 325.2 K, $T_{3g}$ 大于烟气露点 350 K。随负荷的减小, $T_{5s}$ 升高,这说明在当前策略下,为使 $T_{1s}$ 的进口温度保持 325.2 K 不变,很有必要使用 SCO<sub>2</sub>冷却器。

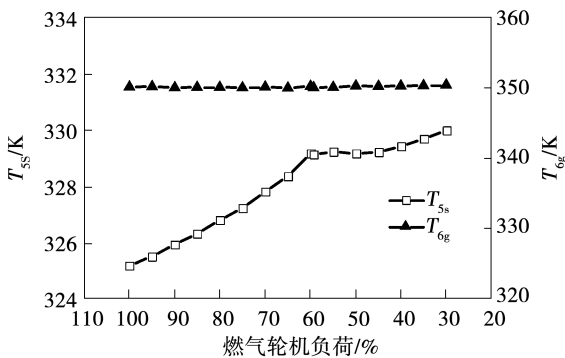


图 10  $T_{5s}$ 与 $T_{6g}$ 随燃气轮机负荷变化特性

Fig. 10 Characteristics of  $T_{5s}$  and  $T_{6g}$  varying with load

### 3.4 变工况效率对比

Yang 等人<sup>[10]</sup>对采用简单回热结构的 SCO<sub>2</sub>布雷顿循环在 30%~100% 负荷下的变工况特性进行了研究与优化,该循环采用滑压运行控制策略,热源为光热电站系统中被加热的熔岩,额定功率为

10 MW。优化后的简单回热循环与未经优化的 CSCO<sub>2</sub>循环效率对比如图 11 所示。CSCO<sub>2</sub>循环在变工况下相比简单回热循环具有明显的效率优势,在额定功率下效率差达到最大约为 6.9%,其在更低的负荷下负荷差约为 2.3%~3%。这证明了 CSCO<sub>2</sub>循环的梯级结构具有良好的变工况性能,能够更好地回收热量转化为电能。

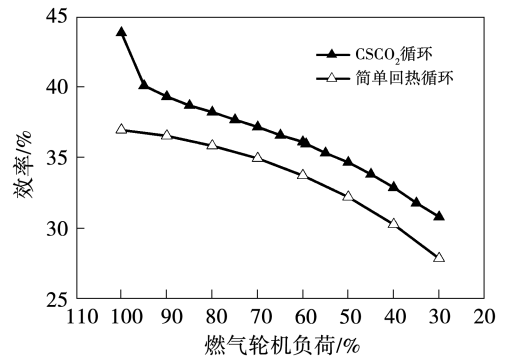


图 11 CSCO<sub>2</sub>循环与简单回热循环效率对比

Fig. 11 Comparison of efficiencies between CSCO<sub>2</sub> cycle and simple recuperative SCO<sub>2</sub> cycle

## 4 结 论

(1) 当燃气轮机负荷降低时,IGV 开度也减小,在负荷为 59.3% 时 IGV 达到最小全速角,对应开度为 0.8。在 IGV 达到最小全速角前后燃气轮机排气的温度、流量随负荷变化特性发生了改变,成分体积占比变化特性基本不变。

(2) 在燃气轮机排气参数变工况时,为维持 SCO<sub>2</sub> 压缩机入口温度与燃机排气最终温度,超临界循环流量、跨临界循环流量和热油回路 2 流量需要与燃气轮机排气流量同向改变,且改变幅度更大。此外,燃气轮机排气温度的改变对流量调节比例系数的影响要大于燃气轮机排气流量。

(3) 控制热油回路 1 流量不变,超临界循环流量、跨临界循环流量、热油回路 2 流量同比例下降是串级超临界二氧化碳动力循环变工况运行的有效策略,在负荷 100%~30% 期间,CSCO<sub>2</sub>循环所做净输出功率接近燃气轮机所做净功,使得 GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环总净输出功率和热效率比燃机单机增加了近 1 倍;GT-CSCO<sub>2</sub>联合循环仅由 54.80% 降低到

43.91%,始终维持了较高的效率。

(4) 在变工况调节下 CSCO<sub>2</sub>循环比简单回热循环具有更高的效率,CSCO<sub>2</sub>循环具有较好的变工况性能,适合作为燃气轮机的底循环,对排气余热进行回收。

#### 参考文献:

- [1] ATIF M,Al-SULAIMAN F A. Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2017,68(1):153-167.
- [2] CHENG W,HUANG W,NIAN Y. Global parameter optimization and criterion formula of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression[J]. Energy Conversion and Management, 2017,150(19):669-677.
- [3] 李佩蔚,曹越,乔宗良,等. 再压缩 SCO<sub>2</sub>-CPG 联合循环热力优化[J]. 热能动力工程,2021,36(1):1-9.  
LI Pei-yu,CAO Yue,QIAO Zong-liang, et al. Thermodynamic optimization of recompression SCO<sub>2</sub> and CPG combined cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021, 36(1):1-9.
- [4] CAO Y,RATTNER A,DAI Y. Thermoeconomic analysis of a gas turbine and cascaded CO<sub>2</sub> combined cycle using thermal oil as an intermediate heat-transfer fluid[J]. Energy, 2018, 162(8): 1253-1268.
- [5] YU A,SU W,LIN X, et al. Recent trends of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle;bibliometric analysis and research review[J]. Nuclear Engineering and Technology,2021,53(3):699-714.
- [6] 杨映麟,张尧立,赵英汝,等. 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环变工况特性分析[J]. 原子能科学技术,2018,52(9): 1625-1634.  
YANG Ying-lin,ZHANG Yao-li,ZHAO Ying-ru, et al. Analysis of variability in supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle[J]. Atomic Energy Science and Technology,2018,52(9): 1625-1634.
- [7] FAN G,DU Y,LI Hang, et al. Off-design behavior investigation of the combined supercritical CO<sub>2</sub> and organic Rankine cycle[J]. Energy,2021,237(24):1-18.
- [8] FAN G,DAI Y. Thermo-economic optimization and part-load analysis of the combined supercritical CO<sub>2</sub> and Kalina cycle[J]. Energy Conversion and Management,2021,245(19):1-21.
- [9] 廖勇,杨顺昌. 交流励磁发电机励磁控制[J]. 中国电机工程学报,1998,18(2):16-19.  
LIAO Yong, YANG Shun-chang. Excitation control of alternating current excitation generators[J]. Proceedings of the CSEE,1998, 18(2):16-19.
- [10] YANG J,YANG Z,DUAN Y. Part-load performance analysis and comparison of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles[J]. Energy Conversion and Management,2020,214(12):1-17.

(丛敏编辑)