

DOI: 10.19666/j.rlfed.202505108

叶栅内 H_2O/CO_2 混合工质非平衡凝结 流动损失特性研究

韩中合, 邬旭威, 韩旭, 姚博川, 施海波
(华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北 保定 071003)

[摘要] 超临界水煤气化制氢发电技术是一种高效清洁的发电技术。基于熵产理论, 对末级叶栅内 H_2O/CO_2 混合工质的非平衡凝结流动开展数值研究。通过划分出叶栅内不同损失产生的区域并计算各区域内熵产从而量化损失。分析了背压及混合工质中 CO_2 质量分数变化对各类损失及熵产来源的作用机理, 并探究其影响规律。结果表明: 作为总损失的关键组成部分, 壁面损失、尾迹损失和边界层损失在不同工况下的占比始终超过 90%。熵产的主要来源包括壁面耗散、直接耗散和湍流耗散。当背压升高了 5.03 kPa 时, 总损失减少了 31.73%; 而当混合工质中 CO_2 质量分数增加了 40%, 总损失增加了 4.71%。尾迹损失中湍流耗散熵产变化是总损失变化的主要原因, 且与流场中的速度梯度密切相关。研究结果可为混合工质汽轮机湿蒸汽区损失分析及气动优化提供参考。

[关键词] H_2O/CO_2 混合工质; 非平衡凝结; 熵产理论; 损失分析

[引用本文格式] 韩中合, 邬旭威, 韩旭, 等. 叶栅内 H_2O/CO_2 混合工质非平衡凝结流动损失特性研究[J]. 热力发电, 2025, 54(12): 9-18. HAN Zhonghe, WU Xuwei, HAN Xu, et al. Characterization of non-equilibrium condensate flow loss of H_2O/CO_2 mixed working fluids in cascade[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(12): 9-18.

Characterization of non-equilibrium condensate flow loss of H_2O/CO_2 mixed working fluids in cascade

HAN Zhonghe, WU Xuwei, HAN Xu, YAO Bochuan, SHI Haibo

(Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Supercritical water coal gasification for hydrogen production is a clean and efficient power generation technology. Based on entropy generation theory, numerical investigation on the non-equilibrium condensation flow of an H_2O/CO_2 mixed working fluid in the final-stage cascade is conducted. The losses are quantified by identifying regions within the cascade where different types of losses occur and calculating the entropy generation in each region. The mechanisms behind the impact of back pressure and CO_2 mass fraction in the mixed fluid changes on various losses and entropy generation sources are analyzed. The effects of these parameters on the loss distribution are explored, including a detailed description of how shock waves influence wake losses and the entropy generation distribution within the boundary layer. The results show that wall losses, wake losses, and boundary layer losses consistently account for over 90% of the total losses under different operating conditions. The main sources of entropy generation are wall dissipation, direct dissipation, and turbulence dissipation. When the back pressure increases by 5.03 kPa, the total loss decreases by 31.73%. However, when the CO_2 mass fraction in the mixed fluid increases by 40%, the total loss increases by 4.71%. The variation in turbulent dissipation entropy generation within the wake loss is the primary cause of the total loss change and is closely linked to the velocity gradients in the flow field. This study offers significant insights for the loss analysis of the wet steam region in mixed medium steam turbines and for aerodynamic optimization.

收稿日期: 2025-05-14 网络首发日期: 2025-10-13

基金项目: 河北省自然科学基金项目 (E2023502025); 河北省高等学校科学研究项目青年拔尖项目 (BJ2025053); 中央高校基本科研业务费项目 (2024MS145)

Supported by: Natural Science Foundation of Hebei Province (E2023502025); Young Top-notch Project of Scientific Research Program of Higher Education Institutions in Hebei Province (BJ2025053); Fundamental Research Funds for the Central Universities (2024MS145)

第一作者简介: 韩中合 (1964), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为气液两相流动计算与测量, hanzhonghe@ncepu.edu.cn.

Key words: H₂O/CO₂ mixed working fluid; non-equilibrium condensation; entropy production theory; loss analysis

随着环境问题日益严峻,火力发电中煤炭清洁高效技术的重要性日益增加。基于超临界水煤气化制氢发电多联产技术是一种前景广阔的煤炭清洁高效利用技术^[1]。该技术利用超临界水环境使煤炭发生气化反应生成的超临界水蒸气和CO₂混合气体进入汽轮机内做功。作为关键设备之一,混合工质透平的高效运行对于提升整个系统的效率至关重要。传统火力发电汽轮机的湿蒸汽级内普遍存在着激波/激波、激波/边界层干扰、涡系及脉动压力等复杂问题^[2-5]。在级内两相流动中,气动激波与凝结激波的相互耦合^[6-7]、波涡干涉引起的汽流偏转、边界层分离和高紊流度尾迹^[3]等复杂现象,会导致诸如边界层损失、激波损失、尾迹混合损失、激波/边界层干扰产生的耗散损失等等^[8-10]。各类损失本就难以评估和定量分析,而混合工质中所含的CO₂气体会对水蒸气的流动及凝结特性产生较大干扰,进一步加剧损失分析的难度。因此亟需一种直观且普遍适用的损失分析方法来定量评估级内流动损失。

本研究所涉及的工况中CO₂并不发生凝结,因此将其视为不凝结气体。CO₂气体的存在使物性参数发生较大变化,非平衡凝结模型也不再适用,需要修正。姜涛等^[11]对超临界H₂O/CO₂混合工质汽轮机初凝区中的碳酸腐蚀过程进行了仿真模拟,并与经典腐蚀模型进行对比分析;Yang等人^[12-13]利用各种理论模型预测了混合工质在超临界水环境下的热导率,并进行了验证;文献[14]对H₂O/CO₂混合工质在静叶栅内凝结流动特性进行了研究;文献[15-16]对H₂O/CO₂混合工质凝结温度特性和汽轮机最佳排气压力进行了研究,并对混合工质和纯水蒸气的凝结流动特性进行了对比分析。当前对混合工质的研究主要集中在物性和流动特性,而对其凝结流动损失研究较少。

传统的叶轮机内各损失分析通常采用半经验公式^[17],这样计算得到的损失不够直观,难以精确判断损失在某区域的分布。而通过计算熵产率可以直观地观察到损失的大小和空间分布,可用于汽轮机低压末级的损失分析。文献[18]研究了末级定子叶片轮毂截面的流动,并使用熵产作为边界层损失的度量,通过从总损失中减去热力学损失和边界层损失来确定尾迹混合损失加激波损失;Grübel等人^[19]根据低压汽轮机不同损失机制的特点,将损失

分为边界层损失、尾迹混合损失、激波损失以及热力学损失,并通过计算每个网格单元内的熵产率,分析了总体损失的组成;Casey M V^[20]使用熵产作为绝热涡轮机械的损失度量,提出了一种计算绝热涡轮机械叶栅的损失并定义效率的方法,可用于定义和可视化汽轮机叶栅的损失系数;Vatanmakan等人^[21]对汽轮机末级叶片液相会聚截面进行加热,降低叶栅中的湿度,并利用熵产理论发现适当的加热可以降低熵变,减小损失;Cao等人^[22]对低压汽轮机末两级进行了模拟,计算了不同负荷下的凝结流动,分析了其熵产特性。

当前尽管熵产理论已广泛应用于叶轮机机械的损失分析,但针对混合工质叶栅内非平衡凝结流动损失的定量研究还较为缺乏。因此,本文基于热力学第二定律中的熵产理论,对汽轮机静叶栅内H₂O/CO₂混合工质非平衡凝结流动中的各类损失进行划分,通过数值模拟及定量计算,探究不同流动条件对各类损失与各项熵产的影响因素、激波对尾迹损失的影响和边界层区域内的熵产分布规律。为后续H₂O/CO₂混合工质流动损失的研究及混合工质汽轮机的设计提供一定的参考。

1 数值方法

1.1 湿蒸汽两相流动控制方程

本文对于湿蒸汽两相流动采用 Euler-Euler 模型。湿蒸汽在自发凝结过程中产生的液滴一般为半径小于 1 μm 的小液滴,为简化计算,假设气相与液相速度相同,蒸汽与液滴之间没有速度差,以此建立的气液混合相流动控制方程组为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = -\Gamma \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} (\delta_k)_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{u}_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] - \Gamma (h - h_{\text{r}}) \quad (3)$$

式中: ρ 为气液混合相的密度; u 为气液混合相的速

度; E 为气液混合相的总能; p 为气液混合相的压力; T 为气液混合相的温度; μ 为气液混合相的动力黏度; δ_k 为 Kronecker delta 数; u' 为波动速度; λ_{eff} 为有效热导率; $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ 为黏性应力张量; h 为气体总焓; h_v 为气化潜热。

液相状态分布控制方程为:

$$\frac{\partial \rho \beta}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \beta) = \Gamma \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho N}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j N) = J \quad (5)$$

式中: J 为成核率, 代表每单位体积的水蒸气中形成新液滴的速率; N 为单位质量的液滴数; β 为液相质量分数。

$$\beta = \frac{4}{3} \pi \rho_l r^3 N \quad (6)$$

式中: ρ_l 为液相密度; r 为液滴平均半径, m。

方程中混合相的物性采用质量加权平均或体积加权平均:

$$\zeta = \beta \zeta_l + (1 - \beta) \zeta_v \quad (7)$$

$$\chi = \alpha_l \chi_l + (1 - \alpha_l) \chi_v \quad (8)$$

式中: ζ 为混合相的焓、熵、能量等热力学性质; χ 为密度、分子量、黏度、热导率等参数; β 为液相质量分数; α_l 为液相质量分数。

1.2 湿蒸汽非平衡凝结模型

在汽轮机末级运行条件 (压力小于 100 kPa, 温度大于 300 K) 下, CO₂ 气体不会发生凝结, 且其在液膜中溶解量极少。因此, 针对 H₂O/CO₂ 混合工质, 本文作以下假设: 忽略 CO₂ 与液态水的反应; 气相中 CO₂ 与水蒸气完全均匀混合; 液相中仅包含液态水。本文采用经 Lamanna 进一步修正的 ICCT 模型^[23]:

$$J_{\text{ICCT}} = \varepsilon \frac{1}{S} \sqrt{\frac{2\sigma}{\pi m_m^3}} \frac{\rho_v^2}{\rho_l} \exp\left(-\frac{4\pi r_c^2 \sigma}{3k_b T_v}\right) \exp(\theta) \quad (9)$$

$$\theta = \frac{a_0 \sigma}{k_b T_v} \quad (10)$$

$$a_0 = (36\pi)^{\frac{1}{3}} (v_1)^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

$$r_c = \frac{2\sigma}{\rho_l R T_v \ln S} \quad (12)$$

$$S = \frac{p}{p_{\text{sat}}(T_v)} \quad (13)$$

式中: σ 为聚团表面张力; ε 为 Lamanna 实验中所得到的修正系数, 取 0.01; m_m 为单分子质量; r_c 为液滴临界半径; S 为混合气体的过饱和度; θ 为无量纲表面张力; a_0 为气相分子表面积; k_b 为 Boltzmann

常数; v_1 为单个液滴分子体积; 下标 l 表示液相, v 表示气相。

单位体积混合相内的液相质量生成率的计算式为:

$$\Gamma = \frac{4}{3} \pi r_c^3 \rho_l J_{\text{ICCT}} + 4\pi r_c^{-2} \rho \rho_l N \frac{\partial \bar{r}}{\partial t} \quad (14)$$

式中: $\partial \bar{r} / \partial t$ 为液滴生长率。

对于汽轮机低压缸末级, 由于其参数较低, Gyarmathy 等人^[24]提出的水滴生长模型适用性较差, 本文采用 Young 等人^[6]在此基础上提出的低压修正模型:

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial t} = \frac{\lambda_v (T_{\text{sat}} - T_v)}{\rho_l h_v \bar{r} \left[\frac{1}{1 + 4Kn} + 3.78(1 - \nu) \frac{Kn}{Pr} \right]} \quad (15)$$

$$\nu = \frac{RT_{\text{sat}}}{h_v} \left[\alpha - 0.5 - \frac{2 - q_c}{2q_c} \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right) c_p \frac{T_{\text{sat}}}{h_v} \right] \quad (16)$$

式中: λ 为导热系数; ν 为水滴生长半径经验修正系数; Kn 为克努森数; Pr 为普朗特数; c_p 为定压比热容; T_{sat} 为蒸汽压力对应的饱和温度; α 为液滴生长修正系数; h_v 为凝结潜热。

此外, 利用 Fluent 软件求解器对 H₂O/CO₂ 混合工质非平衡凝结流动进行数值分析, 采用 Realizable k - ε 模型描述湍流。使用用户自定义标量 (UDS) 对液相控制方程中的液相质量分数 β 以及液滴数 N 的标量方程进行补充, 使用用户自定义函数 (UDF) 实现源项的添加, 并添加混合气体的状态方程进行求解。

1.3 熵产理论

热力学第二定律指出, 实际热力过程的不可逆性造成了熵产。流场中的熵产可以看作是由温差传热引起的熵产与流体湍流流动引起的熵产之和, 以此定义在单位体积单位温度下熵产率 (EPR) 为 \dot{S} :

$$\dot{S} = \dot{S}_D + \dot{S}_C \quad (17)$$

式中: \dot{S}_D 为流体湍流流动引起的熵产率; \dot{S}_C 为由温差传热引起的熵产率。式(17)雷诺平均的表达式为:

$$\dot{S} = \dot{S}_D + \dot{S}_{D'} + \dot{S}_C + \dot{S}_{C'} \quad (18)$$

由平均速度引起的直接耗散熵产率 (EPDD) 计算式为:

$$\dot{S}_D = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (19)$$

由脉动速度引起的湍流耗散熵产率 (EPTD) 的计算式为:

$$\dot{S}_{D'} = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial v'}{\partial x} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (20)$$

由于流场中较高的速度梯度和压力梯度, 导致叶片表面有显著的不可逆损失, 为提高壁面区域的熵产率计算, 以式(21)来计算壁面剪切熵产率 (EPWS) [25-26]:

$$\dot{S}_w = \frac{\boldsymbol{\tau} \cdot \boldsymbol{v}}{T} \quad (21)$$

式中: $\boldsymbol{\tau}$ 为壁面剪切应力; \boldsymbol{v} 为流体在壁面附近第一层网格处的速度。

流动中的温差传热引起的熵产率分为由平均温度梯度引起的熵产率 (EPMT) 及脉动温度梯度引起的熵产率 (EPFT), 由平均温度梯度引起的熵产率计算式为:

$$\dot{S}_c = \frac{\lambda}{T^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (22)$$

由脉动温度梯度引起的熵产率计算式为:

$$\dot{S}_{c'} = \frac{\mu_t \cdot c_p}{Pr_t \cdot \bar{T}^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (23)$$

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (24)$$

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{L} \quad (25)$$

式中: μ 为黏性系数; \bar{T} 为温度梯度; \bar{u} 、 \bar{v} 、 \bar{w} 均为时均速度分量; u' 、 v' 、 w' 均为脉动速度分量; λ 为导热系数; Pr_t 为湍流普朗特数; μ_t 为湍流黏度; ρ 为流体密度; C_μ 为 k -epsilon 湍流模型中的一项常数项, 取 0.09; k 为湍动能; ε 为湍流耗散率。

由式(18)一式(25)可以计算熵产率, 但脉动速度分量在实际模拟中难以获取, 无法直接计算出由脉动速度引起的熵产率, 所以将 $\dot{S}_{D'}$ 定义为:

$$\dot{S}_{D'} = \frac{\rho \cdot \varepsilon}{T} \quad (26)$$

得到单位体积单位温度的熵产率后, 就可以通过局部熵产生率的体积积分和壁面熵产生率的表面积分计算出熵产, 计算公式为:

$$\delta_{Loss} = T_0 \int_{V_i} \dot{S}_d V_i + T_0 \int_A \dot{S}_w dA \quad (27)$$

式中: T_0 为环境温度; V_i 为划分的损失区域; A 为叶片表面积; δ_{Loss} 为流场中的总损失, 即单位时间内该区域的能量损失。

1.4 模型及验证

本文采用 Wyslouzil 等人^[27]使用的缩放喷管内双组份气体凝结实验数据对所建立的数值模型进行验证。喷管内流动工质为 N_2/H_2O 混合气体, 入口温度为 287.6 K, 入口总压 60 kPa, 其中水蒸气分压为 1 kPa。图 1 为喷管中轴线压比的模拟数据与实验数据对比。由图 1 可见, 二者变化趋势一致。模型能够准确预测 N_2/H_2O 混合气体的非平衡凝结现象, 可以用于后续研究。

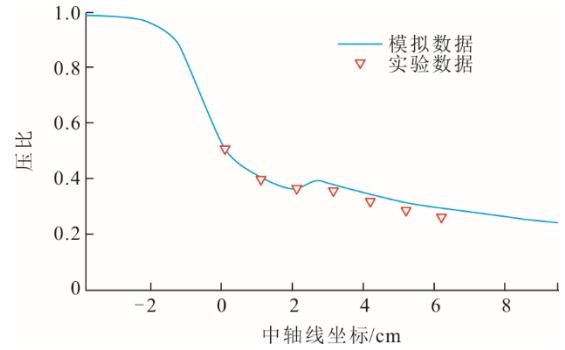


图 1 模拟与实验数据的比较

Fig.1 Comparison between the simulation result and the experimental data

本文以 Dykas 实验中使用的叶栅^[28]为研究对象, 其几何结构如图 2 所示。建立模型并划分结构化网格, 总网格数取整, 分别为 5 万、10 万、20 万、35 万和 50 万。5 套网格计算的叶片表面压力分布如图 3 所示。由图 3 可见, 随着网格数量增加, 叶片表面压力变化幅度逐渐减小, 当网格数达到 20 万时, 压力分布趋于稳定, 考虑计算精度和计算时间, 选用 20 万网格模型进行后续计算。

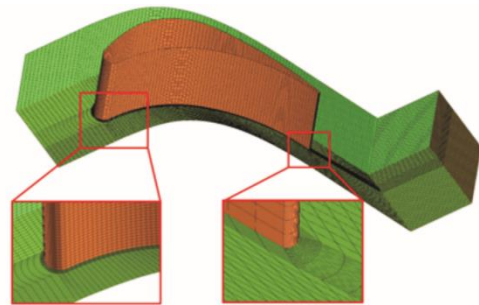


图 2 网格结构

Fig.2 Grid structure

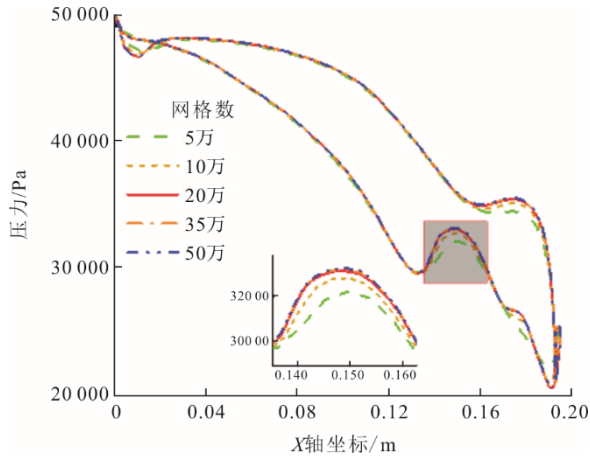


图 3 叶片表面压力
Fig.3 Pressures on surface of the blade

1.5 损失划分

本文基于熵产理论对混合工质透平末级叶栅内的流动损失进行定量评估，以混合工质为整体，划分不同区域并积分计算熵产率得到损失大小，将损失分为激波损失、边界层损失、尾迹损失、壁面损失和剩余损失。图 4 为不同损失区域。

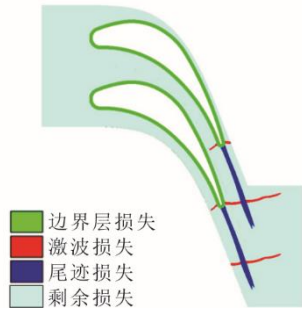


图 4 不同损失区域
Fig.4 Different areas of losses

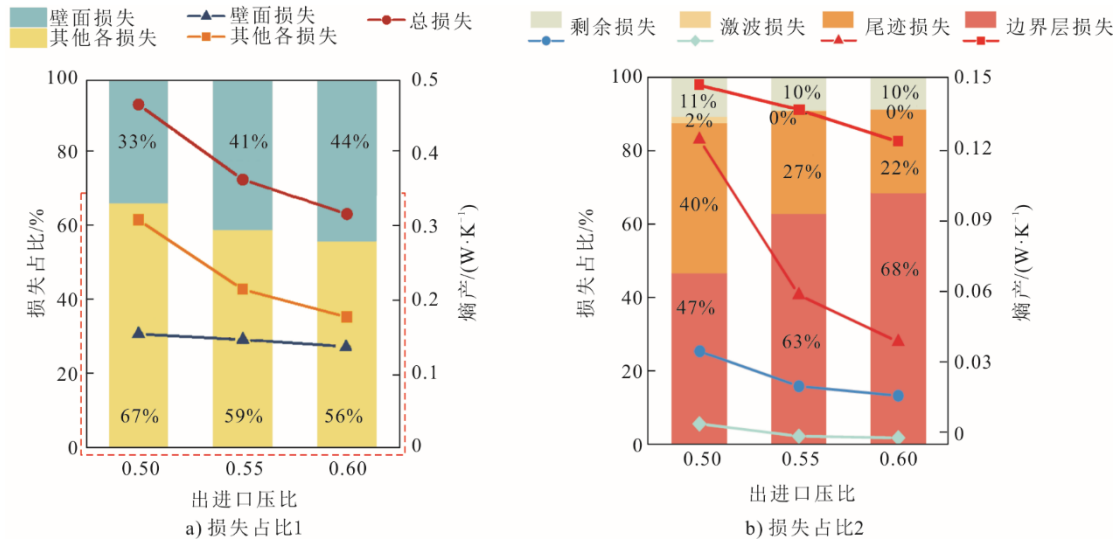


图 5 不同进出口压比工况下各损失占比
Fig.5 Proportions of each loss under conditions with different inlet and outlet pressure ratios

图 4 中红色区域为激波损失区域。在超声速流动中，激波会在叶片尾缘两侧形成，激波的出现往往伴随着较大流体密度变化，所以可以利用密度梯度来划分激波损失区域。定义一个参数 ε 来确定激波损失区域，其表达式为：

$$\varepsilon = \nabla\rho \cdot \frac{c}{|c|} \tag{28}$$

式中： $\nabla\rho$ 为密度梯度； c 为速度向量。结合几何约束并规定 ε 的值可以划分出激波损失区域。

边界层损失区域定义为速度达到自由流 99% 的叶片表面以内区域，但考虑叶片表面复杂性，采用固定值近似划定边界层区域（图 4 中绿色区域），该区域内熵产显著高于外部。湍流涡耗散率是湍流中涡动能转化为热能的速率，其反映了湍流内部黏性作用导致的能量损失速率。尾迹区域内流体速度急剧变化导致涡旋变形和破碎更加频繁，不同涡旋之间的相互作用更加剧烈，导致尾迹区域湍流涡耗散率较大。因此利用湍流涡耗散率可以划分出尾迹损失区域。壁面损失为叶片表面壁面熵产率的积分。剩余损失即为图 4 中浅蓝色区域，为部分未能被包括在上述区域内的损失。

2 结果分析与讨论

2.1 出口压力对损失影响

出口压力的改变会对混合工质的凝结流动和损失造成较大影响，进出口参数设置为进口压力 50.3 kPa，进口温度 354 K，进口 CO₂ 质量分数 20%，进出口压比分别为 0.50、0.55 及 0.60。不同压比下各损失占比如图 5 所示。

由图 5 可以看出,随着背压的升高,流场中的总熵产减小,损失减少了 31.73%,虽然壁面损失的占比随着背压的升高增加,但壁面损失的绝对值变化较小,总损失的降低主要是由于流场中其他各损失的减少。除去壁面损失,主要损失还有尾迹损失和边界层损失,这 2 种损失之和占到 90%左右。边界层损失的占比随着背压增大增加了 21.00%,而剩余损失和尾迹损失的占比分别减小了 2.00%和 18.00%,损失的减少主要归因于尾迹损失的大幅降低,而边界层损失降低的值有限,所以占比升高。壁面损失、尾迹损失和边界层损失作为总损失的关键组成部分,3 类损失在总损失中的占比在压比为 0.50~0.55 时变化幅度较大,而在压比为 0.55~0.60 时变化趋于平稳。

图 6 展示了自发凝结流动下流场中各参数的分布。由图 6 可以看出,在速度急剧变化的区域有较高的熵产,随着背压的升高,流场中工质的流动速度降低,导致总熵产减少,从熵产率云图中也能看出各区域的熵产率在减小。随着背压增大,流场中液相质量分数下降,其原因为工质膨胀程度减弱,过冷度减小,抑制了液相生成。而液滴半径增大,是由于成核率下降导致液滴数减少,且流速降低延长了液滴增长时间,从而半径增大。

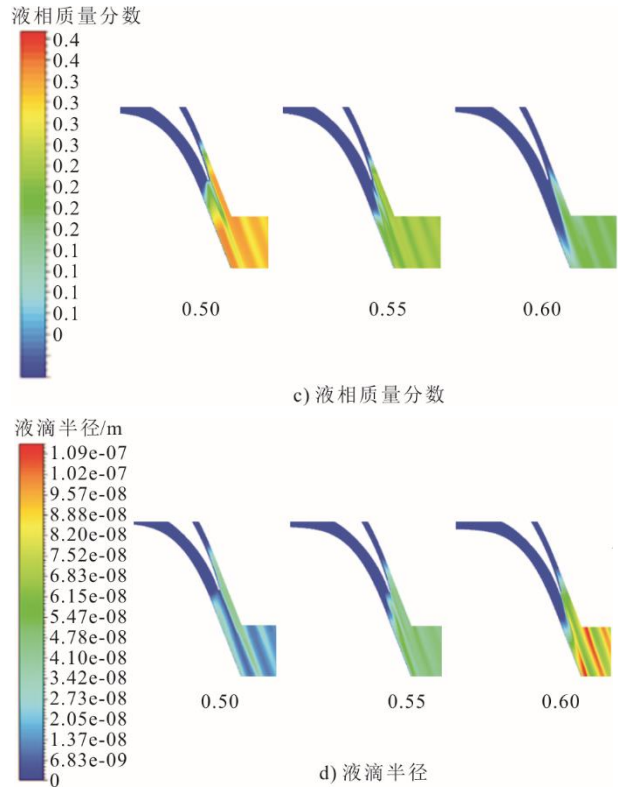
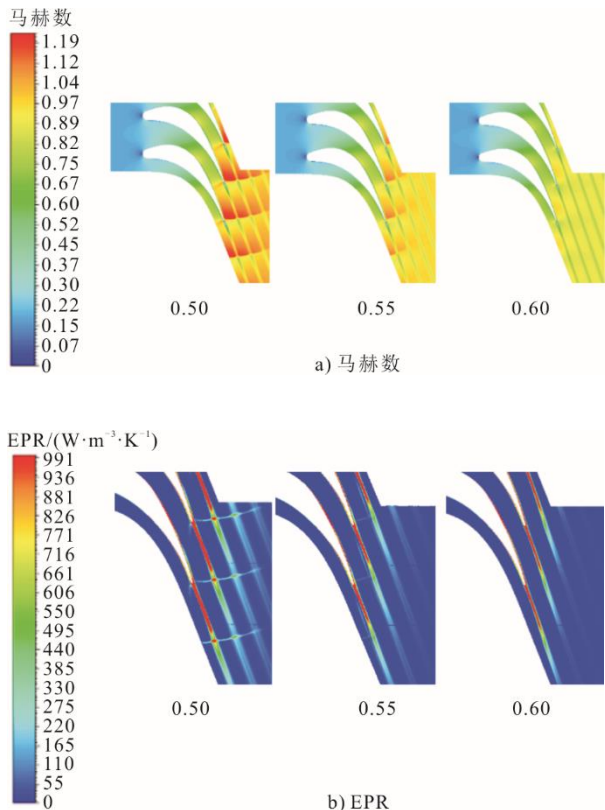


图 6 不同进出口压比下各参数分布
Fig.6 Distributions of the parameters at different outlet and inlet pressure ratios

为分析随背压增大损失变化的原因,对不同损失来源进行了详细研究,图 7 为各熵产项大小。由图 7 可见,熵产主要来源于 EPWS、EPDD 和 EPTD,当进出口压比为 0.50 时,EPTD 占比高于 EPWS 和 EPDD。随着压比增至 0.60,总熵产逐渐减小,其中 EPDD 及 EPWS 减少幅度较小,而 EPTD 减少幅度较大。EPTD 减少了 64.67%,EPDD 减少了 17.10%,而 EPWS 仅减少了 10.86%,壁面耗散因相对占比提升而成为主导项。所以总熵产降低的主要原因是 EPTD 的减少。

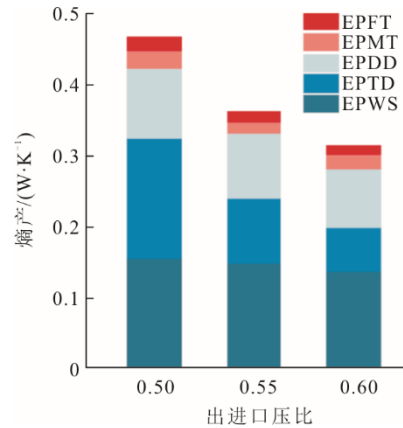


图 7 The value of each entropy generation

除去壁面损失，主要的损失来源为边界层损失和尾迹损失，为探究这 2 类损失中各项熵产的变化，分析了边界层损失和尾迹损失中各熵产项，结果如图 8 所示。由图 8 可以看出，边界层损失中 EPDD 占大部分，而尾迹损失中 EPTD 占大部分，随着背压增大，边界层损失中的各项熵产变化较小，而尾迹损失中的 EPTD 减少了 77.86%。因此，总熵产中 EPTD 大幅减少的主要原因是尾迹区域内的 EPTD 在减少，这是导致损失降低的重要原因。

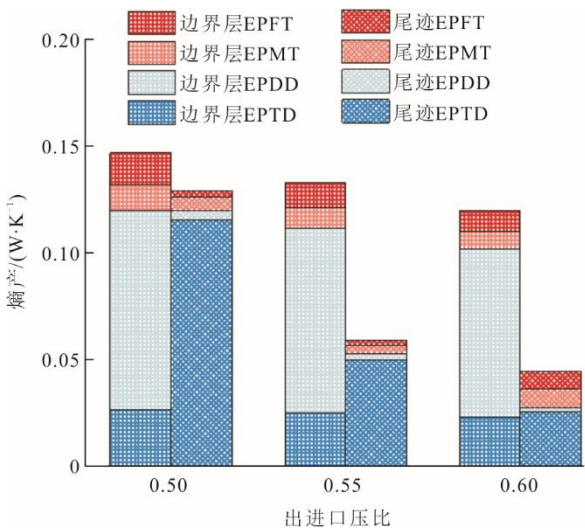


图 8 边界层及尾迹损失中各熵产项
Fig.8 Different entropy generations in boundary layer loss and wake loss

如前文所述，背压升高时总熵产减少的主要原因是尾迹损失的降低，而尾迹损失中 EPFT、EPMT 及 EPDD 变化较小，EPTD 的减少是尾迹损失降低

的主要原因。为探究影响尾迹区域 EPTD 变化的因素，在进出口压比 0.50 的工况下，取 5 条等间距分布的线段（图 9），读取每条线上的 EPTD 以及速度梯度的分布（图 10），图 9 中 x 轴、y 轴分别表示距建模原点的空间位置。由图 9 和图 10 可见，线 1—线 5 逐渐远离叶片尾缘，EPTD 以及速度梯度的最大值逐渐减小。EPTD 曲线沿线 1—线 5 均出现 2 个峰值，与速度梯度曲线的峰值位置相对应。由于直线与工质流动方向有一定角度，所以第 1 个峰值较第 2 个峰值更大，与速度梯度的 2 个峰值大小相对应。这表明，强烈的速度梯度在诱导着较高的 EPTD 产生。

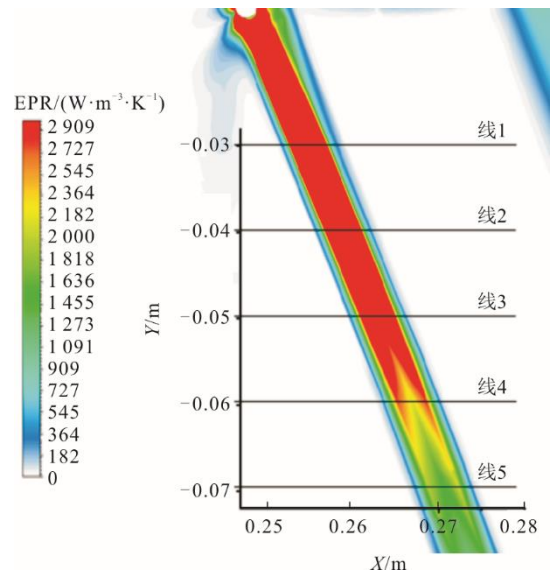
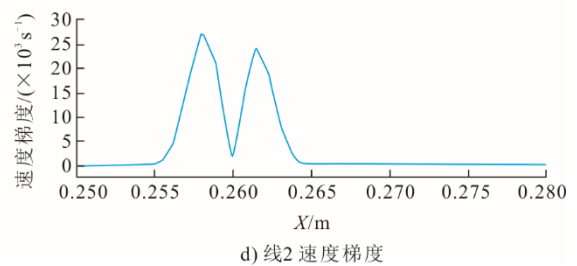
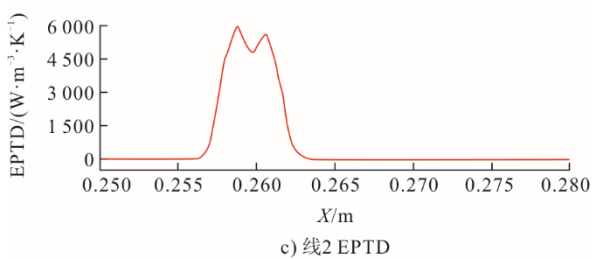
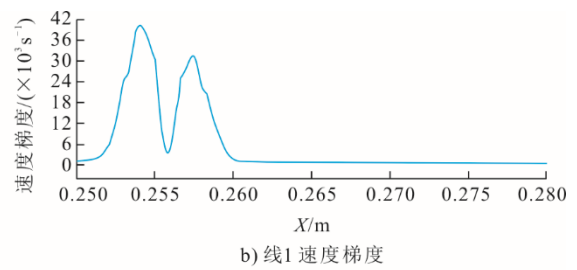
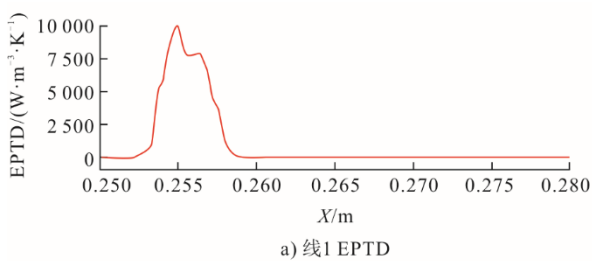


图 9 等间距分布线上熵产率变化
Fig.9 Change of entropy generation rate on the equidistantly-distributed line



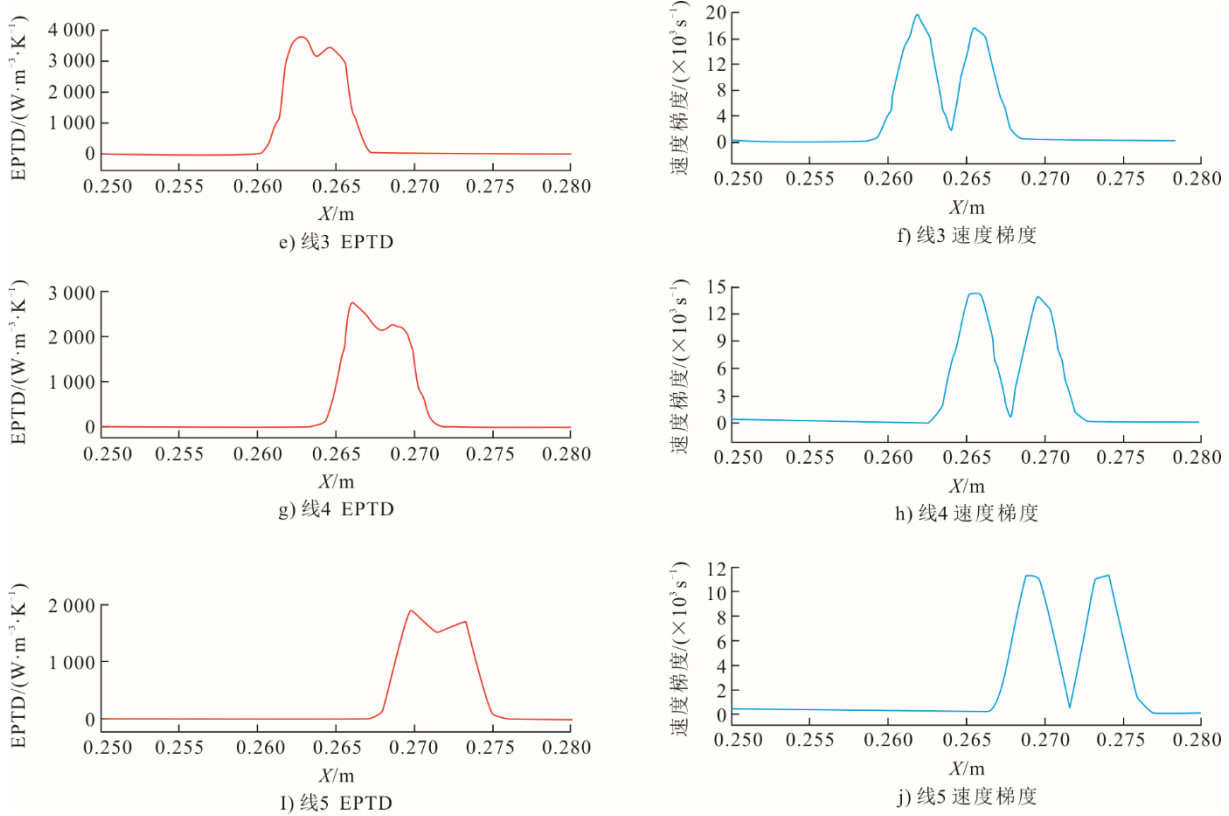


图 10 线 1—线 5 上 EPTD 及速度梯度分布
Fig.10 Distributions of EPTD and velocity gradient on lines 1~5

总损失减少是由于背压升高导致压差减小，静叶膨胀程度降低，整体马赫数下降。尾迹区扰动减弱，湍流强度与速度梯度降低，从而减少湍流耗散。同时激波结构减弱，削弱了激波与尾迹、边界层之间的干扰，降低了损失。膨胀减弱亦提升了流动稳定性，有效减缓了边界层发展，进一步减少其内部动能损耗。其次背压升高削弱了非平衡凝结，从而使凝结引起的局部熵产减小。

2.2 入口 CO₂ 质量分数对损失的影响

为探究混合工质中不同 H₂O 和 CO₂ 的比例对凝结流动损失影响，通过改变混合工质中 CO₂ 质量分数进行模拟计算。进出口参数中进口压力及温度不变，进出口压比 0.50，CO₂ 质量分数分别选用 0、10%、20%、30% 及 40% 进行模拟计算。

图 11 给出了不同 CO₂ 质量分数下损失占比。由图 11 可以看出，在 3 种工况下，总损失分别为 0.4460、0.4650、0.4670 W/K，总损失随着 CO₂ 质量分数的增大仅增加了 4.71%。对于各损失占比来说，壁面损失、尾迹损失和边界层损失占主要部分，3 种损失之和占比在 90% 以上。当混合工质中 CO₂ 质量分数从 0 增加至 40% 时，3 种损失的相对占比

变化较为平缓，边界层损失占比降低 5.00%，尾迹损失占比提高 6.00%，而壁面损失、激波损失和剩余损失变化不大，只有边界层损失和尾迹损失的变化较明显，边界层损失降低了 0.0143 W/K，尾迹损失增加了 0.0308 W/K，而其他的各损失受浓度变化影响较小。

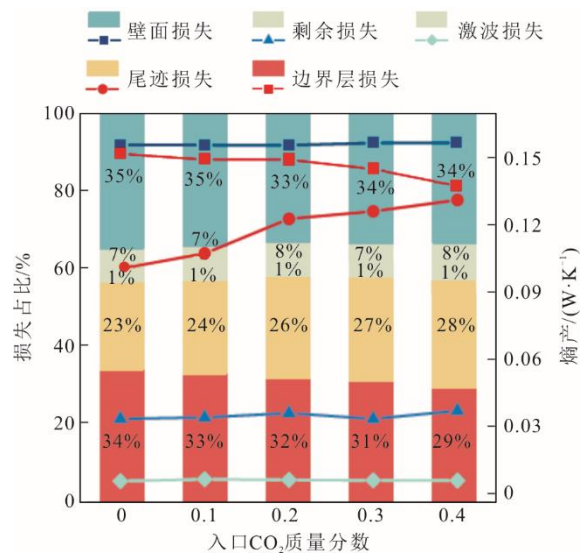


图 11 不同入口 CO₂ 质量分数下各损失占比
Fig.11 The proportion of each loss at different inlet CO₂ mass concentrations

图 12 给出了不同 CO₂ 质量分数下各熵产项, 其主要损失还是 EPDD、EPTD 和 EPWS。随 CO₂ 质量分数增大至 40%, 各类熵产变化不大, EPWS 基本没有变化, EPMT 减少了 4.6×10^{-3} W/K, EPFT 减少 3.5×10^{-3} W/K, EPDD 减少 7.4×10^{-3} W/K, 这对于整体损失的影响是非常小的。而 EPTD 增加了 0.0373 W/K, 增加了约 26.40%, 增长较为显著, 占比最大项由壁面耗散转变为湍流耗散。但由于其他损失都有减少, 总损失也只增加了 0.0210 W/K, 增加了 4.70%, 因此, CO₂ 质量分数增大各熵产项略有变化, 但对总损失影响较小。

混合工质中 CO₂ 质量分数增加导致总损失增加的原因因为 CO₂ 作为不凝气体, 比热容较小, CO₂ 质量分数升高后, 混合工质整体的热容能力降低, 导致升温幅度变小, 局部湍流强度增加, 进而增加了湍流耗散。且 CO₂ 质量分数的增加使水蒸气分压降低, 使凝结需要更高的过冷度, 从而使流场中的局部温度和压力变化, 导致损失增加。

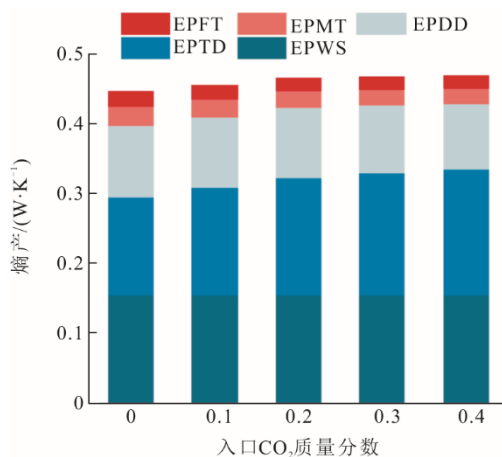


图 12 不同 CO₂ 质量分数下各熵产项

Fig.12 The different terms of total entropy generation at different CO₂ mass concentrations

3 结 论

本文基于熵产理论, 对汽轮机末级静叶模型内的 H₂O/CO₂ 混合工质凝结流动过程进行了数值研究。通过改变进出口压比及混合工质中 CO₂ 质量分数得到各工况下的流动损失结果, 分析了各损失占比及其变化规律, 揭示了损失变化的原因, 主要得到以下结论。

1) 改变不同进出口参数会影响各项损失变化。总损失随背压增大而减少, 随混合工质中 CO₂ 质量分数增加而增加。在不同工况下, 壁面损失、尾迹

损失和边界层损失之和占总损失 90% 左右。在各项熵产中, EPWS、EPDD 和 EPTD 是总损失的主要来源。EPMT 和 EPFT 占比及其变化较小。

2) 为进一步揭示损失变化的主要原因, 对各项损失及熵产来源变化进行了分析。随着进出口压比升高至 0.60, 其总损失降低的主要原因是尾迹损失中 EPTD 降低了 64.67%。对尾迹区域内损失分布进行分析, 越靠近尾缘熵产率越大, 而速度梯度是影响熵产率的一个重要因素。混合工质中 CO₂ 质量分数的改变对损失影响较小, 仅增加了 4.71%, 各项损失变化也较小。因此, 总熵产变化的主要原因来自于尾迹区域 EPTD 大幅度变化

[参 考 文 献]

- [1] GUO L, JIN H. Boiling coal in water: hydrogen production and power generation system with zero net CO₂ emission based on coal and supercritical water gasification[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2013, 38(29): 12953-12967.
- [2] MENG F, LI K, GUO P, et al. Experimental and numerical investigations of shock-wave boundary layer interactions in a highly loaded transonic compressor cascade[J]. Journal of Thermal Science, 2024, 33(1): 158-171.
- [3] WANG Z, SHI H, CAO L, et al. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2022, 236(13): 7095-7106.
- [4] YAO B, HAN X, SHI H, et al. Shock waves characteristics and losses estimation of non-equilibrium condensation flow in nozzle and steam turbine cascade[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258: 124579.
- [5] LIANG D, JI Z, LI Y, et al. The effect of the inlet steam superheat degree on the non-equilibrium condensation in steam turbine cascade[J]. Physics of Fluids, 2024, 36(4): 043304.
- [6] WHITE A J, YOUNG J B, WALTERS P T. Experimental validation of condensing flow theory for a stationary cascade of steam turbine blades[J]. Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1996, 354(1704): 59-88.
- [7] HAN X, ZHU Q, GUAN J, et al. Research on wet steam condensation flow characteristics of steam turbine last stage under zero output condition[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 179: 107691.
- [8] 杨海生, 李路江, 张营, 等. 汽轮机湿蒸汽级叶顶间隙泄漏流动的数值研究[J]. 汽轮机技术, 2022, 64(2): 95-97.
YANG Haisheng, LI Lujiang, ZHANG Ying, et al. Numerical study of tip clearance leakage flow in wet steam stage of turbine[J]. Turbine Technology, 2022, 64(2): 95-97.
- [9] 王智. 汽轮机内湿蒸汽两相凝结流动的数值研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2013: 1.
WANG Zhi. Numerical study of wet steam two phase condensation flow in turbine[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2013: 1.

- [10] 梁君, 陈言文, 刘斌, 等. 电站汽轮机蒸汽湿度测量技术进展[J]. 热力发电, 2025, 54(1): 23-34.
LIANG Jun, CHEN Yanwen, LIU Bin, et al. Advances in steam humidity measurement techniques for power plant turbines[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(1): 23-34.
- [11] 姜涛, 王晓放, 王巍, 等. 超临界 H₂O/CO₂ 混合工质汽轮机初凝区中碳酸腐蚀过程的数值模拟[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(6): 406-410.
JIANG Tao, WANG Xiaofang, WANG Wei, et al. Corrosion simulation of carbonic acid corrosion process in the initial condensation zone of supercritical H₂O/CO₂ mixture turbine[J]. Turbine Technology, 2020, 62(6): 406-410.
- [12] YANG X, DUAN C, XU J, et al. A numerical study on the thermal conductivity of H₂O/CO₂/H₂ mixtures in supercritical regions of water for coal supercritical water gasification system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 413-424.
- [13] YANG X, FENG Y, JIN J, et al. Molecular dynamics simulation and theoretical study on heat capacities of supercritical H₂O/CO₂ mixtures[J]. Journal of Molecular Liquids, 2020, 299: 112133.
- [14] 佟天浩. 含有 CO₂ 的混合工质在静叶栅内凝结特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2022: 1.
TONG Tianhao. Study on condensation characteristics of gas mixture containing CO₂ in stator cascade[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022: 1.
- [15] 王巍, 刘晓薇, 孙伟文, 等. 超临界水煤气化工艺发电气轮机排气压力分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2021, 42(1): 119-125.
WANG Wei, LIU Xiaowei, SUN Weiwen, et al. Exhaust pressure analysis of a power turbine based on the coal supercritical water gasification technology[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2021, 42(1): 119-125.
- [16] 刘晓薇. H₂O/CO₂ 混合工质凝结流动特性分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2021: 1.
LIU Xiaowei. Analysis on condensation flow characteristics of H₂O/CO₂ gas mixture[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2021: 1.
- [17] 王雷, 曲优. 汽轮机变工况下下级内叶栅损失数值计算与分析[J]. 汽轮机技术, 2022, 64(4): 259-261.
WANG Lei, QU You. Analysis and numerical calculation of cascade loss in turbine under off design conditions[J]. Turbine Technology, 2022, 64(4): 259-261.
- [18] STARZMANN J. Numerische Untersuchung der zwei phasenströmung und analyse von nässeverlusten in Niederdruckdampfturbinen[D]. Stuttgart: University of Stuttgart, 2014: 1.
- [19] GRÜBEL M, DOVIK R M, SCHATZ M, et al. A methodology for a detailed loss prediction in low pressure steam turbines[C]//Volume 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines, Steam Turbines. Charlotte, North Carolina, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2017: V008T29A008.
- [20] CASEY M V. Accounting for losses and definitions of efficiency in turbomachinery stages[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221(6): 735-743.
- [21] VATANMAKAN M, LAKZIAN E, MAHPEYKAR M R. Investigating the entropy generation in condensing steam flow in turbine blades with volumetric heating[J]. Energy, 2018, 147: 701-714.
- [22] CAO L H, XU M C, LU H H, et al. Investigating the nonequilibrium condensation flow characteristics and entropy generation in the last two stages of steam turbine[J]. Heat Transfer Research, 2021, 52(3): 77-95.
- [23] LAMANNA G. On nucleation and droplet growth in condensing nozzle flows[D]. Netherlands: Technische Universiteit Eindhoven (The Netherlands), 2000: 1.
- [24] GYARMATHY G, LESCH F. Fog droplet observations in laval nozzles and in an experimental turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1969, 184(7): 29-36.
- [25] JI L, LI W, SHI W, et al. Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis[J]. Energy, 2021, 236: 121381.
- [26] JI L, LI W, SHI W, et al. Energy characteristics of mixed-flow pump under different tip clearances based on entropy production analysis[J]. Energy, 2020, 199: 117447.
- [27] WYSLOUZIL B E, HEATH C H, CHEUNG J L, et al. Binary condensation in a supersonic nozzle[J]. The Journal of Chemical Physics, 2000, 113(17): 7317-7329.
- [28] DYKAS S, MAJKUT M, STROZIK M, et al. Experimental study of condensing steam flow in nozzles and linear blade cascade[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 80: 50-57.

(责任编辑 杜亚勤)