



论文

高速飞行器气动热回收的sCO₂再压缩布雷顿循环动态特性研究

赖文豪¹, 高峰², 张程宾^{1*}

1. 东南大学能源与环境学院, 南京 210096

2. 中国运载火箭技术研究院空间物理科学与技术实验室, 北京 100076

* E-mail: cbzhang@seu.edu.cn

收稿日期: 2024-11-26; 接受日期: 2025-03-03; 网络版发表日期: 2025-10-11

国家自然科学基金(批准号: 92271111, U21B2056)资助项目

摘要 气动热防护及高效回收利用是长航时高速飞行器面临的重要瓶颈. 本文提出了超临界二氧化碳(sCO₂)布雷顿循环回收利用气动热的解决方案, 旨在实现热防护和供电的双重功能. 在此基础上, 本文建立了气动热回收的sCO₂布雷顿循环动态热功转换模型, 并以温度压力、热效率、净发电功率等指标评估循环系统的动态运行特性以及主要部件间相互作用关系. 研究结果表明: 面向高速飞行器气动热回收利用的sCO₂布雷顿循环系统显示出良好的工程应用潜力; 在气动热流扰动作用下, 布雷顿循环系统呈现出非线性动力学特征及超调现象, 通过增加回热器换热温差可有效减少系统热惯性.

关键词 热防护, 闭式布雷顿循环, 超临界二氧化碳, 动态特性, 热回收

1 引言

长航时高速飞行器以其高速、超远程和可重复飞行等优势已成为世界各国的战略竞争领域. 在飞行过程中, 飞行器表面受到超声速来流剧烈的气动加热, 长时间处于高温状态, 对材料提出了更高的要求^[1,2]. 此外, 飞行器内部电子设备在长航时运行时对电力供应也有迫切需求^[3]. 布雷顿循环可以在回收高温气动热的同时提供电力, 有望在满足长航时高速飞行器的高效热防护需求的同时兼顾内部电子器件的电力需求. 然而, 长航时飞行器飞行过程中的不稳定气动热

流为布雷顿循环带来了额外的扰动. 因此, 研究用于高温气动热回收的布雷顿循环的动态特性对长航时高速飞行器的高效热防护以及稳定电力供应具有重要意义.

现有的高速飞行器热防护方式主要有被动式冷却、半主动式冷却和主动式冷却^[4]. 被动式采用热沉结构和隔热结构, 热沉结构依靠自身热容吸收热量实现快速导热, 隔热结构隔热层阻止热量向内层结构传递; 半主动式主要采用两种结构形式: 热管结构和烧蚀结构. 热管结构内部工质吸热蒸发流向较冷端冷凝并排出热量, 烧蚀结构通过损失自身质量,

引用格式: 赖文豪, 高峰, 张程宾. 高速飞行器气动热回收的sCO₂再压缩布雷顿循环动态特性研究. 中国科学: 技术科学, 2025, 55: 1705–1724

Lai W H, Gao F, Zhang C B. Dynamic characteristics of the sCO₂ recompression Brayton cycle for aerodynamic heat recovery of long-duration high-speed aircraft (in Chinese). Sci Sin Tech, 2025, 55: 1705–1724, doi: 10.1360/SST-2024-0308

吸收并带走热量; 主动式主要是依靠冷却工质将绝大部分热流带走, 一般分为发汗冷却、薄膜冷却和对流冷却, 其中薄膜冷却和对流冷却虽然效果好, 但属于耗散性冷却, 与其他冷却技术一样存在气动热这一能量的损失, 唯有对流冷却可有效地对气动热进行回收利用^[5,6]。另一方面, 现有的飞行器供电方式大多采用机载发动机发电系统或搭载大容量蓄电池, 极大地增加了飞行器的搭载负荷^[7]。鉴于长航时高速飞行器在飞行过程中其表面存在极高的温度和热流^[8], 故可利用飞行器高温壁面与热防护用冷却工质间的大温差进行热力循环发电, 提高能量利用效率。闭式布雷顿循环能量回收效率高, 有良好的系统紧凑性^[9]。此外, 普遍认为超临界CO₂(sCO₂)作为循环工质具有卓越的热力性能, 功率密度大, 因此体积流量比其他流体小得多^[10-12], 故循环中所用的涡轮机械和热交换器更加紧凑, 有助于降低热力发电系统总质量。Wang等人^[13]在研究中提到了sCO₂布雷顿循环在系统紧凑性和质量方面的优势, 研究结果表明, sCO₂布雷顿循环在相同功率输出下比传统蒸汽循环系统更小、更轻, 同时不需要额外的能量将液体转换为气体或将气体冷凝为液体, 可以提高能量转换效率。与蓄电池等供电方式相比, 超临界二氧化碳布雷顿循环热防护-热电系统, 不仅具有供电能力, 还能起到对气动热的主动热防护作用, 尤其适用于长航时高速飞行器。蓄电池所需电池重量与飞行时间成正比, 飞行时间越长电池越重。另外, 电池快速充放电可能引起安全隐患^[14]。可见, sCO₂布雷顿循环在高温余热回收方面具有巨大的潜力。

采用热力循环对高速飞行器气动热进行回收发电, 需要选择合适的热力循环布局, 进而达到优越的热功转化性能^[15]。然而在热回收领域中, 尚无关于飞行器气动热回收的研究, 但由于原理相同, 可借鉴热回收在其他应用领域研究。Dostal系统地研究了超临界CO₂循环典型布局的热经济性能, 并重点分析了回热和再压缩等对热经济性的影响。其中, 简单型布雷顿循环(simple Brayton cycle)所需的冷却水耗量较大, 回热型布雷顿循环所需的CO₂工质流量较大, 再压缩布雷顿循环系统达到最高的效率^[16]。Du等人^[17]在研究中发现当采用两级压缩循环时, 热交换器的体积会显著减小, 从而使循环效率提高1.73%。Pan等人^[18]提出了一种基于再压缩循环的双涡轮超临界CO₂循环, 用

于船舶废气余热回收, 该循环使船舶的单位功率传递面积减小了44.08%, 使船舶主机系统热效率提高了3.23%。不难得出, 应用sCO₂再压缩布雷顿循环于飞行器热防护并进行气动热回收发电将更具优势。然而, 现有的对用于余热回收的sCO₂布雷顿循环性能的研究, 大多是在热源保持稳定的设计条件下进行的^[19,20]。在实际情况下, 热源处于动态变化中, 尤其是高速飞行器表面气动热, 难以维持恒定^[21], 循环系统中的最低温度和发电量可能随工况的变化而发生显著变化。现有的动态系统研究中, 绝大多数实验和模拟对象都是以锅炉、太阳能集热器等为热源的大型CO₂循环系统^[22,23]。运行工况不同, 汽轮机、压缩机和换热器的型号和参数也各不相同, 系统中主要设备间变化规律和耦合关系也不同^[24-26]。因此, 现有研究的结论难以直接应用于高速飞行器搭载的小型模块化系统。

综上所述, 研究应用于高速飞行器的sCO₂闭式布雷顿循环系统具有必要性, 同时基于稳态工况得出的设计参数进行动态系统性能研究更符合实际需求。为此, 本文提出一种长航时高速飞行器热防护-热电转化系统, 建立了回收气动热发电的sCO₂布雷顿动态系统模型。本文研究了关键输入参数动态扰动下系统的动态运行特性, 并分析不同扰动因素的影响程度, 有助于分析系统的动态性能, 更好理解系统中各主要设备间的耦合作用机理, 以得出更加适用于高速飞行器的sCO₂气动热回收系统探索方向。

2 热防护-热电转换系统介绍

2.1 系统介绍

本文提出热防护型热力发电系统, 具体工作原理如图1所示。工质流经冷却管道, 吸收飞行器高温壁面的热量, 吸收热量后的高温高压气体工质流入透平进行膨胀做功, 联动发电机发电。做功后的工质通入冷却器中与冷却水进行热交换。从冷却器中冷却后的工质, 进入压缩机中, 经压缩后再次流入冷却管道, 开始新的循环。冷却水从储水罐中流入冷却器, 吸热后输送到飞行器前端头锥部分, 以发汗耗散冷却的形式对头锥部分进行冷却, 产生的水蒸气直接排向空间。

循环所用工质为sCO₂。在临界温度附近, sCO₂的物理性质会发生急剧变化, 这种变化对循环系统中工质的流动与传热过程具有显著的影响^[27]。sCO₂的密度

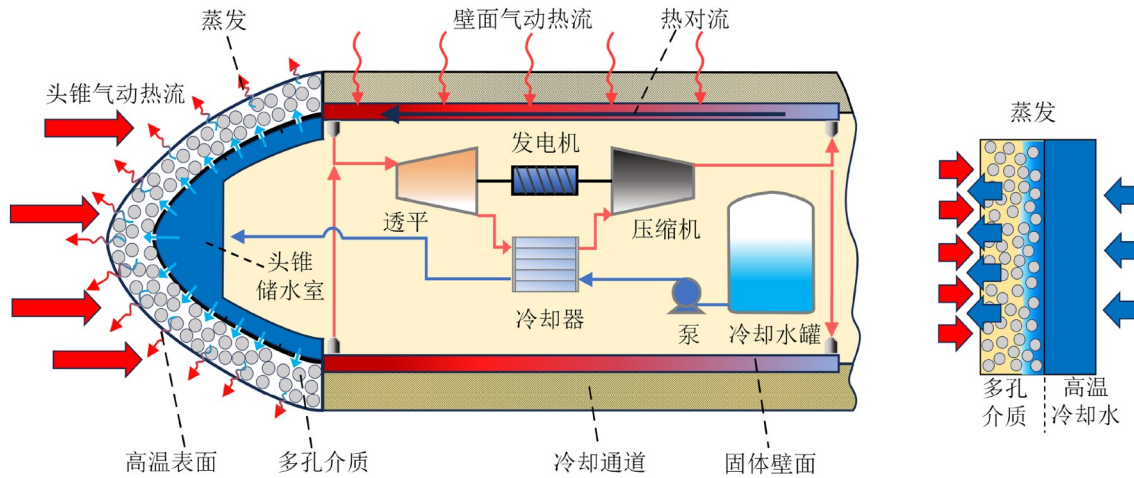


图 1 (网络版彩图)热防护-热电能转换系统示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of thermal protection-thermoelectric energy conversion system.

和比热是影响对流换热的重要参数, 以下分别分析 $s\text{CO}_2$ 的密度和比热的变化趋势。

同一固定温度下, $s\text{CO}_2$ 压力越大, 最大比热容的降低越显著, 且压力越大, 达到最大比热容所对应的温度越高, 如图 2 所示。图中比热物性变化的区段成为拟临界区, 压力一定时, $s\text{CO}_2$ 的比热容在拟临界区内对温度的变化十分敏感, 与温度的非线性关系强。通过合理利用 $s\text{CO}_2$ 在拟临界区的这一物性特点, 实现高效载热, 有助于提高换热效率, 减小换热设备所需的体积^[28]。

定压情况下, $s\text{CO}_2$ 的密度随温度增大而降低。而定温情况下, $s\text{CO}_2$ 的密度随压力的增大而增大。可以观察到, 当靠近临界点温度, 微小的温度变化会使得 $s\text{CO}_2$ 的密度出现较大的变化, 且变化剧烈程度与离临界点的远近成正比, 如图 3 所示。

当压力 $P = 8 \text{ MPa}$ 时, $s\text{CO}_2$ 温度从 307 K 增至 308 K, 密度减小了近 22%。因此, 在 $s\text{CO}_2$ 临界点附近较低的压缩功可实现较高的整体热效率^[29]。此外, 相较于氮、水蒸气和氦气等工质, $s\text{CO}_2$ 具有更高的密度, 使布雷顿循环系统具有更好的紧凑性^[30]。因此, 采用

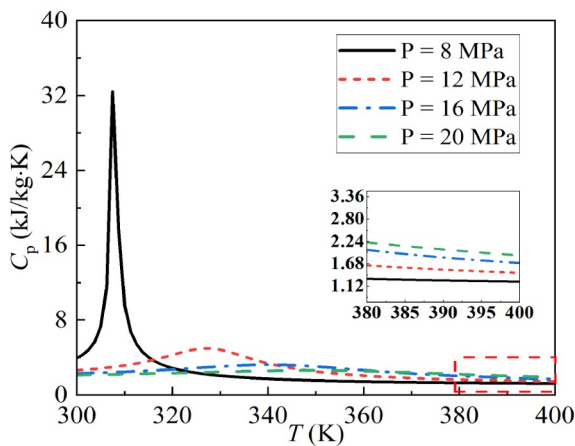


图 2 (网络版彩图) $s\text{CO}_2$ 临界点附近比热变化情况

Figure 2 (Color online) Specific heat variation of supercritical CO_2 near the critical point.

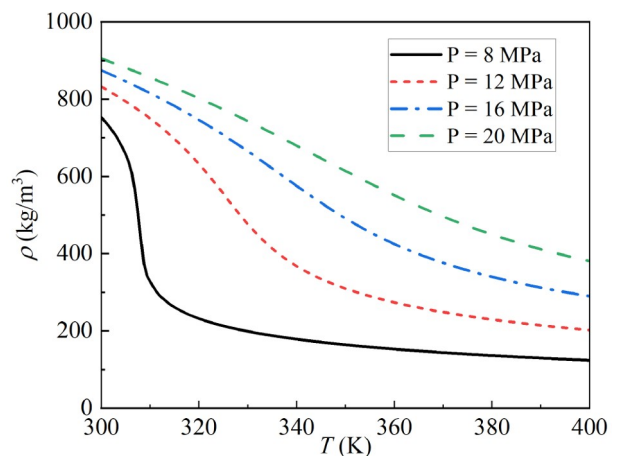


图 3 (网络版彩图) $s\text{CO}_2$ 临界点附近密度的变化情况

Figure 3 (Color online) Density variations of supercritical CO_2 near the critical point.

sCO₂作为动力循环的工质。

2.2 再压缩布雷顿循环构型

sCO₂在循环高压低温段的物性与低压高温段物性存在较大差异, 这导致单回热器布雷顿循环的热侧端存在较大温差, 影响系统效率。再压缩循环通过对高压低温侧工质进行分流, 降低了回热器端部温差, 提高了热源入口温度和平均吸热温度, 从而显著提升了系统的热效率。为了提高所提出的基于布雷顿循环的热防护和热电转换系统的热效率, 提高系统的整体紧凑性, 降低传热所需面积以及降低系统的循环工质和冷却工质的耗量^[17,18], 本文采用了再压缩布雷顿循环构型。

再压缩布雷顿循环的结构示意图及*T-s*图如图4所示。其具体工作流程为: 首先sCO₂在加热器内吸收飞行器表面气动热流, 加热至内最高温度; 随后, 高温高压的sCO₂进入透平内膨胀做功, 联动发电机发电; 做功后的sCO₂先后流入高、低温回热器并释放热量, 再从低温回热器热侧出口处分流为两条支路; 一条支路流经冷却器放热后, 进入主压缩机被压缩至高压状态, 然后进入低温回热器进行吸热; 另一条支路直接流经再压缩机被加压至高压状态; 最后, 两条支路在高温回热器冷侧入口处汇合, 先后进入高温回热器和加热器吸收热量, 开启新一轮循环。

$$\eta_{\text{isc}} = \frac{\eta_{\text{isc,dc}}(-0.7069 + 168.6\varphi - 8089\varphi^2 + 1.828 \times 10^5\varphi^3 - 1.638 \times 10^6\varphi^4)}{\left(\frac{N_{\text{dc}}}{N}\right)^{(20\varphi)^5}}, \quad (3)$$

式中, m 为工质流量, Δh_{isc} 为等熵比焓升, ρ 为压缩机入口工质密度, U , D , N 分别为压缩机转子叶尖转速、转子直径、轴速。式中转速 N 与转子叶尖转速 U 的计算关系为

$$N = 60 \frac{U}{D\pi}. \quad (4)$$

压缩机设计轴速 N 和叶轮直径 D 可按式(4)求解。在设计工况下, 流量系数 $\varphi = 0.0297$, 压气机等熵效率等于设计效率 $\eta_{\text{isc,dc}}$, 轴速 N 与设计轴速 N_{dc} 之比为1。压缩机设计点的质量流量 m 、进口密度 ρ_{in} 和理想焓升 Δh_{isc} 为已知条件。根据等熵压头系数 ψ 的分段多项式和等

3 高速飞行器sCO₂再压缩布雷顿循环模型

3.1 设备模型

为探究拟议的再压缩布雷顿循环在气动热环境下的动态行为, 一个描述其各设备动态变化的动态模型非常有必要。本文动态模型在Matlab/Simulink框架下推导, 所涉及的物性参数由Refprop10.0提供。

3.1.1 压缩机

在sCO₂布雷顿循环系统中, 压缩机和透平的动态性能更接近它们自身的属性, 这些设备的响应时间接近零秒, 快速响应特性使得它们在稳态模型中的表现足够接近实际动态行为, 不会对系统的整体动态特性产生显著影响, 同时也不会显著影响系统的整体控制策略。本文采用基于Sandia实验室数据的Dyreby径向压缩机非设计工况模型, 其中提出了一种带有修正流量系数的四阶多项式函数来表示压缩机的动态性能, 由流量系数 φ 、等熵水头系数 ψ 和归一化等熵效率 η_{isc} 表示^[31,32]:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{c,in}} D U} \left(\frac{N}{N_{\text{dc}}} \right)^{(1/5)}, \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_{\text{isc}}}{U^2} \left(\frac{N_{\text{dc}}}{N} \right)^{(20\varphi)^3}, \quad (2)$$

熵压头系数 ψ 与叶尖速度 U 的关系, 可以求出设计点处的叶尖速度 U_{dc} 。然后根据流量系数 φ 与叶顶转速 U 之间的关系, 可以得到设计工况的叶轮直径 D_{c} 。最后, 根据轴转速 N 、叶尖转速 U 与叶轮直径 D 之间的关系, 可以得到设计轴转速 N_{dc} 。

3.1.2 透平

对于透平来说, 工作流体的质量流量几乎与轴转速无关, 因此可以将其简化为一个等面积无堵塞喷管, 将用于sCO₂循环的径向涡轮建模为非阻塞等面积喷管, 并将涡轮动态效率拟合为关于速比的四阶多项

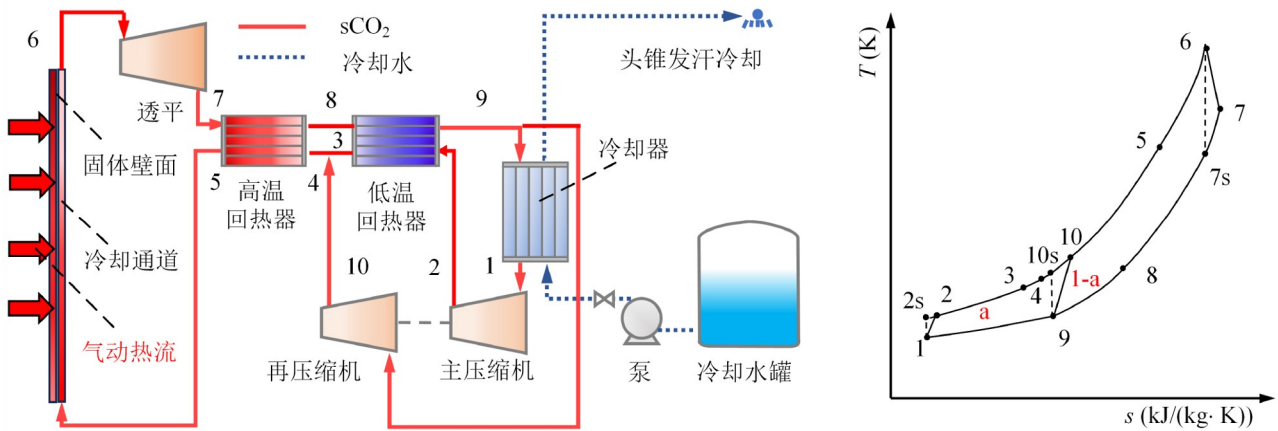


图 4 (网络版彩图)再压缩布雷顿循环热防护-热电转化系统结构布局

Figure 4 (Color online) Structure of the recompression Brayton cycle thermal protection-thermoelectric conversion system.

式^[31], 具体如下:

$$m = C_s A_{\text{nozzle}} \rho_{\text{in}}, \quad (5)$$

式中 m 为工质质量流量, ρ_{in} 为涡轮入口工质密度, A_{nozzle} 为有效喷嘴面积. 喷射速度 C_s 定义为流体在理想喷嘴内等熵膨胀至出口压力时的出口速度, 其计算公式为

$$C_s = \sqrt{2\Delta h_{\text{ise}}}, \quad (6)$$

其中 Δh_{ise} 为工质进出口的等熵比焓降.

动态工况下涡轮的等熵效率 η 由速度比 v 计算:

$$\eta_{\text{ise}} = \eta_{\text{ise,de}}(1.0626v^4 - 3.0874v^3 + 1.3668v^2 + 1.3567v + 0.17992), \quad (7)$$

$$v = \frac{U}{C_s}. \quad (8)$$

在透平设计点, 已知涡轮进口处的质量流量 m 、等熵焓降 Δh_{ise} 和工质密度 ρ_{in} , 即可得到喷射速度 C_s 和喷管面积 A_{nozzle} . 设计点速比 $v = 0.7476$, 可进一步得到涡轮叶尖转速 U . 透平与压气机同轴布置情况下, 透平随压缩机轴旋转, 所以透平的设计转速等于压缩机的设计转速. 根据轴转速 N_{de} 与叶尖转速 U 的关系, 可以得到透平的轴直径 D_t .

3.1.3 热交换器

热交换器用于在两种流体之间的传递热量, 其动态特性与热传递功率和尺寸密切相关, 因此响应时间更长, 不可忽略. 由于 sCO_2 的高热流密度特性以及系

统热交换器中冷、热流体间具有的高压力差^[33], 传统热交换器无法满足所需. 随小型和微型换热器技术的发展, 印刷电路换热器(PCHE)被提出并被认为是最合适的热交换器类型^[34]. 本文工作中, 以PCHE结构建立系统中的回热器和冷却器模型, 换热示意图如图5所示.

只考虑质量守恒和能量守恒方程, 并作出如下假设^[35,36]:

- (1) 沿截面方向均匀流动;
- (2) 热交换器对环境是绝热的;
- (3) 产生的热量的黏性耗散可以忽略不计;
- (4) 热交换器的压降为定值;
- (5) 势能和动能变化可以忽略不计.

根据上述假设, 各控制单元的初始方程如下.

流体的质量守恒方程:

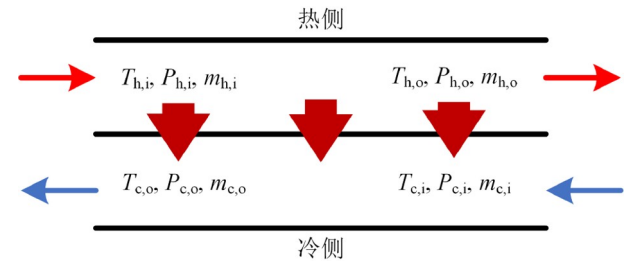


图 5 (网络版彩图)热交换器换热过程示意图

Figure 5 (Color online) Schematic diagram of heat transfer process in the heat exchanger.

$$V \frac{d\rho}{d\tau} = m_{in} - m_{out}, \quad (9)$$

其中, V 为热交换器体积, m_{in} 和 m_{out} 分别是单侧流体的进口和出口流量。

流体的能量守恒方程:

$$\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) - \dot{Q} = M_h C_{p,h} \frac{dT_h}{d\tau}, \quad (10)$$

$$\dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out}) + \dot{Q} = M_c C_{p,c} \frac{dT_c}{d\tau}, \quad (11)$$

其中, C_p 为流体的比热容, Q 为冷热流体交换的热量, M 为流体的质量, τ 为时间, 下标 h 和 c 分别表示热交换器中的热侧流体和冷侧流体。

热交换器中的传热量 Q 可通过下式计算:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_m, \quad (12)$$

其中, UA 为热传导率, ΔT_m 为热交换器对数平均温差, 可由下式计算:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}, \quad (13)$$

其中, ΔT_{max} 和 ΔT_{min} 分别是热交换器入口端和出口端温差中的较大值和较小值。

冷热流体的平均温度可由下式计算:

$$T_h = \frac{1}{2} (T_{h,in} + T_{h,out}), \quad (14)$$

$$T_c = \frac{1}{2} (T_{c,in} + T_{c,out}), \quad (15)$$

其中 $T_{h,in}$, $T_{h,out}$, $T_{c,in}$ 和 $T_{c,out}$ 分别为热交换器热侧流体进口温度和出口温度、冷侧流体进口温度和出口温度。

冷热流体的质量为

$$M_h = \rho_h V_h, \quad (16)$$

$$M_c = \rho_c V_c, \quad (17)$$

其中, ρ_h , ρ_c 分别为热交换器热侧流体密度和冷侧流体密度, V_h 和 V_c 分别为热交换器热侧和冷侧体积。

根据初始方程和平均参数, 工质的质量守恒方程的详细描述为

$$0.5V \left. \frac{\partial \rho}{\partial H} \right|_P = \left(\frac{dH_{in}}{d\tau} + \frac{dH_{out}}{d\tau} \right) + V \left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right|_H \frac{dP}{d\tau} = m_{in} - m_{out}. \quad (18)$$

根据初始方程和平均参数, 详细的工质出口温度

微分方程为

$$\frac{dT_{h,out}}{d\tau} = \frac{\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) - \dot{Q} - \frac{1}{2} \rho_h V_h C_{p,h} \frac{dT_{h,in}}{d\tau}}{\frac{1}{2} \rho_h V_h C_{p,h}}, \quad (19)$$

$$\frac{dT_{c,out}}{d\tau} = \frac{\dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out}) + \dot{Q} - \frac{1}{2} \rho_c V_c C_{p,c} \frac{dT_{c,in}}{d\tau}}{\frac{1}{2} \rho_c V_c C_{p,c}}, \quad (20)$$

其中 H_{in} 和 H_{out} 为流体的进口和出口比焓, P 为流体的压力。

3.1.4 加热器

为便于建模, 可将加热器看作是满足质量和能量守恒方程的工作过程的开口能量系统, 假设: 流体流经加热器时, 在管道方向均匀地吸热, 流体的进出流量视为相等, 而不会泄漏。图6为加热器模型示意图。

流体质量平衡方程:

$$V \frac{d\rho}{d\tau} = m_{in} - m_{out}. \quad (21)$$

流体能量平衡方程:

$$\dot{m} C_p (T_{in} - T_{out}) + \dot{Q}_{in} = M C_p \frac{dT}{d\tau}. \quad (22)$$

离散得

$$0.5V \left. \frac{\partial \rho}{\partial H} \right|_P = \left(\frac{dH_{in}}{d\tau} + \frac{dH_{out}}{d\tau} \right) + V \left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right|_H \frac{dP}{d\tau} = 0, \quad (23)$$

$$\frac{dT_{out}}{d\tau} = \frac{\dot{m} C_p (T_{in} - T_{out}) + \dot{Q}_{in} - \frac{1}{2} \rho V C_p \frac{dT_{in}}{d\tau}}{\frac{1}{2} \rho V C_p}, \quad (24)$$

式中, Q_{in} 为输入系统的气动热流大小, M 为加热器内流体的质量, C_p 为加热器内流体的平均热容, m 为加热器内工质的平均流量。

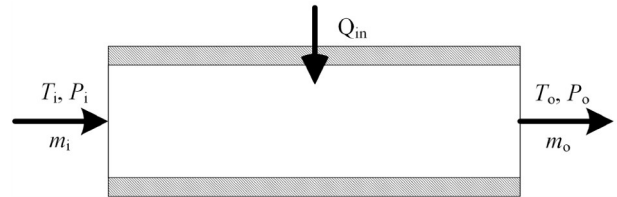


图6 加热器换热过程示意图

Figure 6 Schematic diagram of the heat exchange process in the heater.

3.2 系统质量估算

对高速飞行器而言,除了其本身的质量,还需要承载内部各种功能性仪器设备的质量.有必要初步估计该超临界二氧化碳布雷顿循环热防护-发电系统的质量,以更好地评估其应用场景.本文的布雷顿系统的总质量被定义为

$$M_{\text{total}} = M_T + M_C + M_{\text{He}} + M_{\text{Co}} + M_{\text{Re}}, \quad (25)$$

其中, M_T , M_C , M_{He} , M_{Co} 和 M_{Re} 分别为透平、压缩机、加热器、冷却器和回热器的质量.

透平和压缩机均属于涡轮设备,其单位功率总质量被假设为定值^[37],在本文中,设质量为50 kg.回热器和冷却器均属于换热设备,其质量与自身换热系数和紧凑度等参数有关,本文采用插值法对换热器的体积进行计算,进而得出换热器的质量^[38,39].

通过将 UA , ΔP 与工质流量 m 、换热器对数平均温差 ΔT 等已知参数输入模型,计算出所用流体的热物性参数如热导率(λ)、密度(ρ)、动力黏度(μ)和流体定压比热容(C_p).随后对各换热器的管道数量和长度进行假设,并基于计算所得的流体热物性参数,计算运动黏度(ν)、雷诺数(Re)和摩擦系数(C_f)等,并进一步计算出相应的压力损失近似值和热传导能力近似值.最后,通过引入二维插值函数,将所得结果进行插值匹配,并返回特定的管道数量和管道长度的值,计算出换热器近似体积.

3.3 sCO₂再压缩布雷顿循环模型验证

sCO₂再压缩布雷顿循环系统动态计算模型通过Matlab-Simulink进行模块化搭建,如图7所示.为验证上述所建立的数学模型和仿真模型的准确性,增强仿真计算结果的可信度,本文依据Sandia^[40]实验室提供的热源功率及涡轮机械等熵效率,模拟计算了最高温度为650°C,最高压力20 MPa状态下动态系统的性能结果,将计算所得结果与Sandia^[40]实验结果进行比对,结果见表1.

表1对比了各节点温度和压力的误差值.由表1可知,模型计算所得出的各状态点参数存在一定误差,可能的原因是在模型搭建的过程中忽略了部分流动损失和热损失.整体上看,各节点的温度和压力误差均控制在较小范围内.这表明,本文所建立sCO₂再压缩布雷顿循环动态系统计算方法是可行的,可应用于预测搭载于高速飞行器的sCO₂再压缩布雷顿循环系统的动态性能.

4 sCO₂布雷顿循环系统的分析和讨论

4.1 系统稳态设计工况

在前文通过模型验证所用模型的基础上,开发了适用于高速飞行器的sCO₂再压缩布雷顿循环系统计算模型.对于系统的加热热源,以文献中提到的气动热

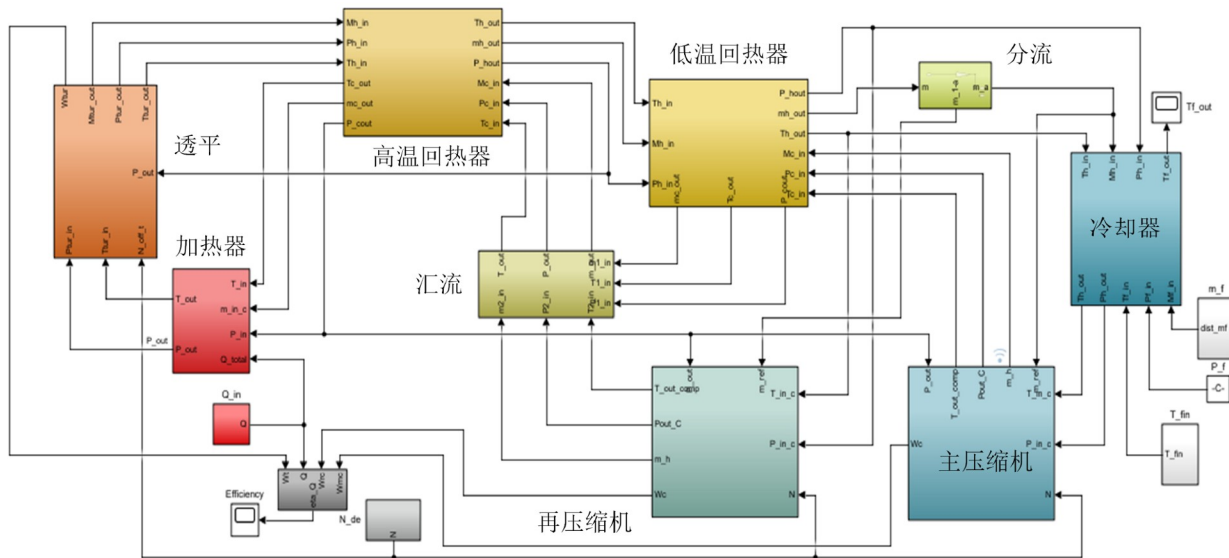


图7 (网络版彩图) sCO₂布雷顿循环系统Simulink仿真模型
Figure 7 (Color online) Simulink model of sCO₂ Brayton cycle system.

表 1 系统稳态仿真结果与实验值对比

Table1 Comparison of steady-state simulation results with experimental values

序号	温度 (K)			压力 (MPa)		
	Sandia实验室 ^[40]	仿真计算	误差 (%)	Sandia实验室 ^[40]	仿真计算	误差 (%)
1	361.62	360.82	0.22	9.19	9.15	-0.43
2	361.62	360.82	0.22	9.19	9.15	-0.18
3	361.62	360.82	0.22	9.19	9.15	-2.63
4	315.15	322.96	-2.48	9.09	8.94	-1.65
5	356.73	348.52	2.30	20	19.67	-1.65
6	435.82	427.23	1.97	19.98	19.58	-2.0
7	435.05	427.83	1.66	19.98	19.58	-2.0
8	435.15	428.75	1.47	19.98	19.58	-2.0
9	778.55	765.94	1.62	19.95	19.47	-2.4
10	923.15	896.29	2.91	19.45	18.94	-2.6
11	824.15	804.70	2.36	9.28	9.20	-0.87
12	449.04	442.21	1.52	9.19	9.11	-0.82

热流密度大致范围为参考, 设定加热功率的大小^[21,41,42]. 系统的最佳稳态运行工况是以最大化热效率和净输出功为目标函数, 以系统压缩比、透平入口温度为优化参数而得到, 其计算结果如表2所示. 在本文中, 系统动态性能是基于此最佳稳态运行工况参数开展研究. 通过阀门、水泵等设备的精确控制和热交换器的设计, 实现系统动态运行工况处于最佳状态附近. 基于上述的sCO₂再压缩布雷顿循环系统设备质量的估算, 以气动热流150 kW、运行时间3600 s为例, 所需的冷却水总质量为360 kg, 系统设备与所携带冷却水总质量约为1150.4 kg.

现有研究中, sCO₂布雷顿循环热源功率普遍较大, 系统量级更大, 本文在热源功率与主要设备设计选型上存在一定差异, 由此导致了主要参数的计算结果存在差异, 如工质流量、换热器进出口温度以及主要设备的功率和换热量大小等. 基于以下结果进一步进行系统动态性能分析.

4.2 系统动态结果分析

根据前文所述, 所提出的sCO₂再压缩布雷顿循环系统在实际运行过程中, 存在着扰动现象. 一方面, 飞行工况变化会导致气动热环境的变化, 同时飞行器表面与来流的摩擦剧烈程度可能随着飞行颠簸发生细微

变化, 进而影响气动热流. 另一方面, 头锥部分发汗冷却所用的冷却水流量也需要随着气动热环境的变化做出实时调整. 此外, 由于机载仪器设备运行时向外辐射热量, 可能导致冷却水实际入口温度存在一定扰动. 虽然舱内的辐射热量难以量化, 无法具体得出冷却水入口温度存在的扰动范围, 但冷却水入口温度扰动与冷却水流量扰动都将引起sCO₂在临界点附近的剧烈物性变化. 本文以系统稳态计算结果作为额定工况, 选取了气动热流、冷却水流量和冷却水入口温度三种系统关键扰动, 研究分析了系统在以上扰动下的主要性能变化情况, 以及主设备间的耦合关系.

鉴于气动热流密度、冷却水流量、冷却水温度的扰动可调节范围存在差异, 故对此三参数的扰动幅度设置值不同. 因飞行器航行条件有较大差异, 气动热流扰动属于最不可控的扰动因素, 故其扰动幅度设置较大, 更大的扰动范围设定有利于更好地理解 and 预防高扰动变化下系统运行性能偏离额定工况的情况, 以及动态响应过程中可能出现的性能变化问题.

冷却水流量供应与飞行器头锥部分发汗冷却有关, 气动热流变化时也需要相应的冷却水流量调节. 但由于冷却水流量本身还会对系统性能产生较大影响, 故冷却水流量设置的变化范围存在一定限制, 即略小于气动热流的变化率.

表 2 系统稳态运行的计算结果
Table 2 Simulation results of system steady-state operation

参数	值	参数	值
水利直径 (m)	0.002	体积 (m ³)	0.041
加热器		质量 (kg)	319.8
加热量 (kW)	150	热交换器材料密度 (kg/m ³)	7800
进口温度 (K)	457.18	低温回热器	
出口温度 (K)	557.72	热侧进口温度 (K)	9.19
进口压力 (MPa)	9.70	热侧出口温度 (K)	9.09
出口压力 (MPa)	9.67	热侧进口压力 (MPa)	20
体积 (m ³)	0.014	热侧出口压力 (MPa)	19.98
质量 (kg)	110.0	冷侧进口温度 (K)	19.98
冷却器		冷侧出口温度 (K)	19.98
进口温度 (K)	330.24	冷侧进口压力 (MPa)	19.95
出口温度 (K)	308.5	冷侧出口压力 (MPa)	19.45
进口压力 (MPa)	7.75	换热量 (kW)	9.28
出口压力 (MPa)	7.72	体积 (m ³)	0.017
冷却水进口温度 (K)	288.15	质量 (kg)	132.6
冷却水质量流量 (kg/s)	0.10	透平	
换热量 (kW)	21.19	进口温度 (K)	557.72
体积 (m ³)	0.010	出口温度 (K)	537.21
质量 (kg)	78.0	进口压力 (MPa)	9.67
主压缩机		出口压力 (MPa)	7.92
进口温度 (K)	308.22	质量流量 (kg/s)	1.256
出口温度 (K)	321.20	等熵效率 (%)	0.96
进口压力 (MPa)	7.83	功率 (kW)	23.65
出口压力 (MPa)	9.75	膨胀比	1.25
质量流量 (kg/s)	0.377	质量 (kg)	50
等熵效率 (%)	0.90	再压缩机	
功耗 (kW)	2.07	进口温度 (K)	343.63
压缩比	1.25	出口温度 (K)	361.36
质量 (kg)	50	进口压力 (MPa)	7.86
高温回热器		出口压力 (MPa)	9.72
热侧进口温度 (K)	537.21	质量流量 (kg/s)	0.880
热侧出口温度 (K)	389.41	等熵效率 (%)	0.90
热侧进口压力 (MPa)	7.92	功耗 (kW)	9.60
热侧出口压力 (MPa)	7.89	压缩比	1.25
冷侧进口温度 (K)	358.50	质量 (kg)	50
冷侧出口温度 (K)	457.18	循环系统	
冷侧进口压力 (MPa)	9.72	净功率输出 (kW)	11.98
冷侧出口压力 (MPa)	9.70	净效率 (%)	7.98
换热量 (kW)	209.55	总质量 (kg)	790.4

冷却水储存在储水罐中, 只在管道输送过程中可能因外界温度环境的变化而产生小幅度的变化. 另外, 运行过程中保持冷却水温度远低于额定值(288.3 K)也较难实现, 且会使得冷却器内sCO₂低于临界温度, 影响系统正常运行, 故水温向下扰动的范围存在限制.

4.2.1 气动热流扰动

在本节中, 模拟了系统在气动热流扰动时系统的动态响应, 研究了主要设备的参数的响应情况. 当系统在额定工况下稳定并运行1000 s后, 先将气动热流降低10%, 运行1500 s后再将气动热流提升20%, 继续运行1500 s后, 气动热流降至额定值, 计算至结束, 总仿真时长5500 s, 如图8所示.

当气动热流下降, 系统中各个进出口处工质的温度随之减小, 系统整体的温度水平下降. 当气动热流升高时, 则呈现相反的变化趋势. 提高气动热流直接导致透平入口温度的提高, 但这种影响在远离加热器的其他部件中会逐渐减弱. 随着距离加热器的增加, 这些部件受到的影响将逐渐减小. 在上述扰动中, 由于透平紧接布置于加热器后, 透平进出口的温度变化

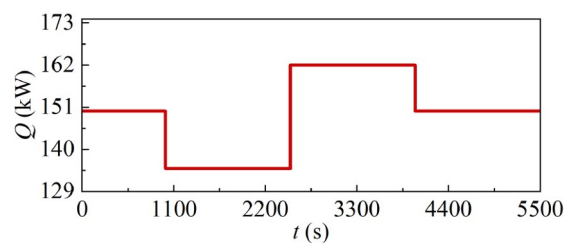


图8 (网络版彩图)气动热流扰动情况

Figure 8 (Color online) Aerodynamic heat disturbance.

程度最明显, 最大变化幅度达到了8.11%, 主压缩机和再压缩机进出口的温度变化均小于1%, 如图9(a)所示.

由于气动热流降低, 系统输入热量减少, 系统内整体温度下降, sCO₂分子热运动程度减弱, 导致压力降低. 当气动热流升高, 则系统内整体温度升高, sCO₂分子热运动程度加剧, 各点的压力重新升高. 由图9(b)可知, 透平出口处压力的变化率分别为5.68%和11.10%, 主压缩机的压力变化率始终大于2%. 气动热流扰动对回路中压力的影响要大于对温度的影响.

可知, 气动热流扰动时, 温度和压力的变化趋势均

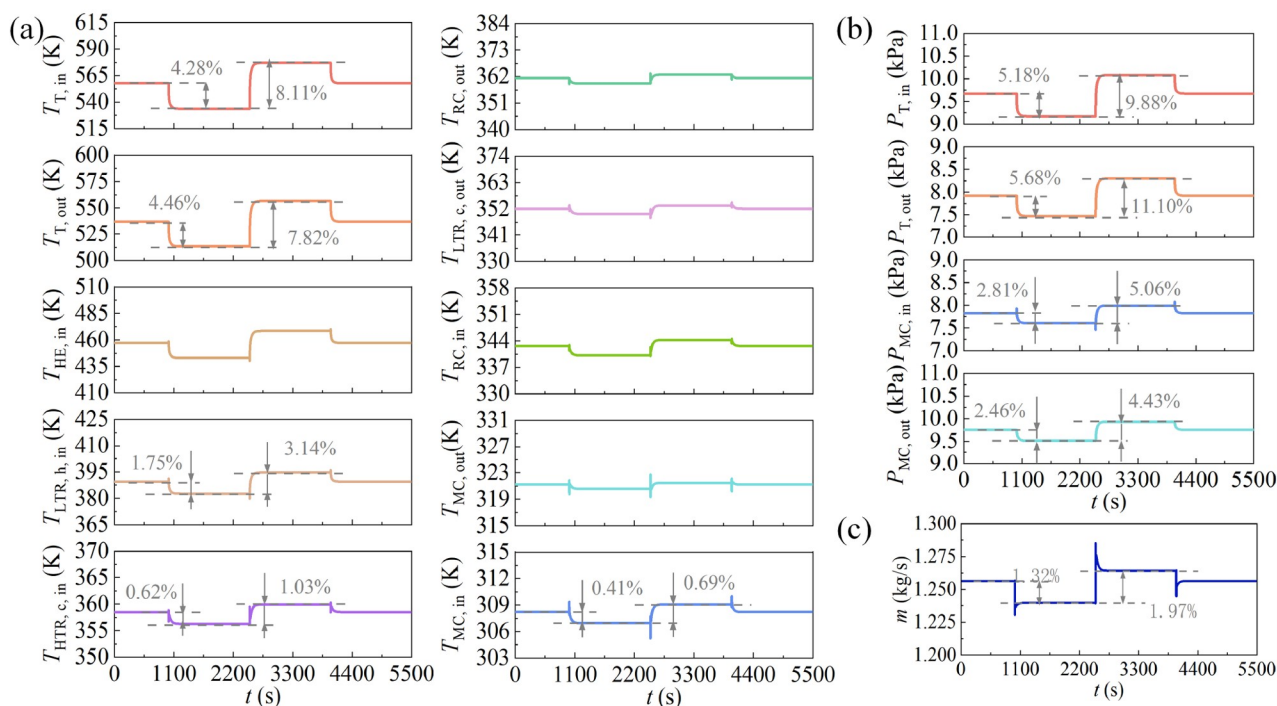


图9 (网络版彩图)气动热流扰动下系统的参数变化情况. (a) 温度; (b) 压力; (c) sCO₂质量流量

Figure 9 (Color online) Variations of system parameters with aerodynamic heat. (a) Temperature; (b) pressure; (c) mass flow rate of sCO₂.

由急至缓, 但以上循环中各部件的温度和压力响应的不同, 处在扰动源头的加热器内温度响应时间最短, 沿程的各部件的响应时间则逐渐延长. 另外, 同一时间各部件的温度和压力变化速度不同, 其中HTR和LTR冷侧流体进口温度变化为较平缓. 造成以上结果的原因有两方面, 其一, $s\text{CO}_2$ 流体从加热器出口到加热器入口需要一定的时间; 其二, HTR和LTR具有很强的热惯性. 介于 $s\text{CO}_2$ 的剧烈物性, 在相同的换热量变化下, HTR和LTR中冷侧流体由于比热较大, 温度几乎不发生变化.

循环系统中的工质流量变化由压缩机的特性决定. 而对于压缩机而言, 其进出口压比与体积流量成负相关关系, 一般而言, 压比越大, 单位时间内通过压缩机的体积流量越少, 流量越小; 压比越小, 则流量越大. 随气动热流降低, 主压缩机和再压缩机进出口压力的压比增大, 输出的工质流量都减小, 反之随气动热流升高, 循环系统中的工质流量增大. 循环工质质量流量对于气动热流的扰动变化敏感性较弱, 受影响较小, 变化率在2%以内, 如图9(c)所示.

系统净输出功率定义为系统中透平输出功率与主、压缩机功耗之差, 净效率则为净输出功率占气动热流的份额. 如图10(a)和(b)所示, 气动热流降低, 一方面, 系统温度水平和压力水平降低, 效率高温回热器和低温回热器的换热量分别降低13.28%和10.71%. 另一方面系统压比升高, 系统流量下降, 同时削弱了透平输出功率, 降低约3.86%, 而主压缩机内由于工质密度的剧增, 质量流量反而增大, 功耗增大约3.49%. 再压缩功耗可忽略, 透平输出功率的降低和主压缩机功耗的增大对净效率为不利因素, 净输出功率必然下降. 但是从结果上来看, 系统偏离设计工况程度小于气动热流阶跃程度, 所以系统净效率仍然升高, 约2.49%. 同理, 气动热功率增大, 此时系统净输出功率虽然提高约4.26%, 但系统效率仍降低, 约5.70%. 与之相对应, 高、低温回热器的换热量分别提高约28.03%和21.56%. 可知, 无论气动热流怎样在额定值附近波动, 系统中高、低温回热器换热量受到的影响总是最大, 再压缩机功耗无明显变化, 对气动热流扰动不敏感. 而对主压缩机, 由于进口工质处于物性变化剧烈的拟临界点附近, 气动热流对压缩功耗的影响不可忽略.

气动热流在1000 s下降10%, 降为135 kW, 而在2500 s处, 在前一个值的基础上阶跃了20%, 阶跃20%

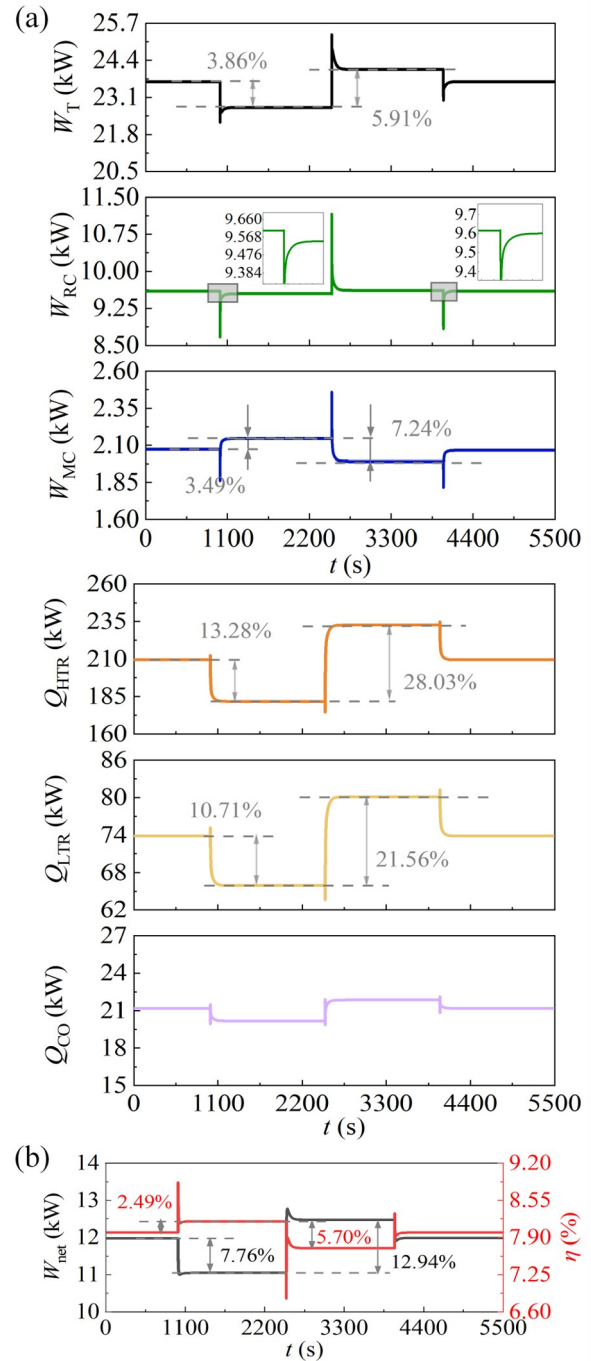


图 10 (网络版彩图)气动热流扰动下系统功率和效率变化情况. (a) 主要设备功率和换热量; (b) 系统净功率和净效率
Figure 10 (Color online) Variations in system power and efficiency with aerodynamic heat. (a) Power and heat of major equipment; (b) net power and net efficiency of the system.

后的气动热流值为162 kW, 比额定热流大8%. 为了便于更加直观地比较扰动对系统在额定工况以上和额定

工况以下的影响情况, 此处以发生两次扰动($t = 1000$ s 和 $t = 2500$ s)后达到的稳定值相对额定工况值的大小来进行比较说明, 后续讨论中皆采用这一标准. 气动热流发生扰动, 从额定工况向下阶跃10%, 透平下降0.91 kW, 而从额定工况向上阶跃8%, 透平输出功率仅仅上升0.43 kW, 其他关键参数如压力、温度和流量也有类似的表现, 说明系统存在明显的非线性行为. 这一现象受多方面因素影响, 但最主要的因素是系统中的各种换热器的换热能力存在上限, 表现为换热器冷热两侧端差的变化能力存在差异, 即使增加热源的温度或流量, 也无法进一步提升换热量. 因而在气动热流从额定工况向上阶跃时, 系统中各换热器能力受限, 表现出的功率升高不及向下阶跃同样幅度. 另外, 受流动限制和热惯性的影响, 涡轮机械的功率变化和换热设备的换热量变化趋势更急. 其中, HTR和LTR具有较大的热惯性, 换热量达到稳态的过程中, 变化率最大, 响应时间相比涡轮机械更长, 变化率更为平缓, 安全性更高; 而对于涡轮机械, 其热惯性较小, 响应所需时间更短, 能够更快地达到稳态值, 但较小的热惯性也使得设备在扰动发生时出现剧烈的超调量, 不利于设备安全和系统正常运行. 在两次扰动中, 当气动热流升高时, 系统主要设备的温度水平升高, 工质比热容减小, 系统更易受到外界影响, 各设备热惯性减弱, 导致了更大的流量, 功率和换热量超调, 如图9和10所示. 值得注意的是, 主压缩机进出口处工质具有较大的热惯性, 需要更长的时间来响应扰动变化, 从而导致反向超调的特征.

因此, 应对气动热流的扰动, 适当增大换热最小温差, 避免高、低温回热器入口温度的显著下降, 以减少其中换热劣化带来的系统输出性能下降, 减少高、低温回热器的响应时间. 另外, 在后续控制系统设计中, 应尽可能加入缓和热惯性的技术, 尤其是针对涡轮设备进行调控, 以减弱气动热流扰动发生时, 特别是增大时系统的非线性和超调行为, 保证系统设备安全运行, 提高循环系统的稳定性.

4.2.2 冷却水质量流量扰动

本节研究了系统在冷却水的质量流量波动时, 系统主要设备参数的动态响应情况. 当系统在额定工况下达到稳定并运行1000 s后, 先将冷却水流量提高10%, 1500 s后再将冷却水流量降低15%, 继续运行

1500 s, 最后将冷却水流量降至额定流量并运行至结束, 总仿真时长5500 s, 如图11所示.

冷却水入口温度不变, 随冷却水质量流量的升高, 进入冷却器的冷量增大, 反之则减小. 如图12(a)所示, 冷却水流量升高, 系统中各个进出口处工质的温度下降, 相反则呈现升高的趋势. 当冷却水流量下降10%, 主压缩机进口温度和透平进口温度分别变化1.02%和3.80%, 透平出口温度变化率最大, 为4.16%. 主压缩机进口温度的微小变化可以显著影响透平进出口的温度变化. 由于冷却水流量升高, 冷却器内冷量增大, 从系统内带走更多热量, 系统整体温度降低. 压缩机入口处工质温度下降, 密度迅速升高, sCO₂分子热运动程度减弱, 系统内部的冷端压力下降, 系统整体压力降低. 当冷却水流量降低, 则相反, 各点的压力水平重新升高. 由图12(b)可知, 主压缩机的压力变化率分别为4.96%和9.39%, 透平出口处压力的变化率最大, 分别为6.15%和12.01%, 冷却水流量扰动对系统中压力的影响大于对温度的影响.

可知, 冷却水流量扰动时, 从响应时间和变化趋势看, 温度和压力的变化趋势同样由急至缓, 不同的是, 低温侧流体同样发生了明显的变化率. 无疑, 主压缩机入口处的温度和压力响应时间最短, 变化趋势急, 透平入口处温度和压力的响应时间最长, 变化趋势相对较缓和, 造成以上结果的原因除了流动换热受时间限制以及设备具有热惯性外, 还因为冷却水流量直接影响循环系统中温度和压力最低处的工质状态, 该处工质的微小温度和压力变化会使得整个循环系统中的变化率放大.

冷却水流量升高时, 主压缩机和再压缩机进出口压力的压比都增大, 工质体积流量减小. 但冷却器中冷量增大, 同时导致主压缩机入口处工质温度和压力下降较多, 由图3可知, 此时工质的密度剧烈升高, 密

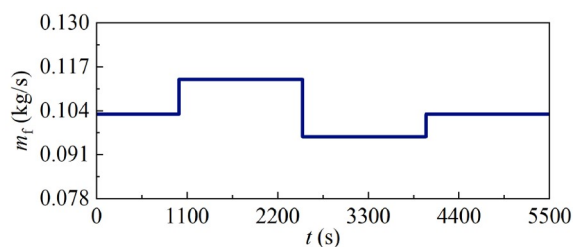


图11 (网络版彩图)冷却水流量扰动情况
Figure 11 (Color online) Cooling water flow rate disturbance.

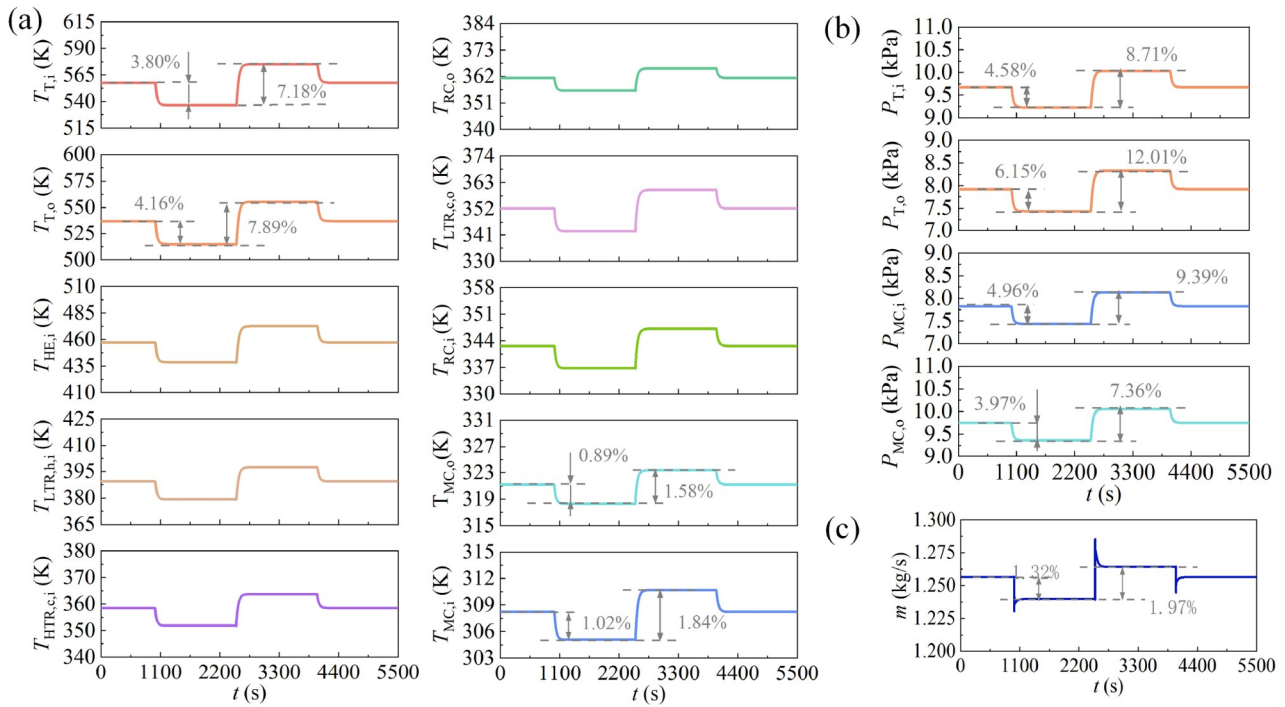


图 12 (网络版彩图)冷却水流量扰动下系统的参数变化情况. (a) 温度; (b) 压力; (c) sCO_2 质量流量

Figure 12 (Color online) Variations of system parameters with cooling water flow rate. (a) Temperature; (b) pressure; (c) mass flow rate of sCO_2 .

度对工质质量流量的影响占主导, 故最终循环系统中的工质流量增大. 相反地, 当冷却水流量升高, 主压缩机和再压缩机压比减小, 工质体积流量增大, 但此时密度下降较多, 密度影响占主导, 故表现为系统工质流量减小, 如图12(c)所示.

如图13(a)和(b)所示, 冷却水流量升高, 系统整体温度和压力水平降低较多, 但工质密度剧增, 表现为系统流量反而上升, 增大了透平输出功率, 增大约4.66%, 同时主压缩机和再压缩机功耗分别增大约1.83%和3.49%. 透平输出功率的增大对净效率为有利因素, 而压缩机功耗的增大则为不利因素. 从结果上来看, 冷却水流量阶跃导致系统偏离设计工况对透平输出功率的影响是要大于压缩机功耗的, 所以系统净输出功率由11.98 kW升至12.71 kW, 系统净效率提高约6.10%. 相反, 当冷却水流量降低, 主压缩机和再压缩机功耗分别降低4.09%和6.50%. 透平功率降低8.62%, 系统净输出功率由12.71 kW降至11.31 kW, 系统净效率降低约11.03%. 相比气动热流扰动的影响, 在冷却水流量扰动过程中, 通过直接影响循环中的最低温度和压力, 即压缩机入口处工质的温度和压力, 系统中各处压力

的变化程度较大, 再压缩功耗的变化无法忽略. 值得一提的是, 冷却水流量阶跃导致系统偏离设计工况的过程中, 对透平输出功率的影响始终要大于压缩机功耗.

冷却水流量发生扰动, 从额定工况向上阶跃10%, 透平上升1.11 kW, 而从额定工况向下阶跃3.5%, 透平输出功率却下降1.02 kW, 系统各项参数仍存在明显的非线性行为. 原因是, 系统中各换热器换热能力存在物理限制, 当冷却水流量增加时, 换热器能够传递更多的热量, 但这种增加并非无限, 存在一个上限. 如果换热器状态已经接近其设计极限, 进一步增加流量可能不会显著提高换热效率, 对透平输出功率的提升作用有限. 因此, 在冷却水流量从额定工况向上阶跃时, 表现出的功率和换热量升高不及向下阶跃同样幅度的功率降低量. 此外, 与气动热流扰动时不同, 冷却水流量扰动时, 系统各项参数变化趋势虽然同样由急至缓达到稳态值, 但无明显的超调量, 仅主压缩机的功耗表现出反向超调特性.

原因可能是因为当冷却水流量骤升时, 冷却水最先与冷却器出口, 即主压缩机进口处工质换热, 工质

温度短时间内发生了骤降, 密度升高, 表现为主压缩机功耗在短时间内骤降, 之后有赖于热惯性和各处充分

流动换热的作用, 各项参数重新达到平衡. 主压缩机这一反向超调特征, 也意味着扰动过程中需要更多的时间响应变化并恢复稳定, 当冷却水流量骤降时, 主压缩的这一特征加剧.

不难看出, 冷却水流量的减小将导致冷却器中参与换热的冷量降低与换热恶化, 系统的循环效率恶化. 相反, 适当增大冷却水流量则有利于降低系统的功耗, 提高系统的循环效率. 对于冷却水流量的扰动, 低温侧流体同样发生了明显的变化, 冷却器的微小偏差将导致主压缩机计算所得的运行工况偏离设计值, 进一步使得整体系统出现较大程度的性能偏离. 应尽可能对循环系统中的冷却器模块进行尽可能细致的仿真计算, 确保模型的精确性, 同时在控制系统设计中, 提高系统中换热器换热能力上限, 精确控制冷却水流量, 减少扰动过程中系统各参数的偏离程度和响应时间.

4.2.3 冷却水入口温度扰动

为了更好地了解冷却水入口温度对于系统动态特性的影响, 当系统在额定工况下稳定运行1000 s后, 将冷却水入口温度降低3°C, 运行1500 s后再将冷却水入口温度提升10°C, 继续运行1500 s后, 将温度调整至额定值并计算至结束, 总时长5500 s, 如图14所示.

由于冷却水流量不变, 冷却水入口温度的直接影响参与冷却器中的冷量. 如图15(a)所示, 冷却水温度降低3°C, 系统整体温度均随之降低, 其中主压缩机入口温度降低1.05%, 透平入口温度降低3.89%. 当冷却水温度扰动, 提高10°C, 冷却器中冷量减少, 系统中各处温度随之升高, 此时透平出口温度变化率为10.82%, 变化率最大. 与冷却水流量扰动相似, 冷却水入口温度扰动通过影响压缩机入口温度进而影响系统整体温度水平.

与冷却水流量的作用原理相似, 冷却水温度降低,

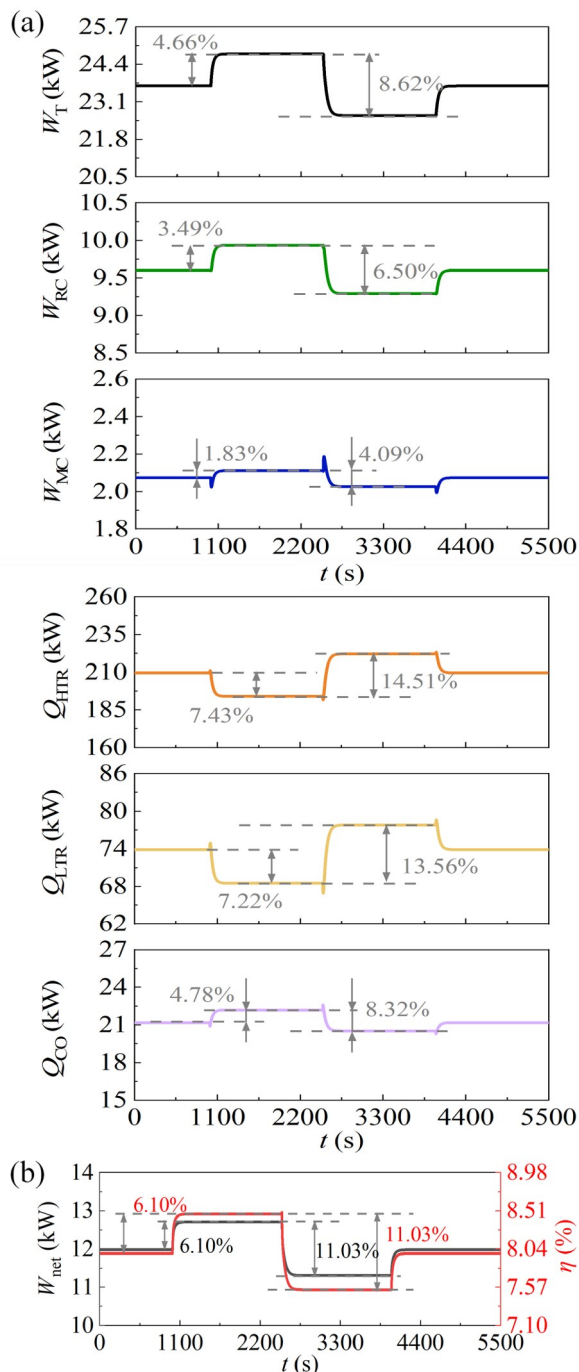


图13 (网络版彩图)冷却水流量扰动下系统功率和效率变化情况. (a) 主要设备功率和换热量; (b) 系统净功率和净效率
Figure 13 (Color online) Variations in system power and efficiency with cooling water flow rate. (a) Power and heat of major equipment; (b) net power and net efficiency of the system.

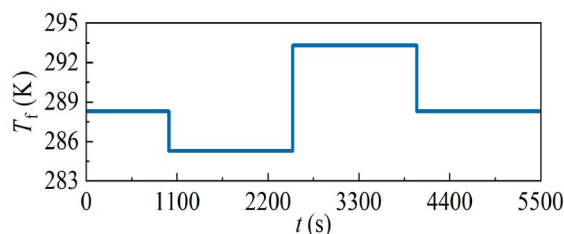


图14 (网络版彩图)冷却水温度扰动情况
Figure 14 (Color online) Cooling water temperature disturbance.

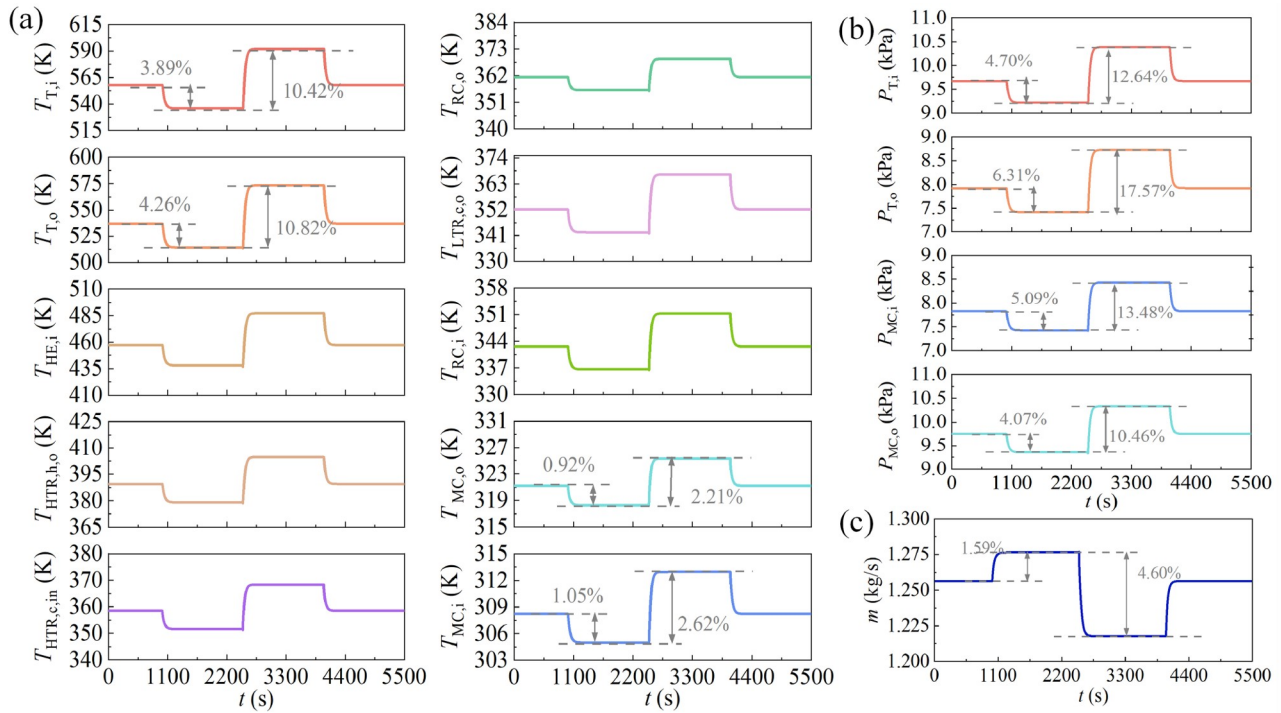


图 15 (网络版彩图)冷却水温度扰动下系统的参数变化情况. (a) 温度; (b) 压力; (c) sCO_2 质量流量

Figure 15 (Color online) Variations of system parameters with cooling water temperature. (a) Temperature; (b) pressure; (c) mass flow rate of sCO_2 .

从系统内带走更多热量, 系统整体温度降低. 工质温度下降, sCO_2 分子平均动能减少, 热运动程度减弱, 系统整体压力降低. 当冷却水温度升高, 则相反. 主压缩机入口处压力变化率分别为5.09%和13.48%, 透平入口处压力的变化率在此基础上进一步放大, 分别为4.70%和12.64%, 如图15(b)所示.

显然, 相比冷却水流量, 系统各温度和压力的响应变化率对冷却水温度的扰动更为敏感. 冷却水温度的扰动时系统中压力受到的影响大于温度所受的影响. 冷却水温度扰动时, 各项参数的变化过程与冷却水流量扰动时相似. 但显然, 冷却水温度扰动带来的各项参数的变化趋势更急剧, 变化率更大.

冷却水温度降低, 主压缩机和再压缩机进出口压力的压比都增大, 工质体积流量减小, 但此时工质密度的影响占主导, 密度增大较多, 故工质流量增大. 冷却水温度升高, 则变化相反, 如图15(c)所示.

如图16(a)和(b)所示, 冷却水温度降低, 系统冷量增大, 整体温度和压力水平降低, 工质密度剧增, 系统流量上升. 透平输出功率增大约4.76%, 主压缩机和再压缩机功耗分别增大约1.85%和3.56%. 透平输出功

率的增大对净效率为有利因素, 而压缩机功耗的增大则为不利因素. 从结果上来看, 冷却水温度阶跃导致系统偏离设计工况对透平输出功率的影响是要大于压缩机功耗的, 所以系统净输出功率由11.98 kW升至12.72 kW, 系统净效率提高约6.24%. 相反, 当冷却水温度升高, 主压缩机和再压缩机功耗分别降低6.92%和9.90%. 透平功率降低13.09%, 系统净输出功率由12.71 kW降至11.31 kW, 系统净效率降低约11.03%. 显然, 冷却水温度的升高同样将导致冷却器的换热恶化, 即反映为压缩机进口温度和压力的明显升高, 引起系统整体温度和压力的剧增, 工质密度下降, 系统内循环工质的流量降低, 引起透平输出功率降低. 最后, 系统的循环效率显著降低. 相反, 在一定范围内降低冷却水入口温度, 可以提高系统净输出功率, 提高系统循环效率.

当冷却水温度发生扰动时, 系统各项参数的变化仍具有非线性特征. 冷却水温度从额定工况降低 3°C , 透平功率升高1.13 kW, 从额定工况升高 7°C , 透平功率却仅降低2.12 kW. 冷却水温度从额定工况向下阶跃时, 表现出的功率和换热量升高量大于向上阶跃同样

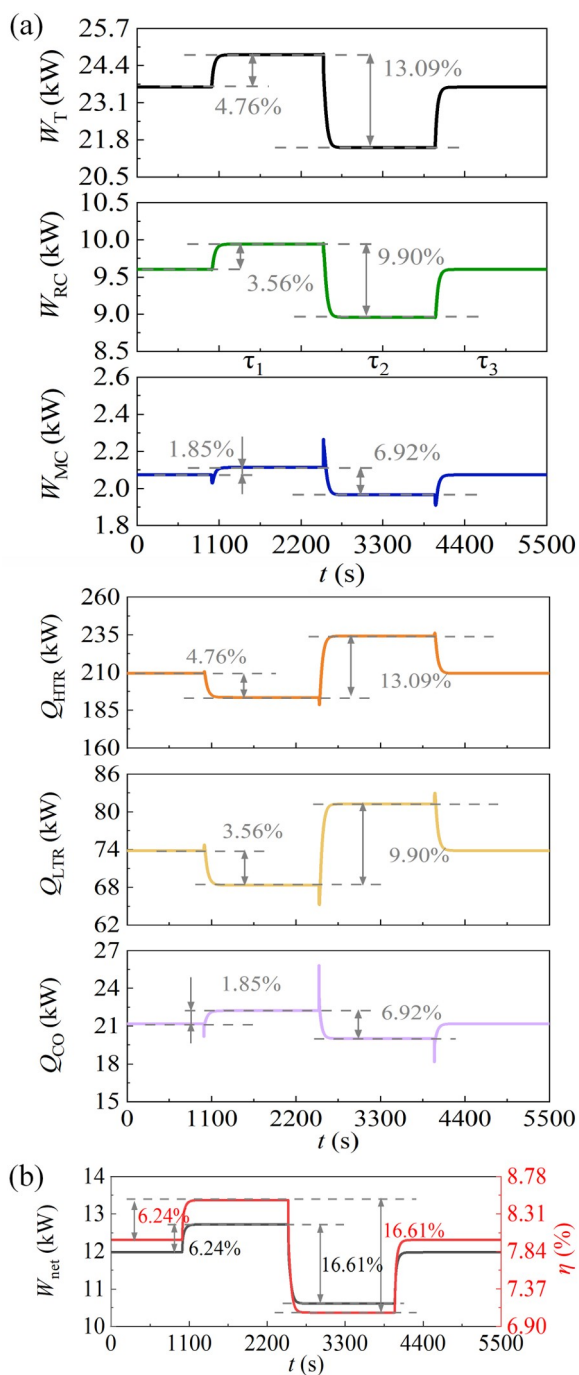


图 16 (网络版彩图)冷却水温度扰动下系统功率和效率变化情况。(a) 主要设备功率和换热量;(b) 系统净功率和净效率
Figure 16 (Color online) Variations in system power and efficiency with cooling water temperature. (a) Power and heat of major equipment; (b) net power and net efficiency of the system.

幅度的功率和换热量降低量。冷却水温度升高时,系统中冷量减少,热量只能通过回热器来进行转移,系统温

度水平上升,换热器的换热能力达到上限,系统各参数的变化率小于冷却水温度降低时的变化率。与冷却水流量扰动不同的是,除了主压缩机功耗,冷却器和低温回热器换热量的响应情况同样具有明显的反向超调现象。这意味着,冷却水温度扰动时,将有更多设备需要更长的响应时间应对变化,提出相应的控制策略,尤其是其中超调量过大的设备。如当冷却水温度骤升 10°C 时,由于流动传热需要时间,此时冷却器中循环工质的热量无法被及时带走,温度骤升,热惯性小,冷却器内换热量在短时间急剧升高。若无法及时控制,可能造成设备损坏,影响系统正常运行。继冷却器后,循环工质先进入主压缩机,经压缩后进入低温回热器冷端进行换热,期间流体充分流动换热,故主压缩机功耗和低温回热器换热量虽仍表现反向超调特性,但受影响程度依次减小。

鉴于此,适当降低冷却水入口温度能提高系统性能,系统的净输出功率和循环效率在很大程度上取决于参与到冷却器中的冷源冷量。值得注意的是,冷却水温度扰动带来的影响要强于冷却水流量扰动的影响,系统恢复稳定所需的响应时间更长,更多设备出现明显反向超调特征,需要针对冷却器提出更精确的控制策略,避免冷却水温度扰动时系统设备的超调响应影响设备安全和系统正常运行。

4.2.4 系统性能扰动对比分析

前述内容讨论了系统关键参数扰动下,系统性能随时间的变化情况和影响大小。为了更有策略性地应对多种扰动发生的情况,排出优先性,有必要比较三种扰动在单位百分比变化下系统主要性能的变化情况。

以额定工况为水平基准,分别对比了向上扰动和向下扰动时每单位百分比扰动量对应的系统净输出功率和净效率的变化情况。如图 17(a)和(b)所示,当所研究的三种关键扰动向额定值以上变化,对系统净功率和净效率的影响总是弱于向额定值以下变化。且在三种扰动中,每单位百分比气动热流扰动对系统性能造成的影响最弱,而每单位百分比冷却水温度扰动带来的影响则十分显著。

不难看出,系统主要性能对冷却水温度的变化具有最强的敏感性。在实际运行中,应当重点关注冷却水温度的扰动情况,加强其在输送过程中的保温措施,

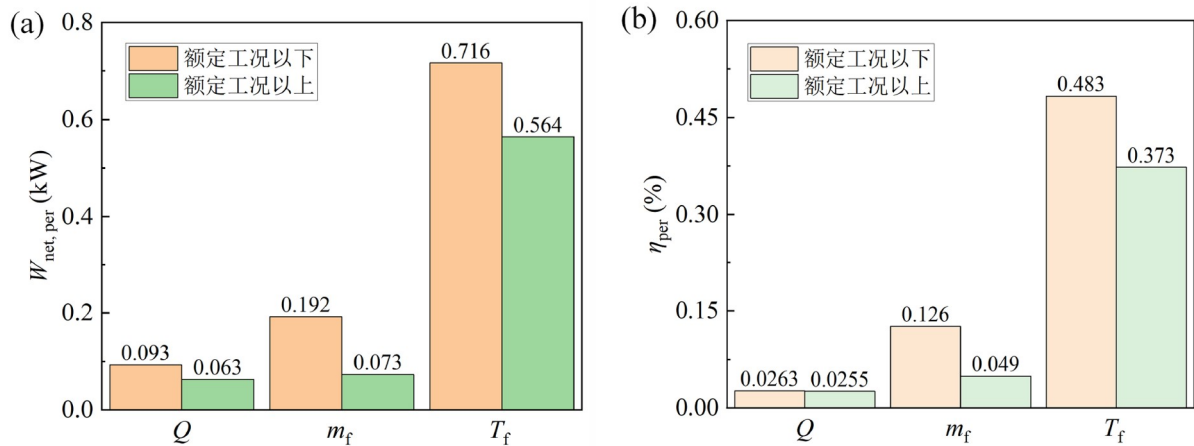


图 17 (网络版彩图)三种扰动下系统性能对比分析. (a) 系统净功率变化量; (b) 系统净效率变化量

Figure 17 (Color online) Comparative analysis of system performance under three disturbances. (a) Variation in system net power; (b) variation in system net efficiency.

精确调控手段, 尽可能使其保持稳定.

5 结论

兼顾长航时高速飞行器运行过程中的热防护以及独立电力供应系统的需求, 本文提出将 sCO_2 再压缩布雷顿循环系统应用于飞行器气动热回收转化的新思路. 建立了回收气动热发电的热力学系统模型, 基于系统设计工况结果, 研究和分析了气动加热功率、冷却水流量和冷却水入口温度扰动下, 系统的各项关键参数的变化情况以及主要设备之间的耦合关系. 主要结论如下.

(1) 本研究采用 sCO_2 再压缩布雷顿循环动力构型, 以高速飞行器气动热为热源, 构建机载热防护-热回收发电系统; 当给定气动加热功率为150 kW时, 系统在稳定运行时可获得的净发电量约为11.98 kW, 系统净

热效率约为8%, 具有工程应用可行性.

(2) 应对气动热流的扰动, 应尽可能避免高低温回热器入口温度的显著下降, 以减少高、低温回热器的响应时间. 另外, 气动热流扰动变化时系统存在明显的非线性特征, 甚至可能出现多个设备参数超调量过大的情况. 因此, 在实际设计过程中, 应尽可能减小系统热惯性, 精细调控温度匹配, 以减轻系统的非线性响应和超调现象, 确保设备的安全和系统的稳定运行.

(3) 冷却水温度扰动影响要强于冷却水流量扰动影响, 对后者系统各项参数并没有出现明显的超调量, 仅主压缩机功耗表现出反向超调特性. 而当前者发生时, 将有更多设备出现反向超调现象, 系统需要更长的响应时间应对变化. 为此, 在控制系统设计中, 精确控制冷却水流量和温度, 避免冷却水流量升高过多, 以减少扰动过程中系统各参数的偏离程度, 提高系统稳定性.

参考文献

- Guo L, He W, Chen W, et al. Progress on high-temperature protective coatings for aero-engines. *Surf Sci Tech*, 2023, 1: 6
- Yang C H, Qi Y F, Rao W, et al. Design and implementation of the aerodynamic thermal protection system for the Tianwen-1 Mars probe (in Chinese). *Sci SinTech*, 2022, 52: 253–263 [杨昌昊, 祁玉峰, 饶炜, 等. 天问一号火星探测器气动热防护系统设计与实现. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 253–263]
- Wang Y, Cheng K, Dang C, et al. Performance and experimental investigation for a novel heat storage based thermoelectric harvester for hypersonic vehicles. *Energy*, 2023, 263: 125885
- Fusaro R, Ferretto D, Viola N, et al. Liquid Metals Heat-Pipe solution for hypersonic air-intake leading edge: Conceptual design, numerical

- analysis and verification. [Acta Astronaut](#), 2022, 197: 336–352
- 5 Liu Y, Jiang Z. Concept of non-ablative thermal protection system for hypersonic vehicles. [AIAA J](#), 2013, 51: 584–590
- 6 Mi Q, Yi S H, Gang D D, et al. Research progress of transpiration cooling for aircraft thermal protection. [Appl Therm Eng](#), 2024, 236: 121360
- 7 Li S, Gu C, Zhao P, et al. A novel hybrid propulsion system configuration and power distribution strategy for light electric aircraft. [Energy Convers Manage](#), 2021, 238: 114171
- 8 Yang Q, Chang J, Bao W. Thermodynamic analysis on specific thrust of the hydrocarbon fueled scramjet. [Energy](#), 2014, 76: 552–558
- 9 Romano L F R, Ribeiro G B. Optimization of a heat pipe-radiator assembly coupled to a recuperated closed Brayton cycle for compact space power plants. [Appl Therm Eng](#), 2021, 196: 117355
- 10 Zhang F, Lei F, Feng M, et al. Investigation on the effect of the cooler design on the performance of onboard supercritical carbon dioxide power cycle for hypersonic vehicles. [Appl Therm Eng](#), 2024, 236: 121854
- 11 Wang T Z, Xu J L, Zheng H N, et al. Optimization of main steam temperature and pressure under various operating conditions in sCO₂ coal-fired cycle (in Chinese). [Sci Sin Tech](#), 2024, 54: 2281–2292 [王天泽, 徐进良, 郑毫楠, 等. 不同工况sCO₂燃煤循环主汽温压优化分析. 中国科学: 技术科学, 2024, 54: 2281–2292]
- 12 Liu X, Xu Z, Xie Y, et al. CO₂-based mixture working fluids used for the dry-cooling supercritical Brayton cycle: Thermodynamic evaluation. [Appl Therm Eng](#), 2019, 162: 114226
- 13 Wang X, Zhang L, Zhu Z, et al. Performance improvement overview of the supercritical carbon dioxide brayton cycle. [Processes](#), 2023, 11: 2795
- 14 Du H, Zhang X, Yu H. Design of high-energy-density lithium batteries: Liquid to all solid state. [eTransportation](#), 2025, 23: 100382
- 15 Liang Y, Hui C W, Luo X, et al. A general mixed-integer programming framework for efficient modeling, integration and optimization of thermodynamic cycle-based energy systems. [Energy Convers Manage](#), 2021, 250: 114905
- 16 Dostal V. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. Dissertation for Doctoral Degree. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004
- 17 Du Y, Hu C, Yang C, et al. Size optimization of heat exchanger and thermoeconomic assessment for supercritical CO₂ recompression Brayton cycle applied in marine. [Energy](#), 2022, 239: 122306
- 18 Pan P, Yuan C, Sun Y, et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of S-CO₂ Brayton cycle waste heat recovery system for an ocean-going 9000 TEU container ship. [Energy Convers Manage](#), 2020, 221: 113077
- 19 Guo J, Du J, Li M, et al. Performance study of a supercritical CO₂ Brayton cycle coupled with a compressed CO₂ energy storage system for waste heat recovery of ship gas turbines under variable load conditions. [Sustain Energy Fuels](#), 2022, 6: 5557–5578
- 20 Qiu Y, E E, Li Q. Triple-objective optimization of sCO₂ Brayton cycles for next-generation solar power tower. [Energies](#), 2023, 16: 5316
- 21 Karimi M S, Oboodi M J. Investigation and recent developments in aerodynamic heating and drag reduction for hypersonic flows. [Heat Mass Transfer](#), 2018, 55: 547–569
- 22 Ahn Y, Bae S J, Kim M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. [Nucl Eng Tech](#), 2015, 47: 647–661
- 23 Wang X, Wang R, Bian X, et al. Review of dynamic performance and control strategy of supercritical CO₂ Brayton cycle. [Energy AI](#), 2021, 5: 100078
- 24 Yu B W, He X T, Xu J L. Experiment and numerical simulation of supercritical CO₂ pool heat transfer (in Chinese). [Sci Sin Tech](#), 2024, 54: 636–644 [于博文, 何孝天, 徐进良. 超临界CO₂池式换热实验与数值模拟研究. 中国科学: 技术科学, 2024, 54: 636–644]
- 25 Deng T, Li X, Wang Q, et al. Dynamic modelling and transient characteristics of supercritical CO₂ recompression Brayton cycle. [Energy](#), 2019, 180: 292–302
- 26 Ma X, Jiang P, Zhu Y. Performance analysis and dynamic optimization of integrated cooling and power generation system based on supercritical CO₂ cycle for turbine-based combined cycle engine. [Appl Therm Eng](#), 2022, 215: 118867
- 27 Guo J Q, Li M J, He Y L, et al. A systematic review of supercritical carbon dioxide(S-CO₂) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects. [Energy Convers Manage](#), 2022, 258: 115437
- 28 Liu Y, Wang Y, Huang D. Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review. [Energy](#), 2019, 189: 115900
- 29 Quintanilla V, Briggs K, Morris M, et al. Performance of a supercritical carbon dioxide compressor using a streamline curvature based throughflow method. [Appl Therm Eng](#), 2024, 240: 122297
- 30 Ishiyama S, Muto Y, Kato Y, et al. Study of steam, helium and supercritical CO₂ turbine power generations in prototype fusion power reactor.

- [Prog Nucl Energy](#), 2008, 50: 325–332
- 31 Dyreby J J. Modeling the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle with Recompression. Dissertation for Doctoral Degree. Madison: The University of Wisconsin-Madison, 2014
- 32 Zhang F, Chen B, Liao G, et al. Performance assessment and comparative study on novel carbon dioxide based power cycles for the cascade engine waste heat recovery. [Appl Therm Eng](#), 2022, 214: 118764
- 33 Li W, Yu Z, Wang Y, et al. Heat transfer of supercritical carbon dioxide in a tube-in-tube heat exchanger-a CFD study. [J SuperCrit Fluids](#), 2022, 181: 105493
- 34 Chai L, Tassou S A. A review of printed circuit heat exchangers for helium and supercritical CO₂ Brayton cycles. [Therm Sci Eng Prog](#), 2020, 18: 100543
- 35 Chen J, Liu L, Liao G, et al. Design and off-design performance analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for gas turbine waste heat recovery. [Appl Therm Eng](#), 2023, 235: 121295
- 36 Youn B, Mills A F. Cooling panel optimization for the active cooling system of a hypersonic aircraft. [J Thermophys Heat Transfer](#), 1995, 9: 136–143
- 37 Mason L S. A power conversion concept for the Jupiter Icy Moons Orbiter. [J Propul Power](#), 2004, 20: 902–910
- 38 Liu H, Chi Z, Zang S. Optimization of a closed Brayton cycle for space power systems. [Appl Therm Eng](#), 2020, 179: 115611
- 39 Uh Zapata M, Itzá Balam R. A conservative level-set/finite-volume method on unstructured grids based on a central interpolation scheme. [J Comput Phys](#), 2021, 444: 110576
- 40 Carstens N A, Hejzlar P, Driscoll M J. Control System Strategies and Dynamic Response for Supercritical CO₂ Power Conversion Cycles. Technical Report. Center for Advanced Nuclear Energy Systems. MIT Nuclear Engineering Department MIT-GFR-038, 2006
- 41 Cao R, Li Z, Deng Q et al. Design and aerodynamic performance investigations of centrifugal compressor for 150 kW class supercritical carbon dioxide simple brayton cycle. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2020
- 42 Huang Q, Tao Y, Liu Z, et al. Aerodynamic heat utilization based on thermophotovoltaic-composite phase change material-thermoelectric hybrid system. [Energy Convers Manage](#), 2024, 302: 118112

Dynamic characteristics of the sCO₂ recompression Brayton cycle for aerodynamic heat recovery of long-duration high-speed aircraft

LAI WenHao¹, GAO Feng² & ZHANG ChengBin¹

¹ School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China

² Science and Technology on Space Physics Laboratory, China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China

Aerodynamic heat protection and the efficient recovery and utilization of thermal energy represent significant challenges for long-duration, high-speed flight vehicles. This study introduces a novel approach utilizing a supercritical carbon dioxide (sCO₂) Brayton cycle to recover and harness aerodynamic heat, thereby achieving dual objectives of thermal protection and power generation. A dynamic thermal-to-work conversion model of the sCO₂ Brayton cycle for aerodynamic heat recovery has been developed. The system's dynamic operational characteristics and the interactions among key components are evaluated using metrics such as temperature, pressure, thermal efficiency, and net power output. Research findings indicate that the sCO₂ Brayton cycle system holds considerable promise for engineering applications in high-speed aircraft aerodynamic heat recovery. Under varying aerodynamic heat flux conditions, the cycle exhibits nonlinear dynamic behavior and overshoot phenomena. Increasing the temperature difference in the regenerator's heat exchange process can effectively mitigate the system's thermal inertia.

thermal protection, closed Brayton cycle, supercritical carbon dioxide, dynamic characteristics, thermal recovery

doi: [10.1360/SST-2024-0308](https://doi.org/10.1360/SST-2024-0308)