Applied Physics 应用物理, 2026, 16(11), 867-877
Published Online November 2026 in Hans. https://www.hanspub.org/journal/app
https://doi.org/10.12677/app.2026.1611080

Hans汉斯

冷却水流量调节对超临界二氧化碳印刷电路板式预冷器瞬态特性的影响

李仁亮[1]，潘　妩[1]，邹庆宇[2]

[1]江西电力职业技术学院动力工程学院，江西　南昌
[2]江西电力职业技术学院马克思主义学院，江西　南昌

收稿日期：2026年9月29日；录用日期：2026年10月29日；发布日期：2026年11月6日

摘　要

为研究冷却水流量调节对超临界CO_2印刷电路板式预冷器动态性能的影响，建立CO_2与水逆流换热的三维共轭传热模型，在CO_2出口压力为8.0 MPa和9.5 MPa下，设置流量增减20%的阶跃及2 s、10 s线性调节工况，共12个瞬态算例。结果表明，减流引起的CO_2出口温升幅度比增流引起的降温幅度大28.2%~42.0%。与阶跃调节相比，10 s线性调节使出口温度最大变化速率降低68.6%~79.7%，但温度稳定时间延长6.51~6.68 s；流量达到终值后，出口温度仍需2.75~4.54 s达到稳定。与阶跃调节相比，10 s线性调节使固体净吸热功率的绝对值峰值降低67.2%~75.6%，而相同压力和调节方向下的固体内能变化量近似不变。冷却水流量增加20%时，换热功率提高5.07%~5.79%，水侧压降增加22.73%~23.22%。结果说明，延长调节时间可降低温度变化速率及固体净吸热功率的绝对值峰值，但会延长出口温度稳定时间；评价预冷器动态性能时，应同时考虑流体温度、固体储热、换热功率及流动阻力。

关键词

超临界CO_2，印刷电路板式换热器，预冷器，动态热响应，共轭传热，冷却水流量

Effect of Cooling-Water Flow Adjustment on the Transient Characteristics of a Supercritical CO_2 Printed Circuit Heat Exchanger Precooler

Renliang Li[1], Wu Pan[1], Qingyu Zou[2]

[1]College of Power Engineering, Jiangxi Electric Vocational & Technical College, Nanchang Jiangxi
[2]College of Marxism, Jiangxi Electric Vocational & Technical College, Nanchang Jiangxi

Received: September 29, 2026; accepted: October 29, 2026; published: November 6, 2026

文章引用: 李仁亮, 潘妩, 邹庆宇. 冷却水流量调节对超临界二氧化碳印刷电路板式预冷器瞬态特性的影响[J]. 应用物理, 2026, 16(11): 867-877. DOI: 10.12677/app.2026.1611080

Abstract

To investigate the effect of cooling-water flow adjustment on the transient performance of a supercritical CO_2 printed circuit heat exchanger (PCHE) precooler, a three-dimensional conjugate heat transfer model was developed for counterflowing CO_2 and water. Twelve transient cases were considered at CO_2 outlet pressures of 8.0 and 9.5 MPa, combining 20% increases or decreases in water flow with step changes and linear ramps lasting 2 or 10 s. The results show that the CO_2 outlet-temperature rise caused by flow reduction was 28.2%~42.0% greater than the temperature drop caused by the corresponding flow increase. Compared with step changes, 10 s ramps reduced the maximum outlet-temperature change rate by 68.6%~79.7% but extended the temperature settling time by 6.51~6.68 s. After the flow reached its final value, a further 2.75~4.54 s was required for the outlet temperature to settle. The 10 s ramps also reduced the peak absolute net heat-transfer rate to the solid by 67.2%~75.6%, while the change in solid internal energy remained approximately unchanged for a given pressure and flow-adjustment direction. A 20% increase in cooling-water flow raised the heat-transfer rate by 5.07%~5.79% and the water-side pressure drop by 22.73%~23.22%. These results indicate that extending the flow-adjustment duration reduces the rate of temperature change and the peak absolute net heat-transfer rate to the solid, but prolongs the outlet-temperature settling time. The transient performance of the precooler should therefore be assessed by considering fluid temperature, heat storage in the solid, heat-transfer rate, and flow resistance together.

Keywords

Supercritical CO_2, Printed Circuit Heat Exchanger, Precooler, Transient Thermal Response, Conjugate Heat Transfer, Cooling-Water Flow Rate

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/
Open Access

1. 引言

超临界 CO_2 布雷顿循环中的预冷器用于冷却进入压缩机前的工质，其出口温度直接影响压缩机入口状态。CO_2 在预冷器内可能经过拟临界温度附近，密度、定压比热容、动力黏度和导热系数随温度显著变化。冷却水流量调节不仅改变最终换热状态，还伴随流体与换热器金属壁体内能的变化。因此，仅考察稳态出口温度和换热功率不足以完整描述预冷器的变工况性能，还需分析温度变化速率及达到稳定状态所需的时间。

印刷电路板式换热器(printed circuit heat exchanger, PCHE)结构紧凑，适用于高压换热场合。Liu 等[1]开展了 CO_2 与水预冷器的实验及三维数值研究，分析了物性变化对传热和流动阻力的影响，为直通道模型验证提供了实验依据。Saeed 等[2]研究了锯齿形通道预冷器的流动与传热性能，分析了通道结构及运行参数的影响。这些研究主要针对稳态性能，而流量调节过程还涉及流体与固体的瞬态储热。

Jiang 等[3]建立了 PCHE 的一维设计模型和动态模型，将流动、传热及金属热容量纳入分析。Ding 等[4]基于 Modelica 建立了热工水力模型，并比较了降低换热功率时不同流量控制策略的瞬态响应。Wu 等[5]采用三维模型，研究了 CO_2 及水入口温度和质量通量突变后的动态传热特性。已有研究表明，冷却水流量的调节方式、调节幅度及压力条件均会影响预冷器的动态响应。

本文在两种固定 CO_2 出口压力下，设置冷却水质量流量增加或减少 20%的阶跃及线性调节，共 12 个

瞬态工况。首先比较两个基准状态与四个稳定终态的传热和流动阻力参数；随后分析流量调节持续时间对 CO_2 出口温度最大变化速率和温度稳定时间的影响；最后结合固体平均温度、界面热流率及物性变化，比较流体与固体的动态热响应。

2. 数值模型与计算方法

2.1. 几何模型与计算区域

研究对象为由 CO_2 通道、水通道及周围 316 L 不锈钢构成的周期性换热单元(图 1)，两侧流体采用逆流布置。通道截面为直径 2 mm 的半圆形，有效换热长度为 295.20 mm，横向节距为 3.0 mm，单层板厚为 1.6 mm。冷热通道交替排列，计算单元在板厚和横向方向的周期长度分别为 3.2 mm 和 3.0 mm。

计算域包括 CO_2 流体域、水流体域和固体域。计算单元四周采用周期性边界条件；流固界面采用耦合传热条件，满足温度和法向热流密度连续，流体壁面满足无滑移条件，固体端面绝热。采用六面体网格，并在近壁区域和流固界面附近加密。

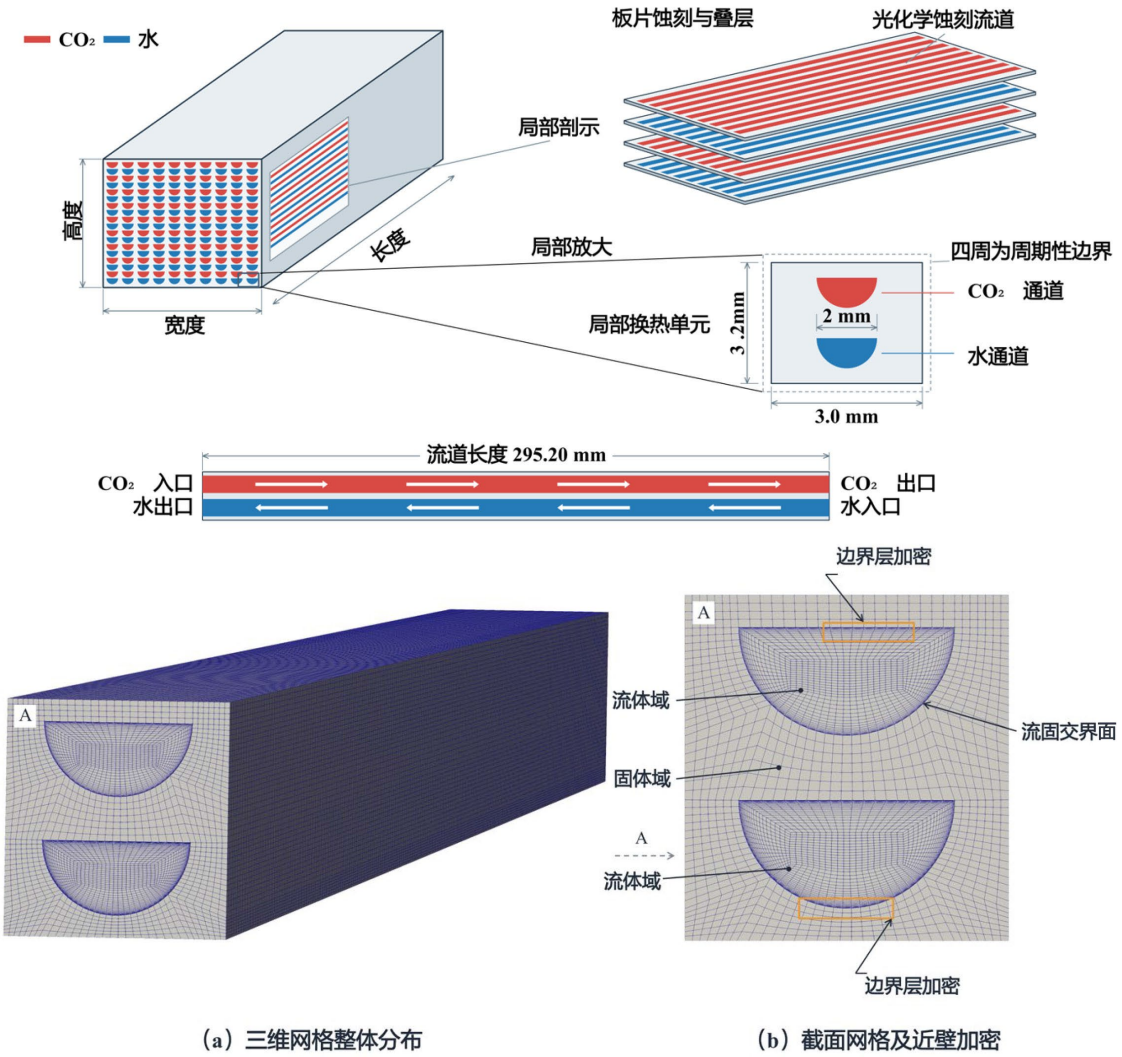


Figure 1. PCHE structure, periodic heat-transfer unit, and computational mesh
图 1. PCHE 结构、周期性换热单元及网格示意

2.2. 控制方程与物性处理

采用有限体积法求解三维非稳态流动与传热问题。流体质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\rho u\right)=0 \tag{1}$$

动量方程写为

$$\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\rho uu\right)=-\nabla p+\nabla\cdot\tau_{eff}+\rho g \tag{2}$$

式中，ρ 为流体密度，u 为速度矢量，p 为压力，τ_{eff}为包含黏性和湍流贡献的有效应力张量，g 为重力加速度。重力沿模型 y 轴负方向，大小为 9.81 m/s^2。按照本模型的能量方程设置，忽略黏性耗散、动能项和压力功后，流体能量方程写为

$$\frac{\partial\left(\rho h\right)}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\rho uh\right)=\nabla\cdot\left(\lambda_{eff}\nabla T\right) \tag{3}$$

式中，h 为比焓，λ_{eff}为有效导热系数。固体区域的非稳态导热方程为

$$\rho_s c_s\frac{\partial T_s}{\partial t}=\nabla\cdot\left(\lambda_s\nabla T_s\right) \tag{4}$$

式中，ρ_s、c_s、λ_s 和 T_s 分别为固体密度、比热容、导热系数和温度。316 L 不锈钢的密度、比热容和导热系数分别取 8000 kg/m^3、500 J/(kg·K)和 15 W/(m·K)。CO_2 侧采用剪切应力输运(shear stress transport, SST) k-ω 湍流模型。本文采用共轭传热方法同时求解流体传热和固体导热，不涉及固体变形或结构应力计算。

采用 CoolProp 8.0.0 物性库生成物性表，并通过用户自定义函数(user-defined function, UDF)按局部温度插值调用。CO_2 的密度和定压比热容等热力学性质采用 HEOS 后端的 Span-Wagner 状态方程计算；动力黏度和导热系数采用物性库中相应的输运性质关联式计算[6] [7]。8.0 MPa 和 9.5 MPa 分别使用对应压力下的独立物性表，温度间隔为 0.01 K；水物性表按 0.1 MPa 生成，温度间隔为 0.05 K。各物性随网格单元温度更新，比焓变化由定压比热容对温度积分确定。

2.3. 边界条件与工况

两侧流体均采用质量流量入口和压力出口边界条件，共同计算条件及研究变量见表 1。质量流量均为单通道值，出口压力均为绝对压力。每个瞬态工况的 CO_2 出口压力保持不变。

Table 1. Computational conditions and operating cases
表 1. 计算条件与工况设置

参数	设置值	说明
CO_2 入口温度/K	333	全部工况
CO_2 入口质量流量/(g/s)	0.361	单通道，全部工况
CO_2 出口绝对压力/MPa	8.0; 9.5	各工况中保持不变
水入口温度/K	298.15	全部工况
水出口绝对压力/MPa	0.1	全部工况
水质量流量变化/(g/s)	0.50→0.40; 0.50→0.60	分别为减流 20%、增流 20%
流量调节方式	阶跃；2 s 线性；10 s 线性	两种压力及两个方向均采用
扰动开始时刻/s	1	各工况设定值相同
入口及出口边界类型	质量流量入口；压力出口	CO_2 侧与水侧均采用

在各压力下先求得基准流量对应的稳态场，再分别初始化瞬态计算。冷却水流量从 $t_0 = 1$ s 开始变化：阶跃调节直接切换至终值，2 s 和 10 s 线性调节分别在 $t = 3$ s 和 $t = 11$ s 达到终值，此后保持不变。两种压力、两个调节方向和三种调节方式组合形成 12 个瞬态工况，入口流量变化过程见图 2。

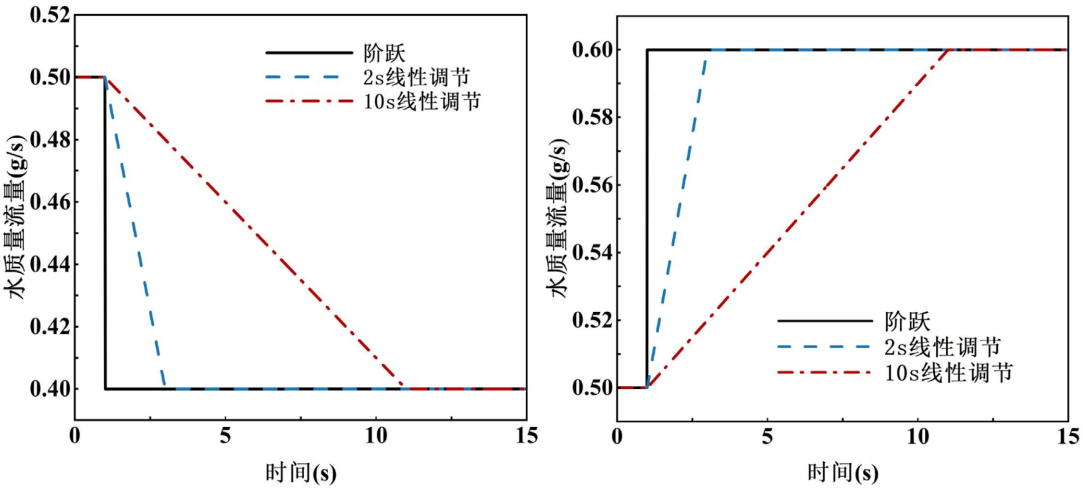


Figure 2. Cooling-water inlet mass-flow-rate profiles
图 2. 冷却水入口质量流量的调节时程

2.4. 数值求解与响应指标

采用 Fluent 2024 R1 双精度压力基求解器和 SIMPLE 压力–速度耦合算法。压力采用二阶离散格式，动量和能量采用二阶迎风格式，湍动能 k 及比耗散率 ω 采用一阶迎风格式，时间项采用二阶隐式格式。时间步长和数据记录间隔均为 0.01 s，每步最多进行 100 次迭代；能量方程的缩放残差判据为 10^{-8}，其余受监测方程为 10^{-5}。同时监测两侧出口温度、固体体积平均温度、各区域的温度极值、质量流量，以及边界和界面热流率。

各组算例判断是否稳定的条件为各温度监测量的最大值与最小值之差小于 0.001 K，各边界及界面热流率的变化范围与其时间平均值绝对值之比小于 0.01%，两侧进出口质量流量差的绝对值与各自入口质量流量绝对值之比小于 0.01%，边界净能流率的绝对值与两侧边界能流率绝对值中的较大者之比小于 0.01%。

出口温度采用截面质量流量加权平均值，固体平均温度采用体积平均值。初始温度 T_0 取 $0.50 \le t < 1.00$ s 内的时间平均值，终态温度 T_∞取各工况最后 5 s 内的时间平均值。稳定状态下，单通道换热功率 Q 定义为两侧界面热流率的平均值，单位为 W，即

$$Q = \frac{Q_{h\to s} + Q_{s\to w}}{2} \tag{5}$$

式中，$Q_{h\to s}$ 和 $Q_{s\to w}$ 分别为 CO_2 向固体、固体向水传递的热流率，并沿上述方向取正。瞬态分析中分别保留两侧界面热流率，以计算固体的净吸热功率。入口开启了能量扩散项，因此 Fluent 流动边界的总热流率报告值可包含对流焓流率和能量扩散项，不能直接等同于仅由质量流量与比焓计算的对流焓流率[8]。

令 $\Delta T_\infty = T_\infty - T_0$。温度稳定时间 t_{95} 定义为从设定扰动起点 t_0 开始，到出口温度进入并在后续全部已记录时刻均保持于$|T_{\mathrm{out}} - T_\infty| \le 0.05|\Delta T_\infty|$偏差带内所经历的时间。该指标采用 5%判据，不是温度首次达到总变化量 95%的时刻。出口温度最大变化速率 $R_{\max}$ 取温度时间导数绝对值的最大值，即

$$R_{\max} = \max_{t\ge t_0}\left|\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{out}}}{\mathrm{d}t}\right| \tag{6}$$

对记录间隔为 0.01 s 的原始温度序列采用中心差分计算温度变化速率，不进行拟合、平滑或删点。以相同压力和调节方向下的阶跃工况为比较基准，线性调节工况的最大温度变化速率降幅和温度稳定时间增量分别定义为

$$\eta_R = \left(1 - \frac{R_{\max,\mathrm{ramp}}}{R_{\max,\mathrm{step}}}\right) \times 100\%$$

$$\Delta t_{95} = t_{95,\mathrm{ramp}} - t_{95,\mathrm{step}} \tag{7}$$

为区分流量调节过程与其后的温度响应，定义剩余稳定时间 t_{rem} 为流量达到终值后，出口温度满足上述 5%稳定判据仍需经历的时间，即

$$t_{\mathrm{rem}} = t_{95} - \tau_r \tag{8}$$

式中，τ_r 为流量调节持续时间，阶跃、2 s 线性调节和 10 s 线性调节分别取 0、2 和 10 s；式(7)中下标 step 和 ramp 分别表示阶跃及线性调节工况。本研究中，各工况的温度稳定时刻均晚于流量达到终值的时刻，故 t_{rem} 均为正值。t_{rem} 不是拟合得到的热时间常数。将式(6)中的 T_{out} 替换为固体体积平均温度，可得固体平均温度最大变化速率 $R_{s,\max}$。

3. 结果与讨论

3.1. 冷却水流量调节对热响应与水侧压降的影响

表 2 列出了基准状态与稳定终态的参数。冷却水质量流量增加或减少相同比例时，CO_2 出口温度的变化幅度并不相同。8.0 MPa 下，水质量流量由 0.50 g/s 减至 0.40 g/s，出口温度由 310.642 K 升至 311.247 K，温升为 0.605 K；流量增至 0.60 g/s，出口温度降至 310.216 K，降温为 0.426 K。减流引起的温升幅度比增流引起的降温幅度大 42.0%。

Table 2. Heat-transfer and flow-resistance parameters at the baseline and final steady states
表 2. 基准状态与稳定终态的传热和流动阻力参数

CO_2 出口压力/MPa	状态	水质量流量/(g/s)	CO_2 出口温度/K	换热功率 Q/W	水侧压降 Δp_w/Pa
8.0	基准状态	0.50	310.642	25.706	1516.6
	减流终态	0.40	311.247	24.085	1179.8
	增流终态	0.60	310.216	27.008	1861.2
9.5	基准状态	0.50	315.643	31.776	1443.3
	减流终态	0.40	316.325	29.419	1117.7
	增流终态	0.60	315.111	33.615	1778.5

9.5 MPa 下，基准出口温度为 315.643 K，减流与增流终态分别为 316.325 K 和 315.111 K，对应温度变化为+0.682 K 和−0.532 K，减流温升幅度比增流降温幅度大 28.2%。因此，两种压力下的增流与减流响应均具有不对称性，且程度不同。

增流 20%后，8.0 MPa 和 9.5 MPa 下的换热功率分别提高 5.07%和 5.79%，水侧压降分别增加 22.73%和 23.22%；减流 20%时，换热功率分别降低 6.30%和 7.42%，水侧压降分别降低 22.21%和 22.56%。增流提高了冷却能力，也增加了水侧流动阻力。9.5 MPa 下的基准 CO_2 出口温度虽然高于 8.0 MPa 下的对应值，换热功率却高 23.61%。由于不同压力下二氧化碳的物性不同，出口温度较低并不一定代表带走的热量更多。因此，比较不同压力下的冷却效果时，还应结合进出口比焓差计算换热量。

3.2. 流量调节持续时间对温度响应的影响

图 3 表明，相同压力下，三种调节方式的终态温度近似相同，但过渡过程不同。8.0 MPa 下，减流和增流阶跃工况的温度稳定时间分别为 7.95 s 和 6.24 s，前者长 27.4%；9.5 MPa 下分别为 7.55 s 和 6.69 s，前者长 12.9%。在本文工况中，减流不仅引起较大的温升，还需要更长时间达到温度稳定。

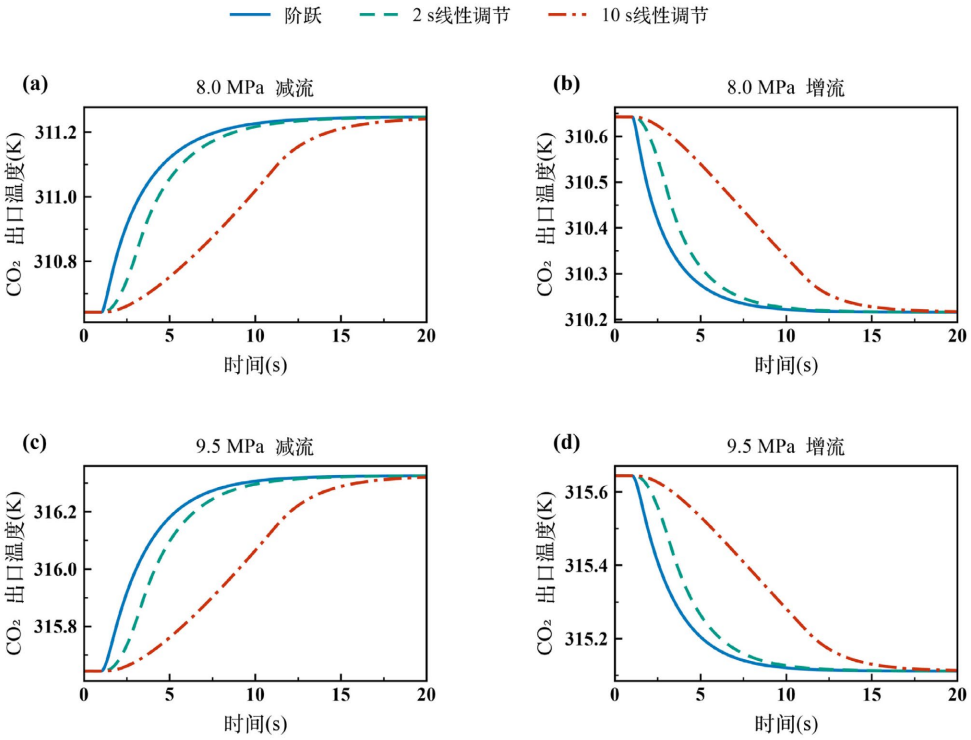


Figure 3. CO_2 outlet temperature responses at different pressures and flow-adjustment directions
图 3. 不同压力与调节方向下的 CO_2 出口温度响应

延长流量调节持续时间能够降低出口温度最大变化速率，但会延长从扰动开始到温度稳定的总时间。以 8.0 MPa 减流为例，阶跃、2 s 线性调节和 10 s 线性调节的 R_{max} 分别为 0.2325、0.1717 和 0.0645 K/s，t_{95} 分别为 7.95、9.04 和 14.54 s。表 3 汇总了 12 个工况的响应指标。与阶跃调节相比，2 s 线性调节使 R_{max} 降低 19.3%~33.5%，t_{95} 增加 1.06~1.09 s；10 s 线性调节对应的变化分别为 68.6%~79.7%和 6.51~6.68 s。

Table 3. CO_2 outlet-temperature response metrics for different flow-adjustment cases
表 3. 不同调节工况的 CO_2 出口温度响应指标

CO_2 出口压力/MPa	调节方向	调节方式	温度稳定时间 t_{95}/s	剩余稳定时间 t_{rem}/s	最大温度变化速率 R_{max}/(K/s)
8.0	减流	阶跃	7.95	7.95	0.2325
		2 s 线性调节	9.04	7.04	0.1717
		10 s 线性调节	14.54	4.54	0.0645
	增流	阶跃	6.24	6.24	0.2039
		2 s 线性调节	7.30	5.30	0.1356
		10 s 线性调节	12.75	2.75	0.0413

续表

9.5	减流	阶跃	7.55	7.55	0.2264
		2 s 线性调节	8.64	6.64	0.1827
		10 s 线性调节	14.23	4.23	0.0710
	增流	阶跃	6.69	6.69	0.1978
		2 s 线性调节	7.76	5.76	0.1522
		10 s 线性调节	13.26	3.26	0.0515

与 2 s 线性调节相比，10 s 线性调节使 R_{max} 进一步降低 61.1%~69.5%，同时使 t_{95} 增加 5.45~5.59 s。因此，更平缓的流量变化并不意味着更短的温度稳定时间。

同一压力和调节方向下，三种方式的 CO_2 终态温度及换热功率的最大差异分别为 9.32×10^{-5} K 和 4.28×10^{-5} W。这表明调节方式主要影响过渡过程，不明显改变本组工况的最终状态。

流量达到终值后，温度仍需继续调整。2 s 和 10 s 线性调节工况的剩余稳定时间分别为 5.30~7.04 s 和 2.75~4.54 s。例如，8.0 MPa 减流采用 10 s 线性调节时，t_{95} 为 14.54 s，小于调节持续时间与阶跃工况稳定时间之和 17.95 s。这说明部分温度变化已在流量调节过程中发生。

3.3. 不同压力下的温度响应差异

图 4 比较了 9.5 MPa 与 8.0 MPa 下的响应指标差异。相对于 8.0 MPa，9.5 MPa 下减流和增流阶跃工况的 R_{max} 分别降低 2.64%和 2.99%；2 s 线性调节时分别增加 6.43%和 12.25%，10 s 线性调节时分别增加 10.13%和 24.71%。因此，在当前计算条件下，压力对出口温度最大变化速率的影响方向随调节方式而改变，不能概括为压力越高、温度变化一律越快或越慢。

图 4 以 8.0 MPa 组为参照，最大温度变化速率的相对变化按$(R_{max,9.5}/R_{max,8.0} - 1) \times 100\%$计算，温度稳定时间变化按 $t_{95,9.5} - t_{95,8.0}$ 计算。9.5 MPa 下，减流的阶跃、2 s 和 10 s 线性调节工况的 t_{95} 分别缩短 0.40、0.40 和 0.31 s；对应增流工况则分别延长 0.45、0.46 和 0.51 s。最大温度变化速率与温度稳定时间描述不同特征，应分别评价。

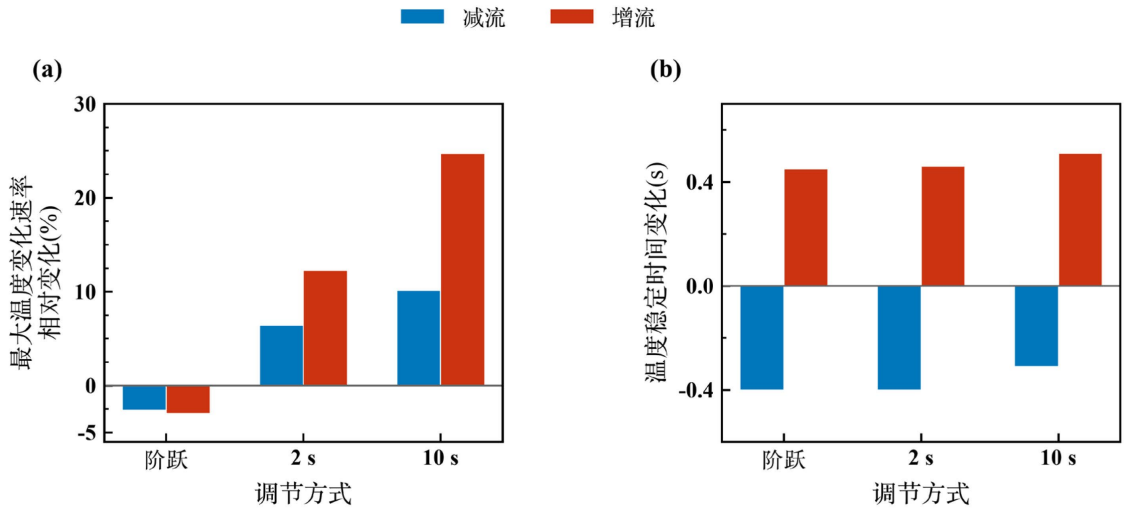


Figure 4. Differences in outlet-temperature response metrics between the two fixed pressures
图 4. 不同固定压力下出口温度响应指标的差异

图 5 给出了模型所用的 CO_2 定压比热容曲线。拟临界温度指给定超临界压力下定压比热容达到最大值时对应的温度。8.0 MPa 和 9.5 MPa 下的拟临界温度分别约为 307.82 K 和 315.71 K，基准出口温度分别为 310.64 K 和 315.64 K，对应定压比热容为 7.89 和 9.86 kJ/(kg·K)。8.0 MPa 下的基准出口温度高于拟临界温度；9.5 MPa 下二者接近，且减流与增流终态温度 316.32 K 和 315.11 K 分别位于拟临界温度两侧。

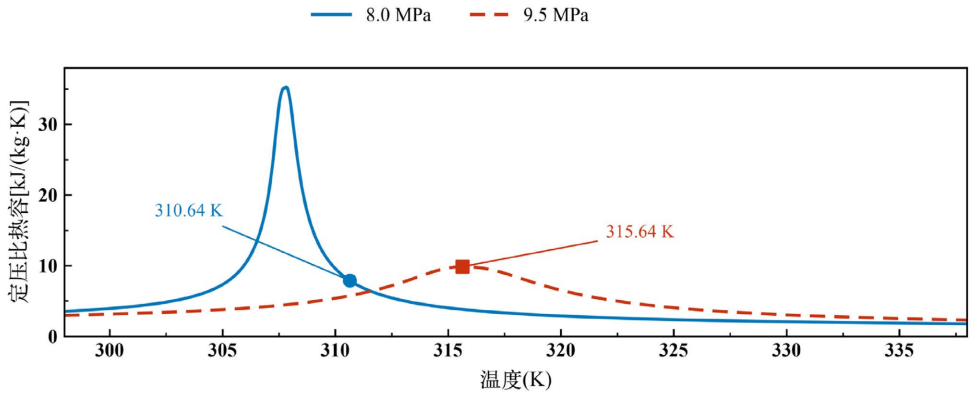


Figure 5. Temperature dependence of CO_2 isobaric specific heat capacity and baseline outlet states
图 5. CO_2 定压比热容随温度的变化及基准出口状态

这一物性差异为理解压力影响提供了依据，但仅凭出口平均温度与拟临界温度的相对位置，尚不能确定瞬态响应差异的主导机制。出口平均温度对应的比热容不等于流固整体热容量，沿程物性、流速、界面传热及固体储热的贡献仍需结合局部场量分析。阶跃工况下，不同压力间 R_{max} 的差异约为 3%，幅度较小。

3.4. 流体与固体的动态响应过程

CO_2 出口温度响应不能完整反映固体的热响应。图 6 表明，与 8.0 MPa 相比，9.5 MPa 下减流阶跃工况的 $R_{s,max}$ 由 0.2867 K/s 增至 0.3641 K/s，增流阶跃工况由 0.2576 K/s 增至 0.3271 K/s，增幅均约为 27%；对应的出口温度 R_{max} 却分别降低 2.64%和 2.99%。这说明流体出口温度与固体平均温度对压力的响应趋势可能不同。

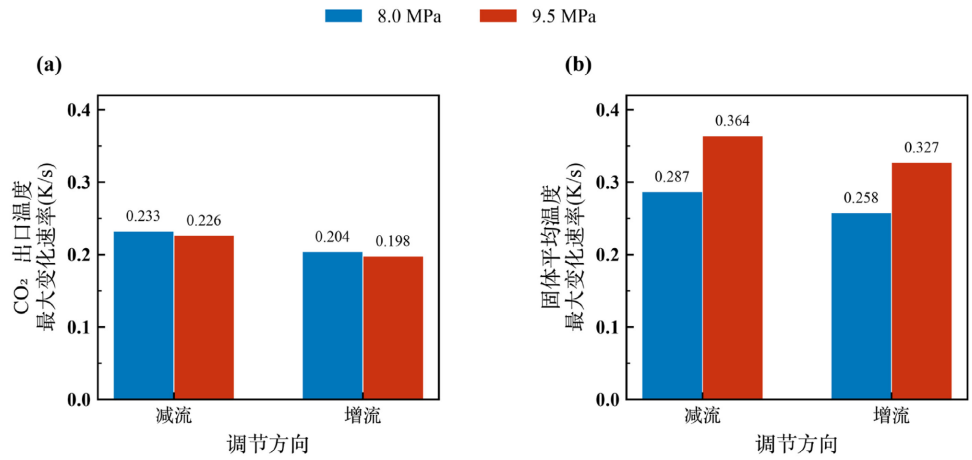


Figure 6. Pressure effects on the maximum temperature-change rates of the fluid and solid under step changes
图 6. 阶跃工况下流体与固体温度最大变化速率的压力差异

定义固体净吸热功率 $Q_{\mathrm{net},s}=Q_{h\to s}-Q_{s\to w}$，单位为 W。当固体内部无体积热源、端面绝热，且成对周期性边界面的净热流率相互抵消时，固体能量平衡为

$$\frac{\mathrm{d}E_s}{\mathrm{d}t}=Q_{\mathrm{net},s}=Q_{h\to s}-Q_{s\to w} \tag{9}$$

式中，E_s 为固体内能，$Q_{\mathrm{net},s}$ 为正表示净吸热，为负表示净放热。在固体密度和比热容均为常数的条件下，$Q_{\mathrm{net},s}$ 等于固体总热容量与体积平均温度时间导数的乘积。采用原始 0.01 s 记录，以梯形积分法对 $Q_{\mathrm{net},s}$ 从 t_0 积分至实际计算结束时刻，得到固体内能变化量 ΔE_s，单位为 J。两侧界面热流率之差仅对应固体的内能变化率，不等于整个流固计算域的边界净能流率，后者还包含流体的储能变化。

图 7 表明，减流使固体升温并储热，增流使固体降温并放热。8.0 MPa 减流工况中，阶跃、2 s 和 10 s 线性调节的固体净吸热功率峰值分别为 2.188、1.754 和 0.718 W；9.5 MPa 下的对应值为 2.779、2.214 和 0.859 W。在两种压力与两个方向的四组比较中，10 s 线性调节相对于阶跃调节使$|Q_{\mathrm{net},s}|$的峰值降低 67.2%~75.6%，说明延长流量调节持续时间能够降低固体净吸热或净放热的峰值功率。

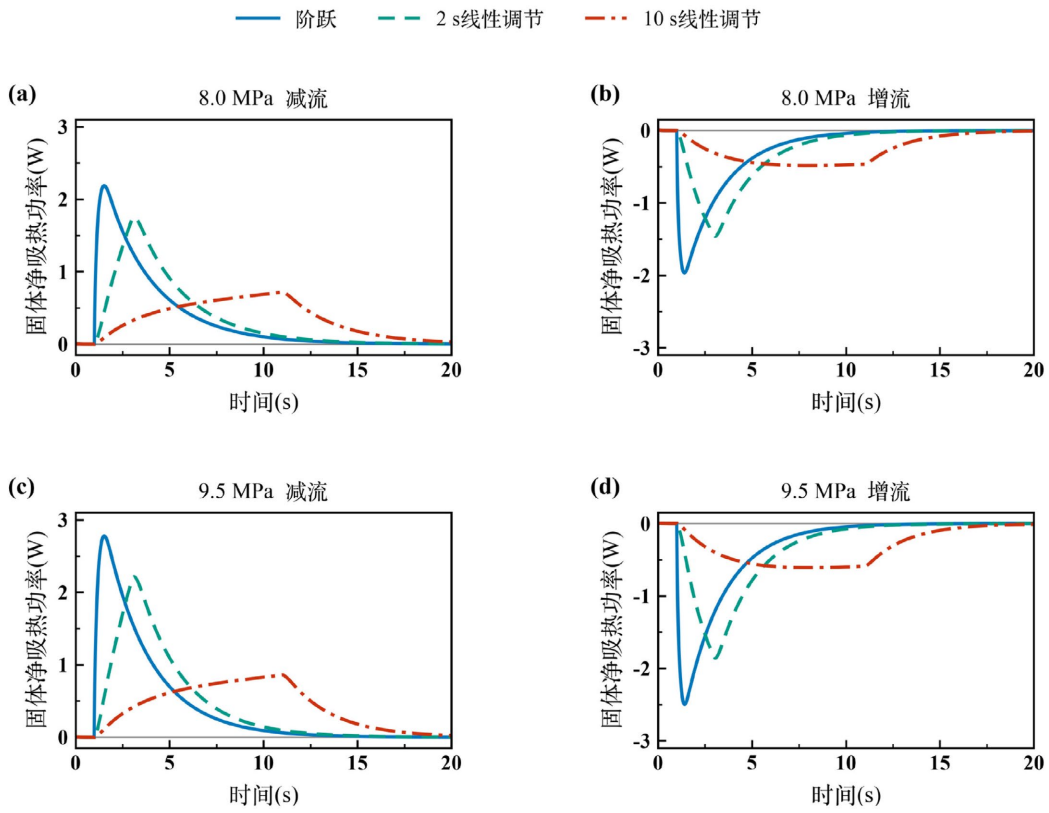


Figure 7. Time histories of the net heat absorption rate of the solid at different pressures and flow-adjustment directions
图 7. 不同压力与调节方向下固体净吸热功率随时间的变化

三种调节方式改变了固体内能变化的速率，但同一压力和调节方向下的内能变化量近似相同。对每组三种调节方式的结果取算术平均，8.0 MPa 下减流和增流对应的固体平均温度变化分别约为+0.913 K 和−0.659 K，内能变化量分别约为+6.965 J 和−5.025 J；9.5 MPa 下对应为+1.082 K、−0.827 K 及+8.257 J、−6.309 J。在固体总热容量相同、初始与终态温度分别近似一致的条件下，这一结果符合固体能量平衡关系。

4. 结论

基于上述 12 个瞬态工况，在当前模型及离散条件下得到以下结论。

(1) 冷却水流量等比例增加或减少时，CO_2 出口温度响应具有不对称性。8.0 MPa 和 9.5 MPa 下，减流温升幅度分别比增流降温幅度大 42.0%和 28.2%；减流阶跃工况的温度稳定时间分别比增流阶跃工况长 27.4%和 12.9%。

(2) 延长流量调节持续时间可以降低出口温度最大变化速率，但会延长从扰动开始到温度稳定的总时间。与阶跃调节相比，2 s 线性调节使最大变化速率降低 19.3%~33.5%，温度稳定时间增加 1.06~1.09 s；10 s 线性调节对应的变化分别为 68.6%~79.7%和 6.51~6.68 s。10 s 线性调节结束后，出口温度仍需 2.75~4.54 s 满足 5%稳定判据。

(3) 在本文考察的压力和流量调节工况下，出口温度响应的变化呈现出不同趋势。与 8.0 MPa 相比，9.5 MPa 下阶跃工况的出口温度最大变化速率低约 2.6%~3.0%，线性调节工况高约 6.4%~24.7%。减流工况的温度稳定时间缩短 0.31~0.40 s，增流工况则延长 0.45~0.51 s。阶跃工况下，不同压力间最大温度变化速率的差异较小。

(4) CO_2 出口温度与固体平均温度的响应趋势并不完全一致。与阶跃调节相比，10 s 线性调节使固体净吸热功率峰值降低 67.2%~75.6%，但累计内能变化量近似不变，说明线性调节主要减缓了固体吸热或放热的过程。

(5) 冷却水流量增加 20%使换热功率提高 5.07%~5.79%，同时使水侧压降增加 22.73%~23.22%。运行调节应综合考虑冷却能力、流体与固体温度变化速率、允许的稳定时间及流动阻力。

基金项目

本研究得到江西省教育厅科学技术研究项目资助(GJJ2406405)。

参考文献

[1] Liu, B., Lu, M., Shui, B., Sun, Y. and Wei, W. (2022) Thermal-Hydraulic Performance Analysis of Printed Circuit Heat Exchanger Precooler in the Brayton Cycle for Supercritical CO_2 Waste Heat Recovery. *Applied Energy*, **305**, Article ID: 117923. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117923

[2] Saeed, M., Ali Awais, A. and Berrouk, A.S. (2021) CFD Aided Design and Analysis of a Precooler with Zigzag Channels for Supercritical CO_2 Power Cycle. *Energy Conversion and Management*, **236**, Article ID: 114029. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114029

[3] Jiang, Y., Liese, E., Zitney, S.E. and Bhattacharyya, D. (2018) Design and Dynamic Modeling of Printed Circuit Heat Exchangers for Supercritical Carbon Dioxide Brayton Power Cycles. *Applied Energy*, **231**, 1019-1032. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.193

[4] Ding, H., Li, W., Duan, C., Xu, H., Ding, P., Zhang, Y., *et al*. (2021) A Thermal-Hydraulic Analysis Model of Printed Circuit Heat Exchangers for System Simulation Using Modelica. *Journal of Nuclear Science and Technology*, **58**, 1296-1307. https://doi.org/10.1080/00223131.2021.1939806

[5] Wu, Z., Wang, X., Tian, R. and Wei, M. (2024) Dynamic Heat Transfer Characteristics of Printed Circuit Precooler in Supercritical CO_2 Brayton Cycle. *Applied Thermal Engineering*, **257**, Article ID: 124230. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124230

[6] Span, R. and Wagner, W. (1996) A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, **25**, 1509-1596. https://doi.org/10.1063/1.555991

[7] Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S. and Lemort, V. (2014) Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, **53**, 2498-2508. https://doi.org/10.1021/ie4033999

[8] ANSYS (2026) Ansys Fluent Theory Guide, 2025 R1: Fluxes through Boundaries. https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v251/en/flu_th/flu_th_FluxReport.html