

喷嘴距及混合室喉部长度对喷射器性能综合影响研究

谭丽萍¹ 陈洪杰² 葛敬³ 卢苇^{1*}

(1. 广西大学 机械工程学院 南宁 530004; 2. 桂林航天工业学院 能源与建筑环境学院 桂林 541004;
3. 四川大学 化学工程学院 成都 610065)

The Comprehensive Influence of the Nozzle Distance and Throat Length of Mixing Chamber on the Performance of Ejector

TAN Liping¹, CHEN Hongjie², GE Jing³, LU Wei^{1*}

(1. School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China; 2. School of Energy and Building Environment, Guilin University of Aerospace Technology, Guilin 541004, China; 3. School of Chemical Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract Under the actual environmental conditions, the use of variable geometry ejectors is an important way to improve the performance of ejectors. The effect of dimensionless nozzle distance on the performance and irreversibility of the ejector under different dimensionless throat lengths of the mixing chamber was studied by combining experimental and numerical analysis. The results show that in the test range, the critical entrainment ratio of the ejector first increases and then decreases with the increase of nozzle distance, and when the optimal dimensionless nozzle distance is 5.83, the critical entrainment ratio reaches a maximum value of 0.45. The critical condensation pressure of the ejector decreases gradually with the increase of nozzle distance. When the dimensionless throat length of the mixing chamber is 4, the critical condensation pressure decreases by 7.36%, and the decrease rate is the slowest. When the dimensionless throat length of the mixing chamber is 4 and the dimensionless nozzle distance is 5.83, the maximum thermodynamic perfection reaches 0.21. The entropy production of the ejector caused by the nozzle distance mainly comes from the mixing of the two inlet flows in the convergence section of the mixing chamber and the movement of the second shock wave towards the outlet of the diffuser chamber. Improving the pressure recovery ability of the diffuser can effectively avoid a sharp increase in entropy production. The results provide an important reference for the multi-objective optimization of the ejector structure and comprehensive performance to reduce the irreversibility of the ejector.

Keywords Throat length of mixing chamber, Nozzle distance, Critical entrainment ratio, Critical condensation pressure, Thermodynamic perfection

摘要 在实际环境条件下,采用变几何喷射器是提高喷射器性能的重要途径。基于喷嘴距可调式的喷射器实验测试平台,采用实验和数值分析相结合的方法,研究不同无量纲混合室喉部长度下,无量纲喷嘴距对喷射器的性能及不可逆性影响。结果表明:在测试范围内,喷射器的临界喷射系数随着喷嘴距的增加先增加后减小,当达到最佳无量纲喷嘴距 5.83 时,临界喷射系数达到最大值 0.45,合理的喷嘴距应避免激波链出现在混合室收缩段;喷射器的临界冷凝压力随喷嘴距的增加逐渐下降,当无量纲混合室喉部长度为 4 时,其临界冷凝压力下降 7.36%,下降速度最慢,原因是较大的射流冲量提高了扩压室的压力恢复能力,使流体动能衰减速度有所减缓;当无量纲混合室喉部长度为 4,无量纲喷嘴距为 5.83 时,热力学完善度达到最大值 0.21;由喷嘴距引起的喷射器熵产主要来源于两股入口流在混合室收敛段的混合和第二冲击波向扩压室出口的移动,提高扩压室的压力恢复能力能有效避免熵产的急剧增加。研究结果对喷射器的结构及综合性能进行多目标优化,以减小喷射器不可逆性提供重要参考。

收稿日期: 2023-10-16

基金项目: 广西自然科学基金项目 (2022GXNSFBA035512)

* 联系人: E-mail: luwei@gxu.edu.cn

关键词 混合室喉部长度 喷嘴距 临界喷射系数 临界冷凝压力 热力学完善度

中图分类号: TK11+4

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202309014

回收和利用工业余热、地热能和太阳能等低品位热能,是实现全球能源的可持续发展的重要途径。喷射器作为一种能量回收装置,其结构参数是影响其性能的重要因素。经典的喷射器模型^[1-3]能较准确地预测喷射器的径向尺寸与其性能的关系,而喷射器的轴向结构,如喷嘴距(NXP)和混合室轴向长度对喷射器性能影响还需更多研究。于文艳等^[4]数值研究混合室的轴向结构发现,当混合室的圆锥段和圆柱段长度分别为混合室圆柱段直径的2倍和6倍时,蒸汽喷射器的喷射系数达到最大。Dong和Wang等^[5-6]的数值结果均显示当混合室收敛段长度小于或等于某一长度时,混合室喉部长度对蒸汽喷射器的喷射系数影响不大。Wu等^[7]的数值结果显示,混合室收敛段长度存在最佳范围,该最佳范围取决于工作压力。

喷嘴距(NXP)是喷射器的重要几何结构。迄今为止,喷嘴距主要通过实验或CFD方法确定。Yapc等^[8]通过实验指出,NXP的精确值是无法准确地定义的,因为它会随着操作条件的变化而变化。此外,最佳喷嘴距随其他几何结构的变化而不同^[8-10]。工程科学数据单元(ESDU)^[11]建议,最佳喷嘴距与混合室喉部直径的比率,即最佳无量纲喷嘴距应为0.5~1。其中,NXP是指从喷嘴出口到混合室喉部入口的距离。

Poirier^[12]的研究结果显示,最佳NXP值受喷嘴几何形状和临界喷射系数影响,首次证明了最佳喷嘴距是临界喷射系数的函数,而不是二次压力的函数,进出口压力的影响可忽略不计。Yan等^[13]的实验结果显示,喷射系数随NXP的增加先增加后减小,最佳DNXP为1.88,NXP对临界背压影响不大,得出相同结论的还有文献^[14]。Ruangtrakoon等^[15]的研究结果指出,随着喷嘴距减小,喷射器的临界压力增加。Rusly等^[16]的研究结果显示最佳喷嘴距为1.5,且在±20%的范围内变化不会显著影响喷射器性能。Chen等^[17]实验结果显示,喷射器的临界喷射系数随NXP的增加而增加,然后保持最大值不变,并提出了一个一维模型来确定不同NXP下的临界喷射系数。Valle^[18]实验研究三种混合室喷射器在不同喷嘴距的临界条件,结果显示锥形混合室喷射器的喷射系数在喷嘴距-15~-1 mm范围保持恒定,超过

该范围后急剧下降。Kumar等^[19]研究变面积混合喷射器的喷嘴距影响,发现喷嘴远离或进入混合段时,喷射系数降低,最佳喷嘴距为混合室收敛段入口处。Shi等^[20]的实验结果显示,最佳无量纲喷嘴距为0.5,此时喷射系数和升压比均达到最大值。Chen等^[21]通过引入环形混合层理论,建立了一种新的最佳喷嘴距预测模型,并对圆柱形混合室的喷射器进行了验证。Cagri等^[22]以R134a为工质,对超音速喷射器进行了数值研究,结果显示最优喷嘴距为2.04。Nguyen等^[23]以R600a为工质,实验研究了不同操作条件下,喷嘴距对太阳能驱动可变几何喷射器系统性能影响。结果表明,发生压力越高,NXP对COP的影响越大,最佳NXP值不随操作条件而改变。Wang等^[24]通过设计了一种自调谐面积比和NXP的喷射器,研究发现最佳NXP随工作压力的增加而减小。Han等^[25]数值研究显示最佳喷嘴距为4.0,增加NXP会加剧边界层分离。Ramesh等^[26]使用CFD仿真和实验方法,研究了蒸汽喷射器吸入室角度和喷嘴距影响,结果显示喷嘴远离混合室,喷射系数将增加到最大值,然后降低,最佳喷嘴距值随着吸入室角度的增加而减小。

综上所述,针对喷嘴距的研究,主要集中在单一结构优化、操作条件影响、喷嘴距与喷射器的径向结构共同优化这几个方面,对喷嘴距和混合室喉部长度这两个关键轴向长度对喷射器性能的综合影响,以及不可逆性研究尚不充分。此外,喷射器性能常采用喷射系数和临界压力来衡量,而在这两个性能指标的变化规律不一致的情况下,通常难以评估喷射器的实际性能。本文采用实验与数值研究相结合的方法,对混合室喉部长度和喷嘴距对喷射器性能的综合影响进行充分研究,并引入热力学完善度对喷射器整体性能进行评估,建立喷射器熵产模型,确定了发生不可逆性的区域,分析混合室喉部长度和喷嘴距对喷射器熵产影响的内在机制,为实现喷射器结构及综合性能的多目标优化,以减小不可逆损失提供参考。

本研究使用无量纲喷嘴距 $DNXP$,其定义为喷嘴出口到混合室喉部入口的距离,如图1所示。此外,还对混合室喉部长度进行无量纲化,其定义为混合室喉部长度与混合室喉部直径的比值。

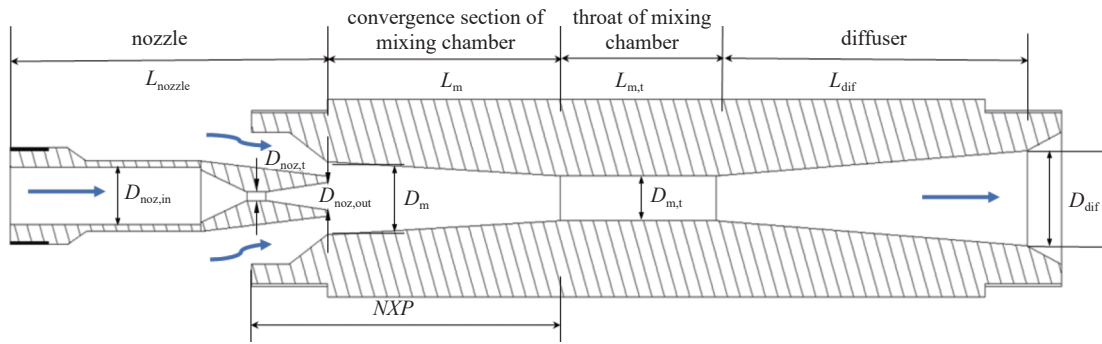


图1 喷射器几何结构

Fig. 1 Ejector geometry

$$DNXP = \frac{NXP}{D_{m,t}} \quad (1)$$

$$DMTL = \frac{L_{m,t}}{D_{m,t}} \quad (2)$$

式中, NXP 、 $L_{m,t}$ 、 $D_{m,t}$ 为喷嘴距、混合室喉部的长度和直径, mm。

1 实验与模拟

1.1 实验系统

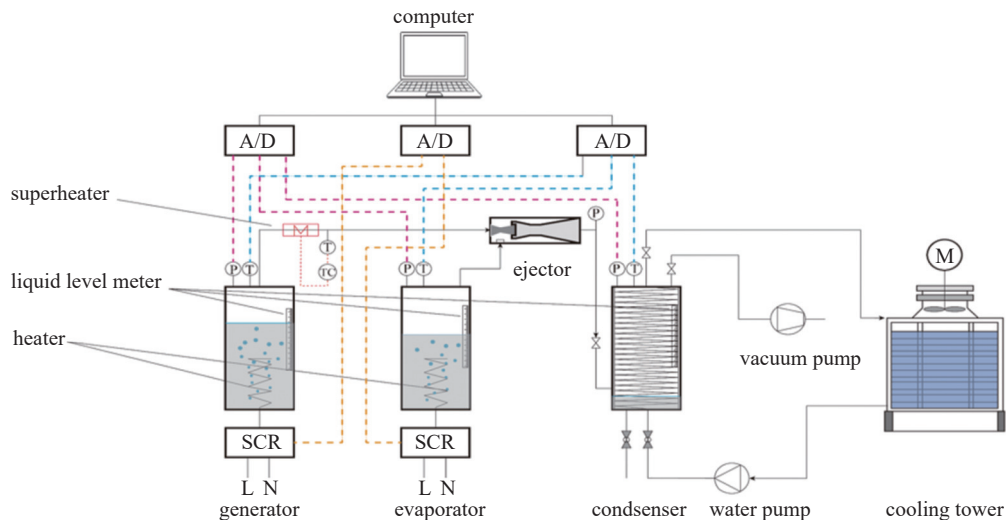
图2为可调式喷射器实验系统示意图^[27]。实验系统由发生器、蒸发器、可调式喷射器、过热器、真空泵、冷却循环系统、测量和控制系统组成。

实验装置如图3所示。其中,发生器和蒸发器都配置有浸没式电加热器组,通过控制加热功率,从而控制实验压力和温度。喷嘴座和喷射器主体通过螺纹连接,从而实现喷嘴距可调。喷射器几何结构见图1。在理论计算过程中,由于滑移或粘性

效应,有效理论流通面积被认为是实际截面积的0.88倍^[21]。冷却循环系统包括冷凝器、水泵和冷却塔。蒸发器、发生器和冷凝器均设石英玻璃管液位计,以便读取液位。过热器采用电加热带,并包裹在工作蒸汽管道外,从而保证工作蒸汽具有一定的过热度。真空泵用于调节出口冷凝压力。测量和控制系统包括测量仪器和数据采集控制单元。主要的测量仪器是压力和温度传感器。数据采集控制单元由数据采集模块、A/D转换器和自动控制系统组成,通过自动调节发生器和蒸发器中电加热器的功率,可以准确地保持系统的预设条件^[28]。

1.2 实验内容和步骤

实验以水蒸气为工质,工况为发生器: $p_p = 160.65 \text{ kPa}$, $T_p = 396.57 \text{ K}$, 蒸发器: $p_s = 2.81 \text{ kPa}$, $T_s = 296.15 \text{ K}$ 。喷嘴距和混合室喉部长度参数通过无量纲命名,考虑了12个无量纲喷嘴距 $DNXP$ (4.07、

图2 实验系统图^[27]Fig. 2 Diagram of the experimental system^[27]

4.26、4.54、5.72、5.0、5.19、5.37、5.65、5.83、6.11、6.3)。类似地,考虑了 5 个无量纲混合室喉部长度 $DMTL$ (0.5, 2, 4, 6, 8)。喷射器的固定结构尺寸如表 1 所示。实验的目的是测试不同无量纲混合室喉部长度下,无量纲喷嘴距发生变化时喷射器的性能。

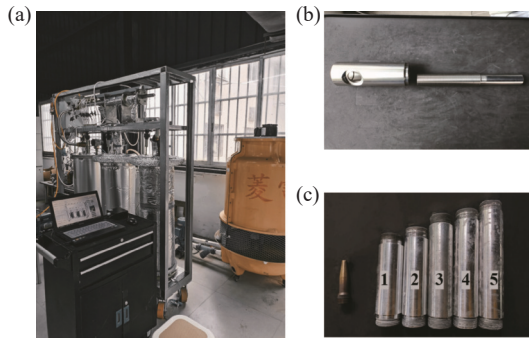


图3 实验装置图。(a)喷射器性能测试实验平台,(b)喷嘴连接,(c)喷嘴及混合-扩压室

Fig. 3 Diagram of the experimental device. (a) Ejector performance test platform, (b) nozzle connection, (c) nozzle and mixer-diffuser chamber

表 1 喷射器固定结构尺寸

Tab. 1 Fixed structural dimension of ejector

名称	数值
喷嘴长度 L_{nozzle}/mm	83.70
喷嘴入口直径 $D_{noz,in}/mm$	13.00
喷嘴喉道直径 $D_{noz,r}/mm$	2.00
喷嘴出口直径 $D_{noz,out}/mm$	6.20
混合室收敛段长度 L_m/mm	56.00
混合室收敛段入口直径 D_m/mm	16.67
混合室喉部直径 $D_{m,r}/mm$	10.80
扩压室长度 L_{diff}/mm	88.00
扩压室出口直径 D_{diff}/mm	23.11

需测试出喷射器在不同喷嘴距的临界值,具体实验步骤为:

(1)选择并安装目标锥形混合室喷射器,调整无量纲喷嘴距 $DNXP$ 到目标值。开始前,确保发生器和蒸发器中有足够的水,且全系统具有足够真空度。

(2)确保电脑控制系统与仪器连通,设置发生器目标压力 160.65 kPa,温度 396.57 K,并启动加热。当发生器达到目标压力和温度后,启动外部循环冷却系统。

(3)依次打开冷凝器的混合蒸汽进口阀,发生器、蒸发器的出口蒸汽阀,设置蒸发器的目标压力 2.81 kPa,启动电加热带。

(4)启动真空泵,调节冷凝器内的不凝气体量,保证冷凝压力处于目标值。当蒸发器参数稳定在目标值后,记录发生器和蒸发器的液位。

(5)计算喷射系数并判断是否为临界值。如果是,该 $DNXP$ 的测试完成,调节下个 $DNXP$;如果不是,继续调节冷凝压力,直至临界值。

1.3 数值模型

利用 Fluent 软件进行数值模拟,建立喷射器二维轴对称模型,采用结构化网格,在壁面及流速变化较大的区域进行网格加密。选择基于密度的稳态求解器和二阶迎风格式,离散化系统采用高斯-塞德尔方法。工质为水蒸气,其密度采用真实气体模型,其他属性均为温度的多项式函数。喷射器壁采用无滑移和绝热壁型,边界条件选择压力入口、压力出口。选择 SST $k-\omega$ 湍流模型,因为它对全局和局部流动现象的预测精度更高^[29-30]。工况与实验相同,工作蒸汽过热度为 10 K。计算时,当进出口的质量流量稳定,且计算的每项残差小于 10^{-3} 时,则计算值已收敛。

为测试网格独立性,当 $DMTL=4$, $DNXP=6.11$ 时,分别设置网格数为 105622、142530、201175 (模型的一半),不同网格数的临界喷射系数误差如表 2 所示。当网格数为 142530 和 201175 时,喷射器的临界喷射系数误差几乎相等。不同网格数的马赫数如图 4 所示,可以看到,三个网格数的喷射器的马赫数波动基本相同,考虑到误差及计算成本,最终选定 142530 左右的网格数进行模拟。

表 2 网格独立性检验

Tab. 2 Grid independence test

网格数	模拟值	实验值	误差 %
105622	0.490	0.441	11.1
142530	0.488	0.441	10.6
201175	0.487	0.441	10.4

1.4 模拟验证

图 5 为 $DMTL=4$, $DNXP=6.11$ 时,出口冷凝压力对喷射系数的影响。由图可知,模拟和实验结果的变化趋势相同,存在一临界压力值,当出口压力小于临界压力值时,喷射系数保持不变;超过临界值后喷射系数开始下降;继续增加压力,喷射器将不能正常工作。固定冷凝压力 $p_c=5$ kPa,表 3 为

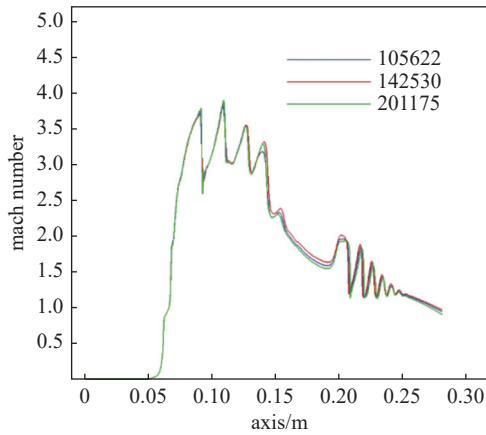


图4 不同网格数下的马赫数

Fig. 4 Mach numbers of different grid numbers

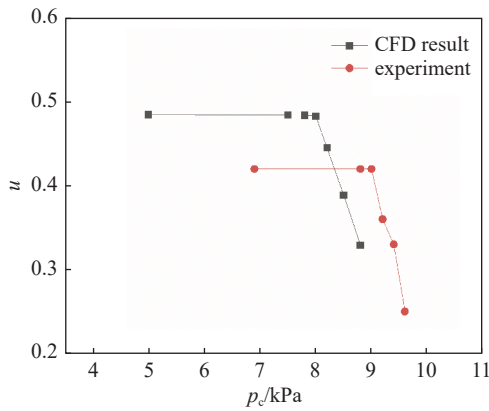


图5 出口冷凝压力对喷射系数的影响

Fig. 5 Effect of outlet condensing pressure on entrainment ratio

表3 实验和模拟结果对比

Tab. 3 Comparison of experimental and simulation results

DMTL	DNXP	临界喷射系数			临界冷凝压力		
		实验	模拟	误差 %	实验	模拟	误差 %
0.5	6.3	0.442	0.480	8.60	7.70	6.60	-14.29
	5.19	0.445	0.485	8.99	7.75	7.90	1.94
	4.07	0.393	0.445	13.23	9.32	7.75	-16.85
2	6.3	0.440	0.480	9.09	9.15	7.33	-19.89
	5.19	0.442	0.485	9.73	9.30	8.00	-13.98
	4.07	0.395	0.443	12.15	9.80	8.40	-14.29
4	6.3	0.433	0.475	9.70	8.80	7.60	-13.64
	5.19	0.438	0.490	11.87	9.40	8.20	-12.77
	4.07	0.400	0.429	7.32	9.50	8.60	-9.47
6	6.3	0.432	0.471	9.03	8.20	7.60	-7.32
	5.19	0.441	0.487	10.43	9.00	8.70	-3.33
	4.07	0.402	0.430	6.91	9.90	9.50	-4.04
8	6.3	0.430	0.457	6.28	7.60	7.10	-6.58
	5.19	0.440	0.488	10.91	9.10	7.30	-19.78
	4.07	0.405	0.443	9.49	10.30	8.40	-18.45

各 DMTL、DNXP 组合结构的模拟和实验结果对比。

由表可知,在测试的所有 DMTL 和 DNXP 中,通过实验和模拟得到的临界喷射系数值接近,但模拟值更高。模拟值与实验值相比,临界喷射系数的最大误差在 $\pm 13.23\%$ 以内,而相对偏差绝对值的平均值为 9.58%;临界冷凝压力的最大误差在 $\pm 19.89\%$ 以内,而相对偏差绝对值的平均值为 11.77%。对差异的存在主要有以下几个原因:首先, SST 湍流模型具有过度预测特性;其次,实际环境中无法避免喷射器与周围环境之间的热传导,且光滑无任何摩擦的壁面在目前是难以达到的;最后,可能因为喷射器尺寸小,制造加工不够精确。

2 结果分析

喷射器性能采用临界喷射系数 (u_{cr})、临界冷凝压力 (p_{cr}) 以及热力学完善度 (η) 进行衡量。喷射系数定义为引射蒸汽与工作蒸汽的质量流量之间的比值。

$$u_{cr} = \frac{m_s}{m_p} \quad (3)$$

当喷射系数达最大值时,称为临界喷射系数 u_{cr} ,相应的出口压力为临界压力 p_{cr} , p_{cr} 越大,说明喷射器的工作能力范围更宽。

热力学完善度反映了设备实际状况与理想状态之间的差距以及不可逆性。Valle 等^[18]将热力学完善度定义为喷射器的实验喷射系数和理论喷射系数的比值,并用于评估三种混合室喷射器的整体性能,确定了最佳混合室结构。Chen 等^[31]通过分析不同压缩比和膨胀比时双级喷射器的热力学完善度,为一级和二级引射器优化选型提供了指导。Sierra-Pallares 等^[32]研究三种混合室喷射器熵产,将理论计算出的熵产与热力学完善度联系起来,结果显示这两者成反比关系,确定了喷射器内与熵产相关的四种不可逆机制。

在本研究中,临界喷射系数和临界冷凝压力由喷嘴距和混合室喉部长度共同决定,其数值无法反映出喷射器的不可逆性;且随 DNXP 的增加,两个性能参数的变化规律不一致,导致喷射器性能在不同的结构条件下也没有可比性。因此,引入热力学完善度来讨论喷射器偏离理想工作状态的程度。假定喷射器是可逆的,熵产为零,喷射器在理想状态下有:

$$m_p s_p + m_s s_s = (m_p + m_s) s_c \quad (4)$$

$$u_i = \frac{s_p - s_c}{s_c - s_s} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{u_{cr}}{u_i} \quad (6)$$

式中: u_i 为理想喷射系数; η 为热力学完善度; u_{cr} 为临界喷射系数; s_p 、 s_s 、 s_c 为工作蒸汽、引射蒸汽和混合蒸汽的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; m_p 、 m_s 、 m_c 为工作蒸汽、引射蒸汽和混合蒸汽的流量, kg/s 。

考虑喷射器的有效性, 预计喷射器熵产大于零。总熵产率分为热耗散和粘性耗散两部分^[33-34]:

$$S_g = \frac{q}{T^2} \nabla T - \frac{1}{T} \tau : \nabla v > 0 \quad (7)$$

由于绝热假设, 传热部分忽略不计, 喷射器的总熵产率为:

$$S_g = - \frac{1}{T} \tau : \nabla v \quad (8)$$

式中, T 为温度, K ; τ 为粘性应力张量, N/m^2 ; v 为速度矢量, m/s 。而粘滞耗散分为平均流场耗散和速度波动引起的耗散^[35]:

$$S_g = S_{\text{mean}} + S_{\text{flu}} \quad (9)$$

式中, 平均流场熵产 S_{mean} 为:

$$S_{\text{mean}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (10)$$

由速度湍流波动引起的耗散熵产 S_{flu} :

$$S_{\text{flu}} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (11)$$

本文采用 SST k - ω 湍流模型, 由文献 [36] 可知:

$$\omega = \rho \frac{k}{\mu} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1} \quad (12)$$

得到速度波动引起的耗散熵产:

$$\varepsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1} \quad (13)$$

$$S_{\text{flu}} = C_\mu \frac{\rho k \omega}{T} = C_\mu \frac{\rho^2 k^2}{T \mu} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1} \quad (14)$$

式中, ρ 为密度, kg/m^3 ; ε 为湍流耗散率, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^4)$; ω 为比耗散率, $\text{kg}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^2)$; C_μ 为经验常数, 取 0.09; k

为湍流动能, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^3)$; μ 为动力粘度, $\text{N}\cdot\text{S}/\text{m}^2$; μ_t/μ 为湍流粘度比, 取 10%^[22, 36-37]。

2.1 喷嘴距和混合室喉部长度对临界喷射系数的影响

在无量纲混合室喉部长度 $DMTL=0.5, 2, 4, 6, 8$ 情况下, 喷射器的临界喷射系数 u_{cr} 随 $DNXP$ 的变化如图 6 所示, 可以看到, 在 $DNXP=4.07$ 时, 临界喷射系数处于最低值, 随着 $DNXP$ 的增加, 临界喷射系数逐渐增加, 并均在最佳无量纲喷嘴距 5.83 时达最大值 0.45, 继续增加喷嘴距, 临界喷射系数下降。以 $DMTL=0.5$ 为例, 在 $DNXP$ 由 4.07 增加到 5.83 过程中, 临界喷射系数由 0.393 增加到 0.45, 最大偏差达 14.5%, 可看出 $DNXP$ 对临界喷射系数的影响是显著的。

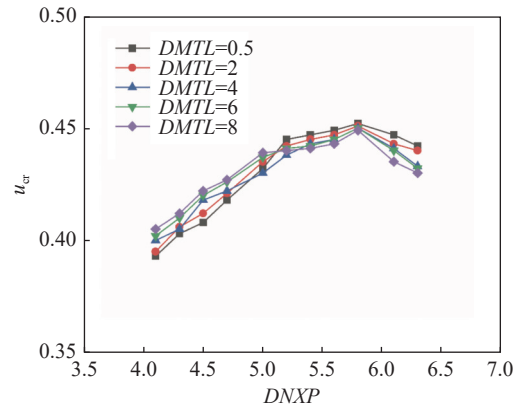
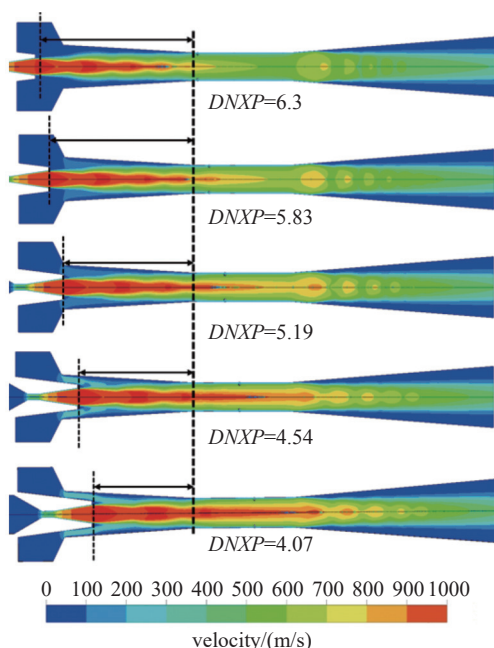
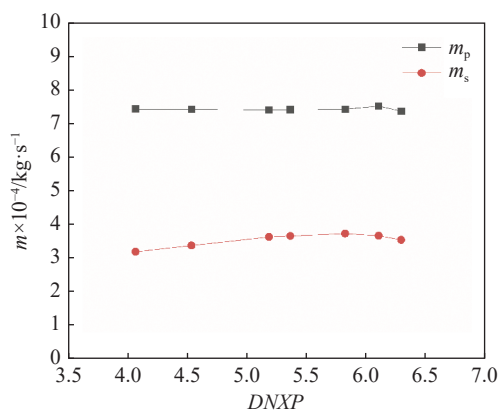


图6 喷嘴距对临界喷射系数的影响

Fig. 6 Effect of nozzle distances on critical entrainment ratio

以上分析得出, 对于 $DMTL=0.5, 2, 4, 6, 8$ 喷射器, 均存在一最优喷嘴距使得临界喷射系数最大, 且最佳 $DNXP$ 值相同, 最佳无量纲喷嘴距 $DNXP$ 为 5.83 时, 喷射器的引射性能最佳。

通过模拟喷射器的内部流场来分析喷嘴距影响。模拟工况为 $p_p = 160.65 \text{ kPa}$, $T_p = 396.57 \text{ K}$, $p_s = 2.81 \text{ kPa}$, $T_s = 296.15 \text{ K}$, $p_c = 5 \text{ kPa}$ 。以 $DMTL=4$ 为例, 图 7、图 8 分别为不同 $DNXP$ 下的速度云图和质量流量曲线。由图可知, 开始时 $DNXP$ 较小, 引射蒸汽和工作蒸汽没有充分的时间混合就进入混合室喉部, 工作蒸汽继续膨胀, 形成较长的激波链, 占据混合室喉部大部分通道, 同时由于喷嘴的阻挡, 减小了引射蒸汽的入口流通面积, 引射蒸汽流量较小, 如图 8 所示; 随着 $DNXP$ 的增加, 工作蒸汽有足

图7 $DMTL = 4$ 喷射器在不同喷嘴距的速度云图Fig. 7 Velocity cloud image of ejector at different nozzle distances with $DMTL = 4$ 图8 $DMTL = 4$ 喷射器在不同喷嘴距的质量流量Fig. 8 Mass flow rate of ejector at different nozzle distances with $DMTL = 4$

够的时间和空间来引射更多的蒸汽,引射流量逐渐增加并在 $DNXP = 5.83$ 时达到最大值;继续增加 $DNXP$,由于喷嘴出口到混合室喉部距离较长,喷嘴出口的工作蒸汽射流在混合室收敛段内迅速扩散,引射流体获得动量减小,激波链缩短并集中在混合室收敛段内,引射蒸汽流量减少。

从上述分析可知,不同 $DMTL$ 的喷射器,喷嘴距改变均使得临界喷射系数出现最大值。然而实际工艺对混合蒸汽的压力有明确需求,如果提高临界喷射系数时带来了临界冷凝压力显著下降,那这

种意义上的效率提升将毫无意义。因此,需要进一步对喷射器在变喷嘴距下的临界冷凝压力进行分析。

2.2 喷嘴距和混合室喉部长度对临界冷凝压力的影响

在无量纲混合室喉部长度 $DMTL = 0.5, 2, 4, 6, 8$ 情况下, $DNXP$ 对喷射器的临界冷凝压力影响如图 9 所示。就整体而言,临界冷凝压力均随 $DNXP$ 的增加逐渐下降,且下降的局部变化因 $DMTL$ 有所不同。 $DMTL = 4$ 时,在 $DNXP$ 由 4.07 增加到 6.3 过程中, p_{cr} 由 9.5 kPa 下降到 8.8 kPa,下降了 7.36%,下降过程呈现波动性;而 $DMTL = 8$ 时,临界冷凝压力随 $DNXP$ 的增加几乎呈稳定的线型下降, p_{cr} 由 $DNXP = 4.07$ 的 10.3 kPa 下降到 $DNXP = 6.3$ 的 7.6 kPa,降低了 26.2%; $DMTL = 0.5$ 喷射器的临界冷凝压力下降了 17.4%。

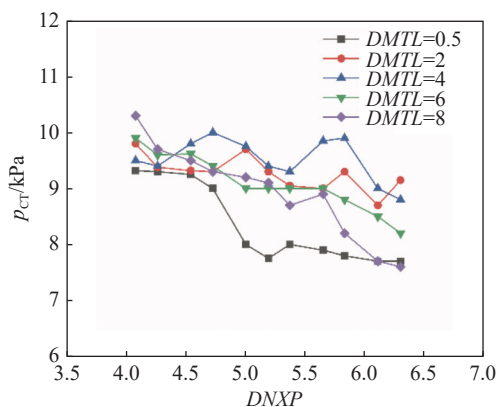


图9 喷嘴距对临界冷凝压力的影响

Fig. 9 Effect of nozzle distance on critical condensation pressure

实际上,临界冷凝压力的下降与混合流体的总动能有关。通过对 $DMTL = 4$ 的喷射器进行数值模拟发现,随着 $DNXP$ 的增加,混合室收敛段内的涡流逐渐增大,如图 10 所示,原因是 $DNXP$ 的增加,加剧了流体与混合室壁的碰撞,导致流体边界层分离愈加严重,混合流体总动能减小,临界冷凝压力下降。由此可知,减小 $DNXP$ 能够增加流体的总动能,使喷射器获得更高的临界冷凝压力,但也要避免临界喷射系数的进一步降低(见图 6)。

为解释不同 $DMTL$ 喷射器的临界冷凝压力下降变化的差异,图 11 为 $DMTL = 0.5, 4, 8$ 喷射器在不同 $DNXP$ 的速度云图。由图可知, $DMTL = 4$ 的激波链长度最长,较强的射流冲量提高了扩压室的压力恢复能力,使得流体动能衰减速度随着 $DNXP$ 的

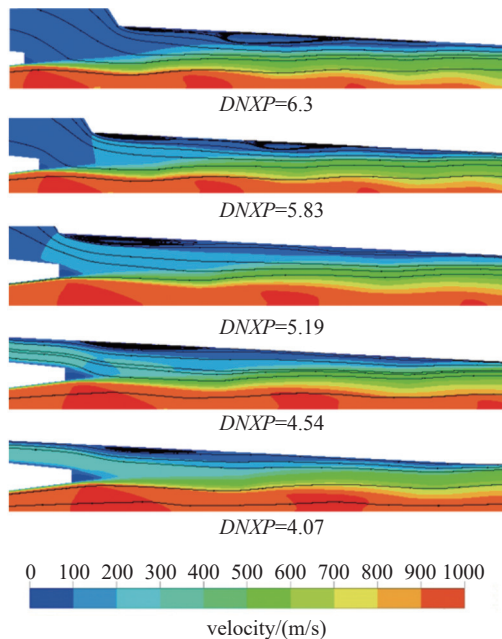


图10 $DMTL = 4$ 喷射器在不同喷嘴距的涡流图

Fig. 10 Eddy current diagram of ejector at different nozzle distances with $DMTL = 4$

增加有所减缓,但可能由于激波链在混合室喉部缓慢移动时,流体之间的相互作用力使得临界冷凝压

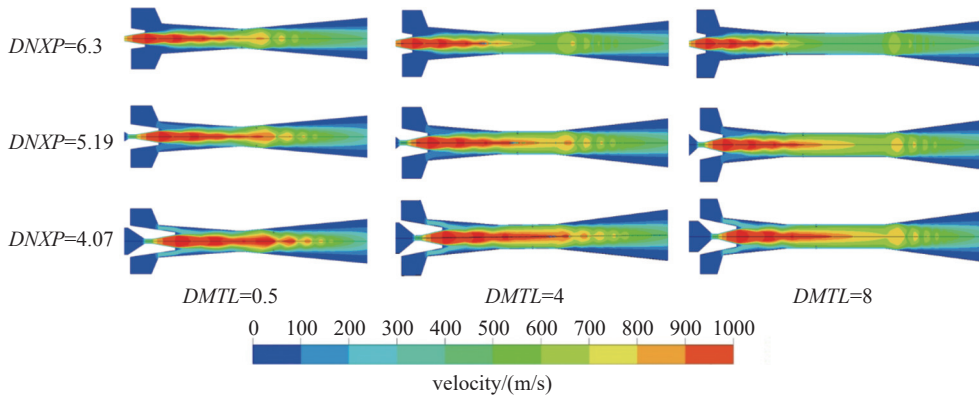


图11 $DMTL = 0.5, 4, 8$ 喷射器在不同喷嘴距的速度云图

Fig. 11 Velocity cloud image of ejector at different nozzle distances with $DMTL = 0.5, 4, 8$

2.3 喷嘴距和混合室喉部长度对喷射器不可逆性影响

不同 $DMTL$ 喷射器的热力学完善度随喷嘴距变化情况如图 12 所示。由图可知。在所有的 $DMTL$ 中,当 $DMTL = 4, DNXP = 5.83$ 时,热力学完善度达到最大值 0.21,此时增加或减小 $DNXP$ 都会导致热力学完善度减小。

为确定喷射器不可逆损失增加的原因及来源通过在 CFD 仿真后处理中建立熵产模型,得到喷射器内部熵产率分布。图 13 为 $DMTL = 4$ 时,不同 $DNXP$

力下降有所波动;当 $DMTL = 0.5$ 时,过短的喉部长度极易导致激波链由扩压室直接向混合室上游移动,临界冷凝压力急剧降低;当 $DMTL = 8$ 时,激波强度减弱(相比于 $DMTL = 4$),随着 $DNXP$ 的增加,受反向压力梯度影响,激波链向混合室移动速度加快,临界冷凝压力下降速度增大。

喷嘴距从 4.07 增加到 6.3 的过程中,在所有 $DMTL$ 中, $DMTL = 8$ 的喷射器在 $DNXP = 4.07 \sim 5$ 范围有最高的临界喷射系数,但最高临界冷凝压力在 $DNXP = 4.07 \sim 4.26$ 范围内; $DMTL = 0.5$ 的喷射器在 $DNXP = 5.19 \sim 6.3$ 范围有最高的临界喷射系数,但 $DNXP = 4.07 \sim 6.11$ 范围的临界冷凝压力最低,这与临界喷射系数所不一样的。

以上分析可知,一定混合室喉部长度的喷射器,其最高的临界喷射系数和临界冷凝压力对应的喷嘴距可能并不一致,不同 $DMTL$ 的喷射器的性能更是无法直观比较。因此,有必要对喷射器的不可逆性进行分析,在综合考虑喷射器临界喷射系数和临界冷凝压力的基础上,引入热力学完善度来对喷射器实际性能进行评判。

下喷射器的熵产分布情况。

由图可知,随着 $DNXP$ 的增加,混合室的熵产逐渐增加,扩压室内的熵产则相反,原因是 $DNXP$ 的增加,导致混合室内的流体边界层分离愈加严重,流体粘滞损失增加。相反,减小 $DNXP$,流体边界层分离减弱,射流总动量增加,第二冲击波逐渐向亚音速扩压室移动(见图 7),提高了喷射器的临界冷凝压力,这在 Ruangtrakoon 等^[15]的研究中得到证实。然而,他们却没有对第二冲击波带来的不可逆损失做更多研究。对此,本研究将做出重要补充。

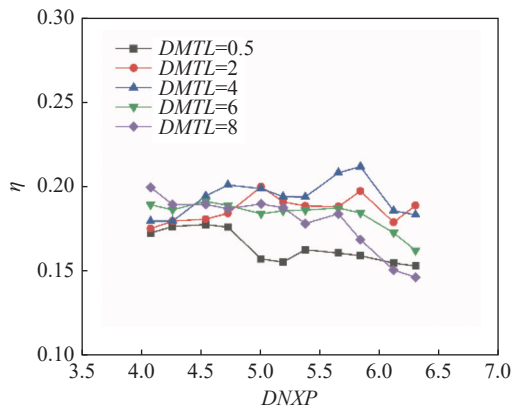


图12 临界模式下喷嘴距对热力学完善度的影响

Fig. 12 Effect of nozzle distance on thermodynamic perfection under double-choking mode

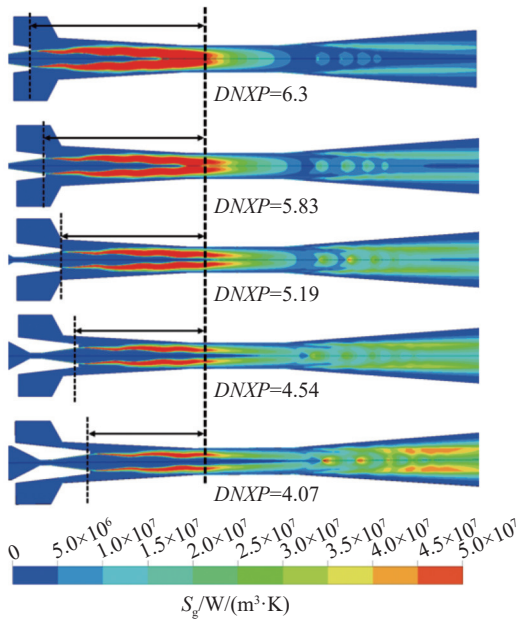


图13 DMTL = 4 喷射器在不同喷嘴距的熵产分布

Fig. 13 Ejector entropy production distribution at different nozzle distances with DMTL = 4

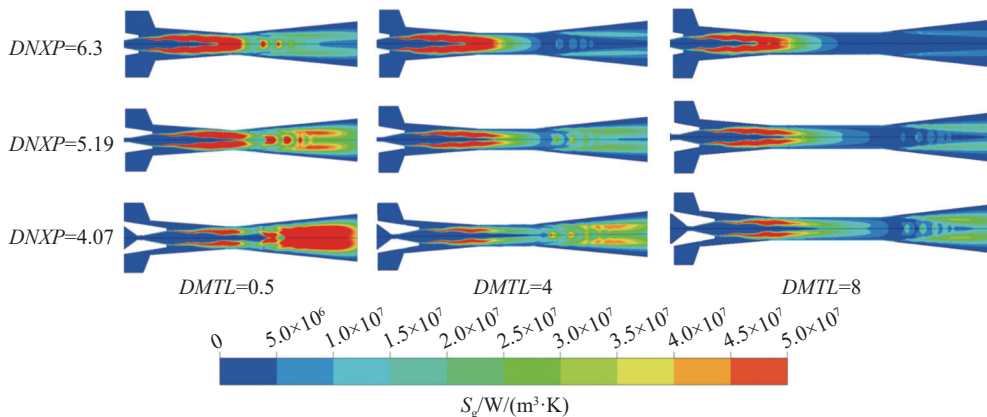


图14 DMTL = 0.5, 4, 8 喷射器在不同喷嘴距的熵产分布

Fig. 14 Ejector entropy production distribution at different nozzle distances with DMTL = 0.5, 4, 8

第二冲击波向扩压室移动,导致扩压室内流体的粘滞损失增大,熵产增加。因此可知,由喷嘴距引起的喷射器熵产主要来源于,两股入口流在混合室收敛段的混合和第二冲击波向扩压室出口的移动。

图 14 为 DMTL= 0.5, 4, 8 喷射器在不同 DNXP 的熵产分布。由图可知, DMTL= 0.5 喷射器的熵产变化最为急剧,如 DNXP = 4.07 时,熵产主要分布在扩压室,混合室的熵产较少,增加 DNXP 至 6.3,扩压室熵产急剧减小,混合室的熵产成为不可逆损失的主要来源,原因是 DNXP 较小时,工作蒸汽和引射蒸汽没有足够的长度混合均匀就进入扩压室,第二冲击波移动到扩压室中部(见图 11),增加扩压室内的粘性耗散;随着 DNXP 的增加,受反向压力梯度影响,激波链和第二冲击波迅速向混合室移动,加剧流体边界层分离,混合室熵产急剧增加。当 DMTL= 4 时,随着 DNXP 的增加,足够的喉部长度促使流体混合均匀,提高了扩压室的压力恢复能力,激波链及第二冲击波逐渐向上游移动,有效减缓了混合室熵产的增加。当 DMTL= 8 时,其激波链长度缩短(见图 11), DNXP 较小时,较长的喉部长度避免了第二冲击波直接冲向扩压室内部,减小了扩压室的熵产,此时热力学完善度最大。随着 DNXP 增加,多余的长度增加了流动阻力,导致没有足够的射流冲量,加快了第二冲击波向混合室移动,混合室熵产增加,扩压室的熵产最小。

由以上分析可知,改变喷嘴距,喷射器的临界喷射系数或临界冷凝压力达到最大时,其热力学完善度不一定最大。喷嘴距改变时,喷射器熵产主要来源于两股入口流在混合室收敛段的混合和第二冲击波向扩压室出口的移动,而混合室喉部长度直

接影响熵产的变化速率。

因此,对喷射器进行结构设计和优化时,在多种性能指标变化不一致的情况下,考虑减小设备的不可逆性,引入新的性能参数进行全面评估,可通过熵分析或 CFD 仿真进行结构的最佳组合,这对于实现喷射器结构和综合性能的多目标优化具有重要意义。

3 结论

本文以水蒸气为工质,通过实验与数值分析相结合方法,研究不同无量纲混合室喉部长度下,无量纲喷嘴距对喷射器性能的影响,研究结论如下:

(1)在不同的无量纲混合室喉部长度下,喷射器的临界喷射系数随着 $DNXP$ 的增加先增加后减小,在达到最佳无量纲喷嘴距($DNXP = 5.83$)时,临界喷射系数达最大值 0.45。合理的喷嘴距应使得工作蒸汽有足够的时间和空间引射更多引射蒸汽,但应避免激波链出现在混合室收缩段。

(2)在不同的无量纲混合室喉部长度下, $DNXP$ 的增加使得喷射器的临界冷凝压力呈下降趋势,当无量纲混合室喉部长度 $DMTL$ 为 4 时,其临界冷凝压力下降了 7.36%,下降速度最慢。

(3)在无量纲混合室喉部长度 $DMTL = 0.5, 2, 4, 6, 8$ 的喷射器中,当 $DMTL = 4$ 时,喷射器存在一最佳喷嘴距,使得临界喷射系数和热力学完善度同时达到最大值。由喷嘴距改变而引起的喷射器熵产主要来源于,两股入口流在混合室收敛段的混合和第二冲击波向扩压室出口的移动,提高扩压室的压力恢复能力能有效避免喷射器熵产的急剧增加。

(4)对于既定的工作蒸汽、引射蒸汽状态参数及喷射器径向尺寸,合理的喷嘴距和混合室喉部长度组合能使得喷射器的热力学完善度最高。当 $DMTL = 4, DNXP = 5.83$ 时,热力学完善度达到最大值 0.21。对喷射器进行结构设计和优化时,可通过 CFD 仿真来实现结构的最佳组合。

参 考 文 献

- [1] Sokolo E, Zinger H M. Ejector[M]. Beijing: science press, 1977: 280 (索科洛夫 E, 津格尔 H M. 喷射器 [M]. 北京: 科学出版社, 1977: 280(in Chinese))
- [2] Shestonaloy K O, Huang B J, Peterenko V O, et al. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 55: 201–211
- [3] Huang B J, Chang J M, Wang C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(5): 354–364
- [4] Yu Wenyan, Wang Haibo, Tian Rui. Influence of axial structure parameters of mixing chamber on performance of steam ejector[J]. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 2018, 38(06): 455–458 (于文艳, 王海博, 田瑞. 混合室轴向结构参数对蒸汽喷射器性能的影响 [J]. *真空科学与技术学报*, 2018, 38(06): 455–458(in Chinese))
- [5] Dong J M, Hu Q Y, Yu M Q, et al. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 174: 115204
- [6] Wang Zhiyan, Hu Linjing, Xi Dongmin, et al. Effect of mixing chamber structure on the performance of steam ejector[J]. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 2020, 40(02): 180–186 (王志艳, 胡林静, 席东民, 等. 混合室结构对蒸汽喷射器性能的影响 [J]. *真空科学与技术学报*, 2020, 40(02): 180–186(in Chinese))
- [7] Wu H Q, Liu Z L, Han B, et al. Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance[J]. *Desalination: The International Journal on the Science and Technology of Desalting and Water Purification*, 2014, 353: 15–20
- [8] Yapc R, Ersoy H K, Aktoprako A, et al. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(7): 1183–1189
- [9] Yana J, Caia W, Li Y. Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant[J]. *Renewable Energy*, 2012, 46: 155–163
- [10] Tashtoush B, Alshare A, Al-rifai S. Performance study of ejector cooling cycle at critical mode under superheated primary flow[J]. *Energy Conversion & Management*, 2015, 94(2): 300–310
- [11] ESDU. Jet pumps, data item 86030. London: ESDU International Ltd, 1985
- [12] Poirier M. Influence of operating conditions on the optimal nozzle exit position for vapor ejector[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 210: 118377
- [13] Yan J, Lin C, Cai W J. et al. Experimental study on key geometric parameters of an R134A ejector cooling system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 67: 102–108

- [14] Chong D T, Hu M Q, Chen W X, et al. Experimental and numerical analysis of supersonic air ejector[J]. *Applied Energy*, 2014, 130: 679–684
- [15] Ruangtrakoon N, Thongtip T, Aphornratana S, et al. CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2013, 63: 133–145
- [16] Rusly E, Aye L, Charters W, et al. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(7): 1092–1101
- [17] Chen S J, Chen G M, Fang L Y. An experimental study and 1-D analysis of an ejector with a movable primary nozzle that operates with R236fa[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 60: 19–25
- [18] Valle D G J, Jabardo S J, Ruiz C F, et al. An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 46: 105–113
- [19] Kumar V, Subbarao P M V, Singhal G. Effect of nozzle exit position (NXP) on variable area mixing ejector[J]. *SN Applied Sciences*, 2019, 1(11): 1–9
- [20] Shi Hailu, Liu Huadong, Wei Xinli, et al. Study on the influence of nozzle distance on the performance of ejector and double evaporation compression/jet refrigeration system[J]. *Journal of Chemical Engineering in Universities*, 2019, 33(02): 321–328 (史海路, 刘华东, 魏新利等. 喷嘴距对喷射器及双蒸发压缩/喷射制冷系统性能的影响研究[J]. *高校化学工程学报*, 2019, 33(02): 321–328(in Chinese))
- [21] Chen H J, Zhu J H, Ge J, et al. A cylindrical mixing chamber ejector analysis model to predict the optimal nozzle exit position[J]. *Energy*, 2020, 208: 118302
- [22] Cagri M, Okan G, Ayşe Ugurcan A, et al. Numerical investigation of the flow structures inside mixing section of the ejector[J]. *Energy*, 2018, 166: 1216–1228
- [23] Nguyen V V, Varga S, Soares J, et al. Applying a variable geometry ejector in a solar ejector refrigeration system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 113: 187–195
- [24] Wang L, Liu J P, Zou T, et al. Auto-tuning ejector for refrigeration system[J]. *Energy*, 2018, 161: 536–543
- [25] Han Y, Wang X D, Sun H, et al. CFD simulation on the boundary layer separation in the steam ejector and its influence on the pumping performance[J]. *Energy*, 2019, 167: 469–483
- [26] Ramesh A, Sekhar J S. Experimental and numerical investigations on the effect of suction chamber angle and nozzle exit position of a steam-jet ejector[J]. *Energy*, 2018, 164: 1097–1113
- [27] Ge J, Chen H J, Jin Y, et al. Conical-cylindrical mixer ejector design model for predicting optimal nozzle exit position[J]. *Energy*, 2023, 283: 129190
- [28] Ge J, Chen H J, Li J, et al. Experimental comparison of critical performance for variable geometry ejectors with different mixer structures[J]. *Chemical Engineering Journal*, 2023, 478: 147487
- [29] Giorgio B, Nicolò C, Lorenzo C, et al. Computational fluid-dynamics modelling of supersonic ejectors: screening of modelling approaches, comprehensive validation and assessment of ejector component efficiencies[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 186: 116431
- [30] Szabolcs V, João S, Rafael L, et al. On the selection of a turbulence model for the simulation of steam ejectors using CFD[J]. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2017, 12(3): 233–243
- [31] Chen H J, Zhu J H, Lu W. Optimized selection of one-and two-stage ejectors under design and off-design conditions[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 173: 743–752
- [32] Sierra-Pallares J, Valle D G J, Carrascal G P, et al. A computational study about the types of entropy generation in three different R134a ejector mixing chambers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 63: 199–213
- [33] Herwig H, Kock F. Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43(3): 207–215
- [34] Sciacovelli A, Verda V, Sciubba E. Entropy generation analysis as a design tool—A review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, 43: 1167–1181
- [35] Kock F, Herwig H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47: 2205–2215
- [36] ANSYS, ANSYS-FLUENT 15.0 User's Guide, 2013
- [37] Petrovic A, Svorcan J, Pejcev A, et al. Comparison of novel variable area convergent-divergent nozzle performances obtained by analytic, computational and experimental methods[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2018, 57: 206–225