

DOI: 10.19666/j.rlfed.202507134

# 基于混合卷吸机理的高温高压蒸汽引射器 热力学设计与结构优化

郭宇朦<sup>1,2</sup>, 马素霞<sup>2,3</sup>, 张敬贤<sup>2</sup>, 张嘉杰<sup>2,3</sup>

- 太原学院建筑与环境工程系, 山西 太原 030032;
- 太原理工大学电气与动力工程学院, 山西 太原 030024;
- 怀柔实验室山西研究院, 山西 太原 030024)

**[摘要]** 热电联产机组耦合蒸汽引射器技术能够有效实现热电联产解耦及深度电力调峰。作为系统核心部件, 蒸汽引射器的性能直接影响机组运行效率和稳定性。首先针对高温高压蒸汽引射器, 提出了一维热力学设计模型, 该模型考虑可压缩混合层发展特点, 首次基于混合卷吸机理, 引入可压缩混合层厚度概念, 确定引射器的径向尺寸; 然后采用数值模拟分析引射器性能及流场特性, 进一步优化轴向尺寸, 推荐最优结构为: 喷嘴距 6 mm、混合室长度 42 mm、扩压室角度 4.4°; 最后搭建实验系统验证设计方法, 基于设计方法设计的引射器的引射系数与实验值的平均相对误差为 6.6%, 验证了设计方法的准确性。研究结果可为高温高压蒸汽引射器的结构设计提供理论指导, 具有重要的工程应用价值。

**[关键词]** 热电联产; 引射器; 高温高压; 混合卷吸; 热力学模型

**[引用本文格式]** 郭宇朦, 马素霞, 张敬贤, 等. 基于混合卷吸机理的高温高压蒸汽引射器热力学设计与结构优化[J]. 热力发电, 2026, 55(3): 53-63. GUO Yumeng, MA Suxia, ZHANG Jingxian, et al. Thermodynamic design and structural optimization of a high-temperature high-pressure steam ejector based on mixing entrainment mechanism[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(3): 53-63.

## Thermodynamic design and structural optimization of a high-temperature high-pressure steam ejector based on mixing entrainment mechanism

GUO Yumeng<sup>1,2</sup>, MA Suxia<sup>2,3</sup>, ZHANG Jingxian<sup>2</sup>, ZHANG Jiajie<sup>2,3</sup>

- Department of Architecture and Environmental Engineering, Taiyuan University, Taiyuan 030032, China;
- College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;
- Shanxi Research Institute of Huairou Laboratory, Taiyuan 030024, China)

**Abstract:** Steam ejector technology integrated into combined heat and power systems enables effective thermal-electric decoupling and deep load following, with ejector performance directly influencing overall efficiency and operational stability. A one-dimensional thermodynamic design model for high-temperature and high-pressure steam ejectors is developed by incorporating the development characteristics of the compressible mixing layer. The concept of compressible mixing layer thickness is introduced based on the entrainment mechanism to determine the radial dimensions of the ejector. Numerical simulations are performed to evaluate ejector performance and flow field characteristics, which guide the optimization of axial dimensions. The optimal structural parameters are identified as a nozzle-to-mixing chamber distance of 6 mm, a mixing chamber length of 42 mm, and a diffuser angle of 4.4°. An experimental system is constructed to validate the proposed design method, and the results show an average relative error of 6.6% between the predicted and measured entrainment ratios, demonstrating the model's accuracy. The results provide a theoretical foundation for the structural design of high-temperature and high-

收稿日期: 2025-07-25 修回日期: 2025-09-01 接受日期: 2025-09-05 网络首发日期: 2026-02-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2020YFB0606302); 山西省基础研究计划项目(202403021222365); 太原学院青年项目(24TYQN22)

Supported by: National Key Research and Development Program (2020YFB0606302); Fundamental Research Program of Shanxi Province (202403021222365); Youth Research Project of Taiyuan University (24TYQN22)

第一作者简介: 郭宇朦(1990), 女, 博士, 讲师, 主要研究方向为灵活发电关键技术, ymguo1990@163.com。

通信作者简介: 马素霞(1966), 女, 博士, 教授, 主要研究方向为能源动力系统节能环保技术, masuxia@tyut.edu.cn。

pressure steam ejectors and hold significant potential for practical engineering applications.

**Key words:** thermal-electric decoupling; ejector; high-temperature and high-pressure; mixing entrainment; thermodynamic model

为应对气候变化和能源危机,我国积极推进煤电行业低碳转型,其中,风电和光伏发电成为可再生能源发电增量的主体。但热电联产机组“以热定电”的运行模式,严重制约了可再生能源的高效消纳。因此,提升热电机组灵活性已成为推动高比例可再生能源消纳的关键路径<sup>[1]</sup>。蒸汽引射器因其结构简单、无运动部件、运行压力范围广等优点,被逐步应用于热电联产系统的余热利用与灵活性提升改造中<sup>[2]</sup>。

蒸汽引射器是一种混合增压设备,主要由喷管、吸收室、混合室和扩压室组成。其工作原理:高压流体经喷管膨胀加速,在喷管出口处形成低压区,引射低压流体进入吸收室,两股流体在吸收室和混合室内混合后进入扩压室,实现压力提升。作为热电解耦系统的关键部件之一,蒸汽引射器性能的提升对于保障整个系统安全高效稳定运行具有重要意义。因此,优化引射器的热力学设计模型成为当前研究热点<sup>[3]</sup>。目前,蒸汽引射器热力学设计模型通常基于质量、动量以及能量守恒,对引射器的喷管、吸收室、混合室及扩压室进行一维建模。Keenan 等人<sup>[4]</sup>提出的“等压混合”理论为后续研究奠定了理论基础。基于“等压混合”理论的引射器设计模型的一个核心问题是混合压力的确定。Chen 等人<sup>[5]</sup>和 Huang 等人<sup>[6]</sup>认为,当引射流体处于壅塞状态时,壅塞压力即为混合压力。需要指出的是,当引射流体流速达到当地音速,即引射流体达到临界流状态时,称为引射器处于壅塞状态,此时引射流体对应的压力即为壅塞压力。Liu 等人<sup>[7]</sup>则指出混合压力应等于引射流体压力。然而,Liu 等人<sup>[8]</sup>和 Cardemil 等人<sup>[9]</sup>研究表明实际的混合压力介于引射流体的壅塞压力与引射流体压力之间,需结合具体工况确定。

引射器设计模型的另一核心问题在于如何准确描述工作流体与引射流体的混合过程。在引射器内部,喷管出口处的超声速工作流体与低速引射流体在剪切作用下形成超声速可压缩混合层。该混合层沿轴向不断发展,伴随强烈的质量、动量和能量交换,最终实现两股流体的充分混合。混合层的发展特性直接影响卷吸能力,是决定引射器引射性能

的关键因素。针对混合起始位置,不同研究结论不一致。Li 等人<sup>[10]</sup>、Chen 等人<sup>[5]</sup>和 Huang 等人<sup>[6]</sup>认为,工作流体与引射流体在喷管出口处尚未发生混合,直至引射流体在混合室入口达到壅塞状态后,混合过程才开始。而 Liu 等人<sup>[11]</sup>在建模过程中假设混合过程从吸收室喷管出口处开始,到混合室入口结束。上述研究在混合起始位置的确定上存在分歧,导致对混合过程的描述不一致。此外,现有模型对混合过程进行了简化,未能充分考虑混合层的形成与发展,仅通过引入等熵效率和面积修正系数来量化混合流动损失,导致模型精度受限<sup>[11-12]</sup>。现有设计模型通常只能计算关键径向尺寸,而喷嘴距、混合室长度、扩压室角度等轴向几何参数的设计,主要依赖于海水淡化、喷射制冷以及燃料电池等中低工况应用领域研究结果<sup>[13]</sup>。由于上述领域蒸汽引射器工况参数较低,相关研究结论难以满足高参数热电联产系统中蒸汽引射器的工程应用需求。综上所述,亟需在深入研究混合卷吸机理的基础上,建立精确度高、适用性广的高温高压工况蒸汽引射器径向尺寸几何设计模型,以及开展轴向尺寸结构优化研究。

针对上述问题,本文基于“临界圆”理论确定混合压力值。Zhu 等人<sup>[14]</sup>指出:当引射器达到临界状态时,混合室入口截面处形成极薄的混合层,在该混合层上流体速度达到声速,对应形成“临界圆”,该模型考虑了被引射流体的速度沿径向变化,为混合压力值的合理确定提供了理论依据。在此基础上,本文基于混合卷吸机理,首次引入了可压缩混合层厚度以准确描述混合过程,建立了一种高温高压蒸汽引射器的热力学设计模型,用于计算引射器的关键径向几何尺寸;然后结合引射器性能及流场特性分析,推荐了设计工况条件下最优喷嘴距、混合室长度和扩压室角度,形成了一套适用于高温高压条件的蒸汽引射器全尺寸设计方法;最后通过实验数据验证引射器设计理论的正确性,为高参数热电系统中蒸汽引射器的工程设计提供了理论支持。

## 1 热力学设计模型

本节将基于质量、动量及能量守恒,采用真实

流体物性, 结合混合卷吸机理, 建立混合压力的确定方法, 并引入混合层厚度参数, 对蒸汽引射器各部件建立热力学设计模型, 获得喷管、吸收室、混合室以及扩压室的径向尺寸。

### 1.1 引射器性能指标

引射系数 $\varepsilon$ 和临界背压是引射器设计与优化的2个关键参数。引射系数是引射流体的质量流量与工作流体的质量流量之比, 其表达式为:

$$\varepsilon = \frac{G_s}{G_p} \quad (1)$$

式中:  $G_s$  为引射流体的质量流量, kg/s;  $G_p$  为工作流体的质量流量, kg/s。

临界背压是指引射器在一定工作条件下能够稳定运行的最大出口背压。本文中, 将临界背压与引射流体压力之比定义为升压比 $\eta_{PRR}$  (Pressure Recovery Ratio, PRR), 其表达式为:

$$\eta_{PRR} = \frac{p_s}{p_{bc}} \quad (2)$$

式中:  $p_s$  为引射流体的压力, MPa;  $p_{bc}$  为临界背压, MPa。

### 1.2 模型假设

图1给出了蒸汽引射器结构示意图。其中, 截面 $t-t$ 为喷管喉部截面, 截面1-1为喷管出口截面, 截面2-2为混合室入口截面, 截面3-3为工作流体与引射流体混合完成截面, 截面4-4为第二激波发生位置(第一激波位于喷管出口处), 截面5-5为扩压室入口截面, 截面6-6为扩压室出口截面。

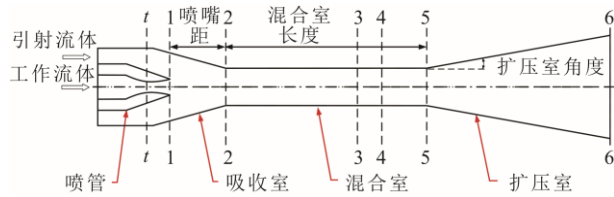


图1 蒸汽引射器结构示意图  
Fig.1 Schematic diagram of ejector modeling

为了简化建模过程, 基于“等压混合”引射器理论及其结构特点, 在设计引射器模型时引入这些假设: 1) 忽略引射器与外界环境的热交换; 2) 引射器工作在临界点; 3) 引射器内部流场处于稳定状态; 4) 工作蒸汽温度、速度和压力径向分布均匀, 除截面2-2外, 引射蒸汽温度、速度和压力径向分布均匀。在截面2-2处, 引射蒸汽速度径向分布不均, 引射蒸汽压力和温度径向分布均匀; 5) 工作蒸

汽和引射蒸汽在相同压力条件下混合。

#### 1.2.1 喷管设计

已知喷管入口工作蒸汽温度 $T_p$ 和工作蒸汽压力 $p_p$ , 可查得工作蒸汽焓值 $h_p$ 和工作蒸汽熵 $s_p$ 。

$$s_p, h_p = f(p_p, T_p) \quad (3)$$

假设喷管喉部压力 $p_t$ , 并根据喷管入口处工作蒸汽熵 $s_p$ , 可知理想等熵膨胀过程中喷管喉部焓值 $h_{t, is}$ 。引入喷管等熵效率 $\eta_n$ 来考虑工作蒸汽膨胀过程中的损失, 且 $\eta_n$ 数值由实验数据确定, 可知喷管喉部实际焓值 $h_t$ :

$$h_p - h_t = \eta_n (h_p - h_{t, is}) \quad (4)$$

对喷管入口和喉部所在的2个截面, 应用能量守恒方程可得喉部工作蒸汽速度 $v_t$ :

$$v_t = \sqrt{2(h_p - h_t)} \quad (5)$$

由于引射器工作在临界状态, 工作蒸汽在喷管喉部将发生壅塞, 其速度达到音速。则根据 $p_t$ 和 $h_t$ 可查得工作蒸汽喉部音速 $a_t$ 。

循环迭代 $p_t$ , 使 $|a_t - v_t| \leq \delta$ , 即可确定 $p_t$ 。

根据 $h_t$ 和 $p_t$ 可查得喷管喉部工作蒸汽熵 $s_t$ 和密度 $\rho$ 。根据质量守恒定律, 求得喷管喉部半径 $R_t$ :

$$m_p = \rho_t v_t A_t \quad (6)$$

$$A_t = \pi R_t^2 \quad (7)$$

根据工程实际需求, 确定引射器喷管工作蒸汽入口速度 $v_p$ , 根据 $T_p$ 和 $p_p$ , 查得入口工作蒸汽密度 $\rho_p$ , 结合质量守恒定律, 即可确定喷管入口半径 $R_i$ :

$$m_p = \rho_p v_p A_i \quad (8)$$

$$A_i = \pi R_i^2 \quad (9)$$

有研究学者表明, 喷管出口应为过膨胀状态<sup>[15]</sup>, 引射蒸汽压力为 $p_s$ , 则喷管出口截面1-1处工作蒸汽压力 $p_{p1}$ 为:

$$p_{p1} = \alpha p_s \quad (10)$$

注意系数 $\alpha$ 的取值不能过小, 否则会降低引射器效率<sup>[15]</sup>。

根据 $p_{p1}$ 和 $s_t$ , 查得理想等熵膨胀过程中喷管截面1-1处工作蒸汽理想焓值 $h_{p1, is}$ 。喷管截面1-1处工作蒸汽实际焓值 $h_{p1}$ 由下式确定:

$$h_t - h_{p1} = \eta_n (h_t - h_{p1, is}) \quad (11)$$

根据 $p_{p1}$ 和 $h_{p1}$ 可查得喷管截面1-1处工作蒸汽熵 $s_{p1}$ 和密度 $\rho_{p1}$ 。根据能量守恒方程和质量守恒方程, 即可求得喷管出口截面1-1半径 $R_1$ :

$$v_{p1} = \sqrt{2(h_t - h_{p1}) + v_t^2} \quad (12)$$

$$m_p = \rho_{p1} v_{p1} A_1 \quad (13)$$

$$A_1 = \pi R_1^2 \quad (14)$$

### 1.2.2 混合室设计

本节将基于亚-超临界混合层发展规律,在考虑卷吸效应的基础上计算确定混合室直径。混合层发展规律如图 2 所示。由于混合层内流体由工作流体和引射流体组成,因此,混合室进口截面半径由工作流体所占半径、混合层厚度和引射流体所占半径 3 部分组成。

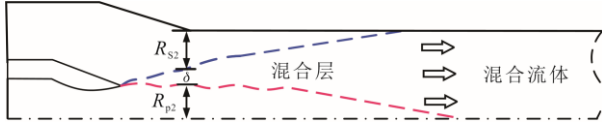


图 2 混合层发展规律

Fig.2 Schematic of mixing layer boundary development

#### 1) 工作蒸汽从截面 1-1 到截面 2-2 控制方程

假设混合压力  $p_m$ , 由  $p_m$  和  $s_{p1}$  可查得截面 2-2 处工作蒸汽密度  $\rho_{p2}$  和理想焓值  $h_{p2,is}$ 。

由于工作蒸汽流动过程受激波和混合层卷吸等因素影响,等熵关系无法准确反映工作蒸汽的膨胀过程。因此定义 2 个无量纲参数来表示工作蒸汽膨胀过程中理想状态与实际状态之间的差异,一个是受激波影响的等熵效率  $\eta_{p2}$ :

$$h_{p2,is} - h_{p1} = \eta_{p2}(h_{p2} - h_{p1}) \quad (15)$$

由能量守恒方程,可得截面 2-2 处工作蒸汽速度  $v_{p2}$ :

$$v_{p2} = \sqrt{2(h_{p1} - h_{p2}) + v_{p1}^2} \quad (16)$$

另一个无量纲参数是考虑受混合层夹带影响,工作蒸汽质量流量被卷吸到混合层内而减少,因此工作蒸汽质量流量减少量用  $\varphi_p$  来衡量:

$$\varphi_p = E_p = \frac{\Delta m_p}{m_p} \quad (17)$$

式中:  $\Delta m_p$  为混合层卷吸夹带工作蒸汽质量流量。

工作蒸汽卷吸率计算式如下:

$$\frac{\Delta m_s + m_p}{m_p} = 0.32 \frac{D_{NXP}}{D_1} \left( \frac{\rho_{p2}}{\rho_{p1}} \right)^{1/2} \quad (18)$$

式中:  $\Delta m_s$  为混合层卷吸夹带的引射蒸汽质量流量;  $D_{NXP}$  为喷嘴距。

可压缩混合层卷吸率理论计算表示为:

$$\frac{\Delta m_s}{\Delta m_p} = E_v(r, s) = s^{-1/2} \left[ 1 + 0.68 \left( \frac{1 - s^{-1/2} r}{1 + s^{-1/2} r} \right) \right] \quad (19)$$

式中:  $r$  和  $s$  分别为速度比和密度比,其定义如式(20)。

$$r = \frac{v_{p2}}{v_{p1}}, s = \frac{\rho_{p2}}{\rho_{p1}} \quad (20)$$

式中:  $v_{p2}$  和  $v_{p1}$  分别为截面 2-2 和 1-1 处工作蒸汽速度;  $\rho_{p2}$  和  $\rho_{p1}$  分别为截面 2-2 和 1-1 处工作蒸汽密度。根据质量守恒方程,即可求得截面 2-2 处工作蒸汽所占半径  $R_{p2}$ :

$$A_{p2} = \frac{m_p - \Delta m_p}{\rho_{p2} v_{p2}} \quad (21)$$

$$A_{p2} = \pi R_{p2}^2 \quad (22)$$

#### 2) 引射蒸汽从入口到截面 2-2 的控制方程

已知引射器入口引射蒸汽温度  $T_s$  和引射蒸汽压力  $p_s$ , 查得引射蒸汽焓值  $h_s$  和引射蒸汽熵  $s_s$ 。

假设  $p_m$ , 根据  $p_m$  和  $s_s$ , 查得截面 2-2 处引射蒸汽焓  $h_{s2}$ 。根据能量守恒方程,可计算得到引射蒸汽在截面 2-2 处速度  $v_{s2}$ :

$$v_{s2} = \sqrt{2(h_s - h_{s2})} \quad (23)$$

根据“临界圆”模型<sup>[14]</sup>,引射蒸汽在截面 2-2 的平均速度为  $v'_{s2}$ :

$$v'_{s2} = \frac{2v_{p2}}{R_2^2 - R_{p2}^2} \left( \frac{nR_2^2}{n+1} \left( 1 - \frac{R_{p2}}{R_2} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \frac{nR_2^2}{2n+1} \left( 1 - \frac{R_{p2}}{R_2} \right)^{\frac{2n+1}{n}} \right) \quad (24)$$

$$R_2 = R_{p2} + R_{s2} \quad (25)$$

式中:  $R_{p2}$  为工作蒸汽在截面 2-2 处半径;  $R_{s2}$  为引射蒸汽在截面 2-2 处半径;  $n$  为引射蒸汽速度分布特性,其表达式为:

$$n = \frac{\ln \left( 1 - \frac{R_{p2}}{R_2} \right)}{\ln \left( \frac{T_{s2}}{T_{p2} M_{p2}^2} \right)} \quad (26)$$

式中:  $T_{p2}$  为工作蒸汽在截面 2-2 处温度;  $T_{s2}$  为引射蒸汽在截面 2-2 处温度;  $M_{p2}$  为工作蒸汽在截面 2-2 处马赫数。

循环迭代  $p_m$ , 使  $|v'_{s2} - v_{s2}| \leq \varepsilon$ , 即可确定  $p_m$ 。

2-2 截面处引射蒸汽质量流量  $m_{s2}$  为:

$$m_{s2} = m_s - \Delta m_s \quad (27)$$

根据质量守恒,即可求得截面处 2-2 工作蒸汽所占直径  $R_{s2}$ :

$$A_{s2} = \frac{m_{s2}}{\rho_{s2} v_{s2}} \quad (28)$$

$$A_{s2} = \pi R_{s2}^2 \quad (29)$$

### 3) 混合层厚度

考虑压缩性、喷管出口工作蒸汽和引射蒸汽速度比  $r$  和密度比  $s$  的影响, Slessor 等人<sup>[16]</sup>提出了混合层厚度增长率  $\delta_c$  的计算式:

$$\delta_c = \frac{d\delta}{dx} = C_\delta f_1(Mc) \left( \frac{1-r}{1+r\sqrt{s}} \right) \left( \frac{1+\sqrt{s}}{2} \right) \times \left( 1 - \left( \frac{(1-\sqrt{s})/(1+\sqrt{s})}{1+1.29(1+r)/(1-r)} \right) \right) \quad (30)$$

式中:  $C_\delta$  为需要通过实验来确定的一个经验系数, 经验取值为 0.25~0.45。  $f_1(Mc)$  半经验公式为:

$$f_1(Mc) = 0.2 + 0.8e^{-3Mc^2} \quad (31)$$

式中:  $Mc$  为对流马赫数, 可衡量超音速混合层中可压缩效应对流场结构的影响, 定义如下:

$$Mc = \frac{v_{p1} - v_s}{a_{p1} + a_s} \quad (32)$$

式中:  $0.5 \leq Mc \leq 1$ , 当  $Mc$  超出该范围时, 激波与边界层耦合作用增强, 建议结合 CFD 或实验校核。

则混合室入口超音速混合层厚度  $\delta$  计算式为:

$$\delta = \delta_c D_{NXP} \quad (33)$$

混合室入口, 即截面 2-2 直径  $D_2$  可表示为:

$$D_2 = 2(\delta + R_{p2} + R_{s2}) \quad (34)$$

由上述混合室建模分析可知, 与现有设计模型相比, 本文所提出的模型在混合室建模方法上具有一定创新性。具体而言, 本文引入了“临界圆”模型确定混合压力。此外, 现有模型在计算工作蒸汽和引射蒸汽所占混合室入口截面积时, 通常通过引入经验系数表征工作蒸汽的流动过程中质量流量的减少, 未考虑混合层形成与发展规律, 导致模型在变工况下的适用性和计算精度受限。本文首次结合混合层发展规律, 基于混合卷吸机理, 实现了对混合层厚度的计算, 进而精确确定了工作流体与引射流体在混合室入口处的截面积占比, 最终实现了对混合室直径的准确计算。

#### 1.2.3 扩压室设计

工作蒸汽和引射蒸汽混合过程的动量守恒方程为:

$$(m_s + m_p)v_3 = \eta_m(m_{p2}v_{p2} + m_{s2}v_{s2} + \Delta m_{p2}a_{p2} + \Delta m_{s2}a_{s2}) \quad (35)$$

式中:  $v_3$  为混合流体在截面 3-3 处速度;  $\eta_m$  为混合过程中的动量损失。

基于能量守恒定律, 可得混合流体在截面 3-3 处焓值  $h_3$ :

$$m_p \left( h_{p1} + \frac{v_{p1}^2}{2} \right) + m_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \left( h_3 + \frac{v_3^2}{2} \right) \quad (36)$$

根据  $h_3$  和  $p_m$  可查得混合流体在截面 3-3 处密度  $\rho_3$ 。根据模型假设, 在截面 4-4 处有激波, 控制方程如下:

$$\rho_3 v_3 = \rho_5 v_5 \quad (37)$$

$$p_m - p_5 = \rho_3 v_5^2 - \rho_3 v_3^2 \quad (38)$$

$$h_3 + \frac{v_3^2}{2} = h_5 + \frac{v_5^2}{2} \quad (39)$$

式中:  $v_5$  为混合流体在截面 5-5 处速度;  $\rho_5$  为混合流体在截面 5-5 处密度;  $p_5$  为混合流体在截面 5-5 处压力。

$$p_5' = f(h_5, p_5) \quad (40)$$

假设  $\rho_5$ , 循环迭代  $\rho_5$ , 使  $|p_5' - p_5| \leq \varepsilon$ , 即可确定  $\rho_5$ 。

已知混合流体在截面 5-5 处焓值  $h_5$  和压力  $p_5$ , 可查得混合流体熵  $s_5$ 。假设截面 6-6 处压力为  $p_6$ , 可知理想等熵膨胀过程中截面 6-6 处理想焓值  $h_{6,is}$ :

$$h_{6,is} = f(s_5, p_6) \quad (41)$$

$$s_5 = s_6 \quad (42)$$

扩压室部件效率  $\eta_d$  用于表征流体再压缩过程中的不可逆性。则截面 6-6 处实际焓值  $h_6$  可由下式求得:

$$h_{6,is} - h_6 = \eta_d (h_6 - h_5) \quad (43)$$

扩压室出口速度  $v_6$  已知, 则基于能量守恒定律可得混合流体在截面 6-6 处焓值  $h_6'$ :

$$h_6' + \frac{v_6^2}{2} = h_5 + \frac{v_5^2}{2} \quad (44)$$

循环迭代  $p_6$ , 使  $|h_6' - h_6| \leq \varepsilon$ , 即可确定  $p_6$ 。

根据  $p_6$  和  $h_6$ , 可查得混合流体在截面 6-6 处密度  $\rho_6$ 。根据质量守恒, 即可求得扩压室出口截面 6-6 的半径  $R_6$ :

$$A_6 = \frac{m_s + m_p}{\rho_6 v_6} \quad (45)$$

$$A_6 = \pi R_6^2 \quad (46)$$

由上述热力学模型设计方法能够确定蒸汽引射器的部分关键径向尺寸, 如喷管进口半径、喷管喉部半径、喷管出口半径、混合室半径以及扩压室出口半径。

## 2 热力学模型验证

国内某电厂首次将进口蒸汽引射器应用于350 MW 热电联产机组,利用锅炉部分主蒸汽作为引射器的工作蒸汽,引射高压缸部分排汽,从而实现热电解耦,提升机组供热能力与运行灵活性<sup>[17]</sup>。表1给出了该蒸汽引射器设计工况<sup>[17]</sup>,表2给出了本文几何设计模型预测结果与该电厂投运的蒸汽引射器几何结构参数对比。

表1 某电厂蒸汽引射器设计工况

Tab.1 Design condition of the steam ejector in a power plant

工作条件	压力/MPa	温度/℃
工作蒸汽	11.7	500
引射蒸汽	3.0	318
混合蒸汽	3.8~4.0	380~450

表2 本文热力学设计模型预测结果与a现场蒸汽引射器几何结构参数对比

Tab.2 Comparison between the predicted and measured geometrical parameters the for the steam ejector

结构参数	实验值/mm	计算值/mm	误差/%
喷管进口直径	101	103.51	2.485
喷管出口直径	72	74.11	2.931
混合室直径	126	123.97	-1.611
扩压室出口直径	315	311.66	-1.060

在本设计模型中,所有系数的取值为: $\eta_n=0.95$ , $\alpha=0.95$ , $\eta_{p2}=0.94$ , $C_{\delta}=0.43$ , $\eta_d=0.91$ 。由表2中预测结果与实际几何尺寸的误差结果可知,本文所建立的热力学设计模型的计算结果与实验数据误差在 $\pm 3\%$ 内。

## 3 喷嘴距、混合室长度及扩压室角度优化设计

通过对热力学设计模型的分析,可以确定引射器径向尺寸。现有研究表明,引射器部分轴向尺寸(如喷嘴距、混合室长度以及扩压室角度)对蒸汽引射器性能具有重要影响,且这些参数存在最优值。此外,最优结构参数与工况条件密切相关<sup>[13]</sup>。然而,目前已有研究主要集中于中低压工况,对高温高压工况下引射器结构参数的优化研究相对不足。因此,本节将采用数值模拟方法针对高温高压工况,根据本文设计工况(表3),开展引射器轴向结构参数的优化研究,提升其在高温高压工况下的性能。

本文采用 SST  $k-\omega$  湍流模型揭示引射器内部的流动特性和能量传递过程。建立了二维轴对称模型<sup>[118-19]</sup>进行数值模拟。计算采用 FLUENT 20.0 作为求解器。工质的物性参数均来自 FLUENT 内置的 NIST 数据库。计算过程中,选用基于压力的隐式求解器,对流项采用二阶迎风格式,扩散项采用中心差分格式进行离散。工作流体和引射流体的入口边界条件设为压力入口,混合流体的出口边界条件设为压力出口。壁面假设为光滑、无滑移、绝热等熵边界条件。计算收敛标准设定为所有残差数值小于  $10^{-7}$ 。

表3 本文蒸汽引射器设计工况

Tab.3 Design condition of the steam ejector in this study

工作条件	压力/MPa	温度/℃
工作蒸汽	11.0	500
引射蒸汽	2.5	250

本文采用结构化四边形网格,在壁面边界层和速度变化剧烈的区域进行网格加密。经过网格独立性验证,确定数值计算的网格数量约为30万,相关验证结果详见参考文献<sup>[20]</sup>。此外,本文所建立的数值模型已在前期研究中得到验证,验证结果表明该模型在模拟蒸汽引射器内部流动特性方面具有良好的准确性与可靠性<sup>[20]</sup>。

### 3.1 喷嘴距优化

喷嘴距 (nozzle exit position,  $D_{NXP}$ ) 为喷管出口到混合室入口之间的距离。图3给出了引射系数和升压比随喷嘴距变化趋势,图4给出了不同喷嘴距条件下马赫数分布。

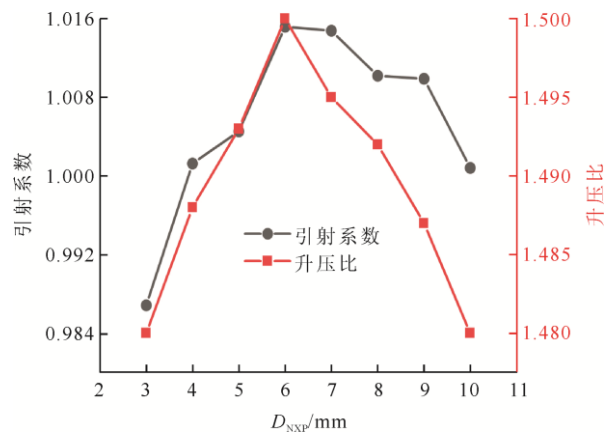


图3 引射系数和升压比随喷嘴距变化趋势

Fig.3 Change trends of entrainment ratio and pressure recovery ratio with nozzle exit position

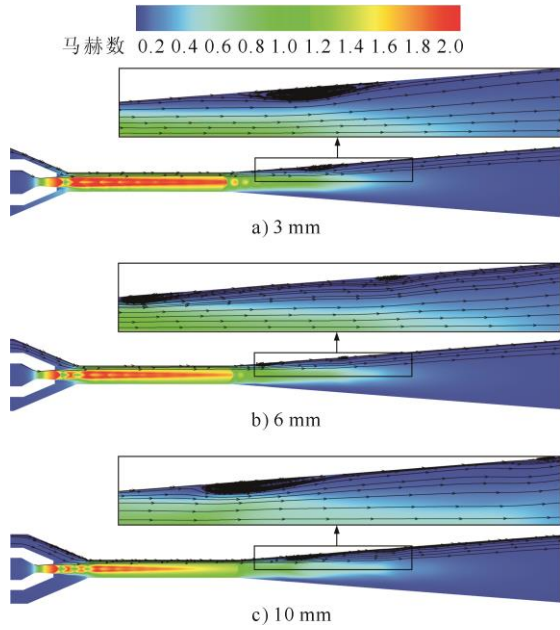


图4 不同喷嘴距条件下的马赫数分布  
Fig.4 Mach number contours at different nozzle exit positions

由图3可知，引射系数和升压比均随喷嘴距的增加先增大后减小。当喷嘴距由2 mm增加至6 mm时，引射系数由0.987增加至1.015，升压比由1.48增加至峰值1.50，分别提升2.9%和1.4%；喷嘴距继续增大至10 mm时，引射系数下降至1.000，升压比下降至1.48。这是因为过大的喷嘴距导致较大的流动阻力和能量损失，降低引射能力，引射系数下降。同时，过大的喷嘴距使激波串延伸至扩压室，导致流场不稳定，并在扩压室内壁面形成较大范围的涡流，从而降低引射器的升压能力（图4）。综上所述，存在一个最优喷嘴距，在确保混合充分的同时抑制能量损失与扩压室内激波干扰，从而实现引射器性能最优。

### 3.2 混合室长度优化

图5给出了引射系数和升压比随混合室长度变化趋势，图6给出了不同混合室长度条件下马赫数分布。由图5可知，在本研究工况下，引射系数不随混合室长度的变化而改变，维持在1.015左右，表明混合室长度对引射能力影响相对较小。但是随着混合室长度增加，升压比呈现出先上升后下降的变化趋势。当混合室长度从12 mm增加至42 mm时，升压比由1.31提升至最大值1.50，增长约14.5%；但继续增大至57 mm后，升压比下降至1.36，降低幅度为9.3%。说明存在最优混合室长度使得升压比最大，本文设计工况下的最优混合室长

度为42 mm。这是因为在较短混合室中，一方面工作蒸汽和引射蒸汽的混合时间和空间有限，导致工作蒸汽和引射蒸汽的动量和能量交换不充分，进入扩压室的混合流体的混合效率较低，扩压室升压能力较差；另一方面在较短的混合室内激波串强度较高，激波串延伸至扩压室，降低了扩压室升压效率。当混合室加长至42 mm，混合层有足够长度完成动量与能量交换，激波串控制在混合室内，有利于扩压室形成稳定膨胀，提升升压效率。若继续增大混合室长度，虽然工作蒸汽和引射蒸汽混合更充分，但流体在混合室内流动损失也随之增加，导致进入扩压室的流体动能较低，且扩压室内壁面形成较大的涡流范围（图6），能量损失增加，从而降低引射器升压比。当混合室长度为42 mm时，既能保证引射能力，又能使引射器升压比达到最大。因此存在最优混合室长度，使引射器性能最佳。

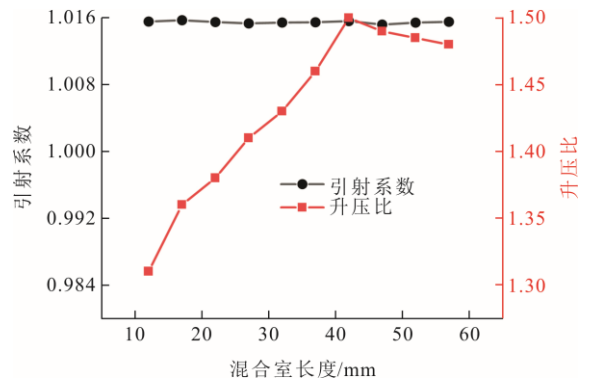


图5 引射系数和升压比随混合室长度变化趋势  
Fig.5 Change trends of entrainment ratio and pressure recovery ratio with mixing chamber length

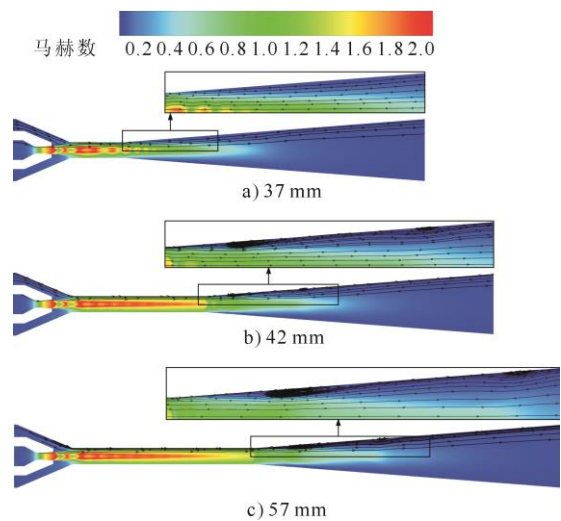


图6 不同混合室长度条件下的马赫数分布  
Fig.6 Mach number contours with different lengths of the mixing chamber

### 3.3 扩压室角度优化

图 7 给出了引射系数和升压比随扩压室角度变化趋势，图 8 给出了不同扩压室角度条件下马赫数分布。

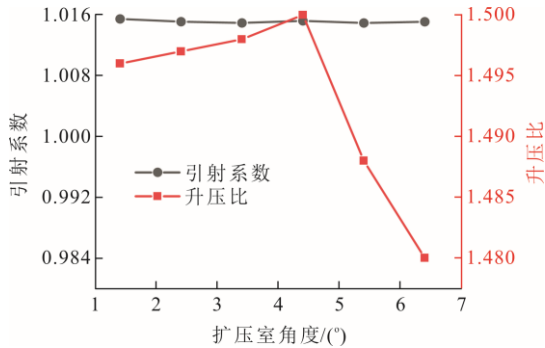


图 7 引射系数和升压比随扩压室角度变化趋势  
Fig.7 Change trends of entrainment ratio and pressure recovery ratio with diffuser angles

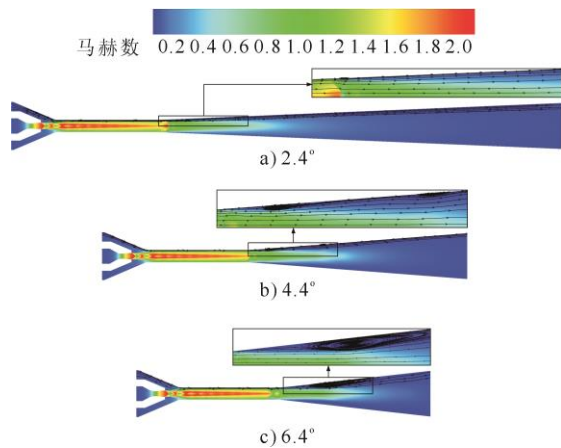
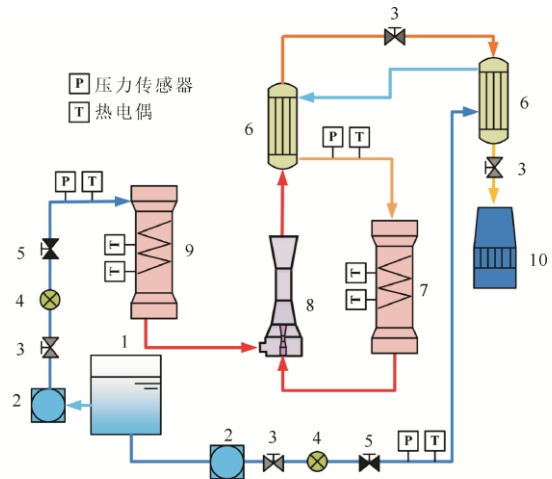


图 8 不同扩压室角度下马赫数分布  
Fig.8 Mach number contours with different diffuser angles

由图 7 可知，引射系数基本保持在 1.015 左右，受扩压室角度变化影响较小（波动幅度小于 1%）。相比之下，升压比对扩压室角度更为敏感，表现出先升后降的变化趋势。当扩压室角度从 2.0° 增加至 4.4° 时，升压比从 1.49 提升至最大值 1.50。这是因为当扩压室角度过小时，过长的扩压室会增大流动损失，降低扩压室的升压效率；此外，过长的扩压室还会增加制造和安装成本。若扩压室角度进一步增大至 6.4°，升压比下降至 1.48。这是因为当扩压室角度过大时，扩压室内流场稳定性较差，内壁面会形成较大范围涡流，增加能量损失，降低扩压室的升压效果。因此，综合考虑流动性能与工程可实现性，推荐扩压室角度为 4.4°，可兼顾引射器的升压能力与结构经济性。

### 4 本文设计方法验证

为进一步验证所提高温高压蒸汽引射器设计方法的准确性，本文搭建了高温高压蒸汽引射器实验系统并开展了相关实验研究。图 9 为高温高压蒸汽引射器实验系统示意，图 10 为高温高压蒸汽引射器实验系统照片。实验系统采用两路去离子水分别作为工作流体与引射流体：一路经高压柱塞泵加压后，依次通过换热器与高压预热器升温至所需工况，作为工作流体进入引射器；另一路经低压柱塞泵提升压力后，通过低压预热器加热至目标温度，作为引射流体引入引射器。两股流体在引射器内部发生混合并完成增压过程后流出，引射器出口的混合流体经换热器换热，随后进入冷却塔降温，最终排出系统。



1—水箱；2—柱塞泵；3—调节阀；4—流量计；5—单向阀；6—换热器；7—高压预热器；8—引射器；9—低压预热器；10—冷却塔。

图 9 高温高压蒸汽引射器实验系统示意  
Fig.9 Schematic diagram of the high-temperature and high-pressure steam ejector experimental system

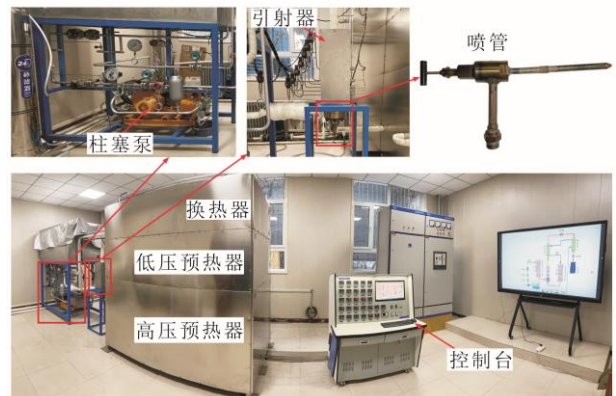


图 10 高温高压蒸汽引射器实验系统照片  
Fig.10 Photographs of the high-temperature and high-pressure steam ejector experimental system

本文设计工况见表 3，采用本文设计方法确定的引射器结构参数见表 4，图 11 给出了引射器的实验性能结果。由实验数据可知：当背压小于临界背压时，引射系数基本不随背压变化，引射器处于临界工况区间，运行稳定；当背压超过临界背压后，引射系数随背压的增加而下降，呈现引射器性能随背压变化的典型响应特性。由此可知，本文所设计的引射器在设计工况下工作稳定，且与经典运行特性一致。

表 4 本文设计方法确定的引射器结构尺寸 单位：mm  
Tab.4 Structural dimensions of the ejector determined by the proposed design method

结构参数	数值
喷管入口半径	4.74
喷管喉部半径	2.08
喷管出口半径	2.74
喷嘴距	6.00
混合室直径	4.98
混合室长度	42.00
扩压室长度	95.29
扩压室出口直径	19.64

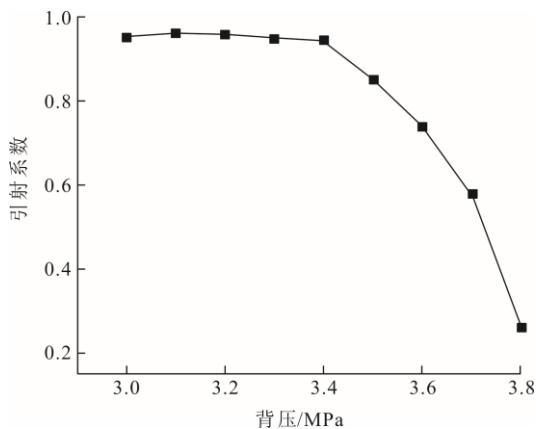


图 11 引射系数随背压变化趋势

Fig.11 Change of the entrainment ratio with back pressure

此外，在图 11 所示的引射器性能曲线中，取临

界工况区间全部测点，对所有引射系数进行算术平均，得到实验平均值为 0.934，且本文设计引射系数为 1.000，二者的平均相对误差为 6.6%。图 12 给出了变工况条件下引射系数误差分布。由图 12 中引射器性能预测结果可知，在变工况条件下引射系数的预测误差在  $\pm 10\%$  内，进一步表明本文提出的高温高压蒸汽引射器设计模型具有较高的准确性与有效性。

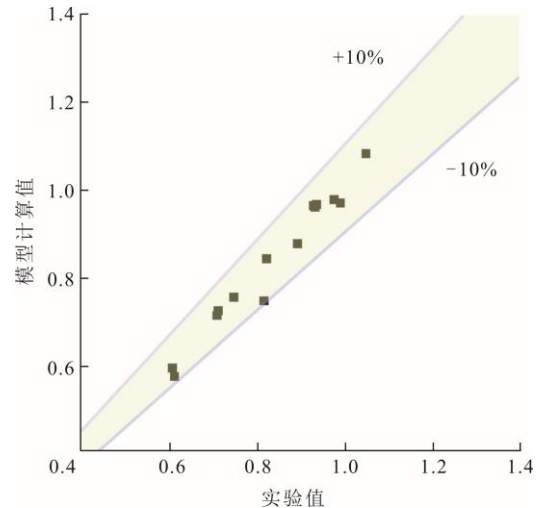


图 12 变工况条件下引射系数误差分布  
Fig.12 Error distribution of the entrainment ratio under variable operating conditions

为进一步验证本文设计模型相比于现有模型的优势，基于 Huang 等人<sup>[6]</sup>的公开实验数据，对比了本文设计模型与 Kumar 等人<sup>[21]</sup>提出的设计模型计算所得的面积比（即混合室面积与喷管喉部面积之比），结果见表 5。由表 5 可知，本文设计模型计算得到的面积比误差明显小于 Kumar 等人的设计方法，且误差小于  $\pm 6\%$ 。

综上所述，由于文中设计模型采用了“临界圆”理论结合可压缩混合层发展特点，克服了传统模型关于混合过程描述不准确、依赖经验系数等问题，提高了预测精度。

表 5 本文模型及文献[21]设计模型的面积比计算值与文献[6]实验值比较

Tab.5 Comparison of area ratios: calculated by the proposed model, the one in reference [21], versus the experimental data in reference [6]

编号	工作压力/kPa	引射压力/Pa	背压/kPa	文献[6]实验值	文献[21]误差/%	本文误差/%
1	604	104 710	40	9.83	1.473	0.875
2	604	120 540	40	8.25	-3.010	-1.806
3	604	127 630	40	7.26	-4.790	-4.766
4	604	126 780	40	7.73	-5.300	-5.201
5	604	142 300	40	6.44	-7.730	-4.271
6	538	107 670	40	8.28	0.493	0.374
7	538	122 180	40	6.99	-0.950	-0.458

续表

编号	工作压力/kPa	引射压力/Pa	背压/kPa	文献[6]实验值	文献[21]误差/%	本文误差/%
8	538	128 050	40	6.44	-4.290	-3.711
9	465	102 180	40	7.73	1.466	1.255
10	400	91 212	40	7.73	-1.710	-1.242
11	604	105 080	47	9.83	4.098	2.757
12	604	110 300	47	9.41	1.404	0.893
13	604	129 770	47	7.26	-0.790	-0.496
14	538	116 120	47	7.73	1.791	1.578
15	538	130 640	47	6.44	-1.530	-0.978
16	465	90 559	47	9.41	3.783	3.751
17	465	116 120	47	6.44	-2.910	-2.531
18	400	80 595	47	9.41	2.940	2.561
19	400	91 541	47	7.73	6.314	5.718

## 5 结 论

本文针对高温高压工况，构建了一维热力学设计模型与数值模拟相结合的蒸汽引射器优化设计方法。首次将“临界圆”理论引入一维热力学设计模型用于确定混合压力，并结合混合卷吸机理与流场特性，提出了混合室入口直径及轴向结构参数的优化方法，主要结论如下。

1) 基于质量、动量以及能量守恒，采用真实气体物性，提出了一种适用于高温高压蒸汽引射器的径向尺寸热力学设计计算模型。在混合卷吸机理基础上，引入“临界圆”模型，确定了混合压力。此外，模型根据可压缩混合层发展特点，引入可压缩混合层厚度概念，确定了引射器关键径向尺寸。模型计算结果与现场实验数据吻合良好。

2) 综合引射器升压性能、引射能力以及流场特性分析，在本文设计工况条件下，推荐引射器轴向最佳结构参数分别为：喷嘴距 6 mm、混合室长度 42 mm、扩压室角度 4.4°。

3) 搭建了高温高压蒸汽引射器实验系统，实验获得的引射系数与设计值的平均相对误差为 6.6%，验证了设计方法的准确性。与喷射制冷领域实验数据对比表明，本文模型在混合室面积比预测中的误差小于 ±6%，精度优于现有模型。

### [参 考 文 献]

[1] 周天羽, 张一农, 徐钢, 等. 考虑调峰辅助服务收益的耦合储热罐热电联产机组运行调度研究[J]. 热力发电, 2025, 54(5): 92-101.  
ZHOU Tianyu, ZHANG Yinong, XU Gang, et al. Research on operation scheduling of cogeneration units coupled with heat storage tank considering peak shaving ancillary service income[J]. Thermal Power Generation,

2025, 54(5): 92-101.  
[2] 夏大伟, 张少锋, 李玲, 等. 热电联产系统集成蒸汽喷射器性能分析[J]. 热力发电, 2024, 53(11): 147-154.  
XIA Dawei, ZHANG Shaofeng, LI Ling, et al. Performance analysis of integrated steam injectors in cogeneration systems[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(11): 147-154.  
[3] SONG Y J, WANG C, WANG L, et al. Design criterion of critical mode ejector for PEMFC hydrogen supply and recycle system[J]. Applied Energy, 2025, 377: 124566.  
[4] KEENAN J H, NEUMANN E P, LUSTWERK F. An investigation of ejector design by analysis and experiment[J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1950, 72: 299-309.  
[5] CHEN W X, LIU M, CHONG D T, et al. A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(6): 1750-1761.  
[6] 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.  
[7] LIU F, GROLL E A. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 52(2): 360-370.  
[8] LIU J P, WANG L, JIA L. A predictive model for the performance of the ejector in refrigeration system[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 150: 269-276.  
[9] CARDEMIL J M, COLLE S. A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration[J]. Energy Conversion and Management, 2012, 64: 79-86.  
[10] LI F L, TIAN Q, WU C Z, et al. Ejector performance prediction at critical and subcritical operational modes[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115: 444-454.  
[11] LIU Y, YU M Q, YU J L. An improved 1-D thermodynamic modeling of small two-phase ejector for performance prediction and design[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 204: 118006.  
[12] ZHOU Y F, CHEN G M, HAO X Y, et al. A theoretical model for performance evaluation of a novel configuration of supersonic ejectors[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 231: 120867.  
[13] 牛擎宇, 关欣, 宋子晔, 等. 跨临界 CO<sub>2</sub> 喷射器关键结构的优化研究[J]. 动力工程学报, 2022, 42(6): 559-567.

- NIU Qingyu, GUAN Xin, SONG Ziyue, et al. Optimization of key structures for transcritical CO<sub>2</sub> ejector[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(6): 559-567.
- [14] ZHU Y H, CAI W J, WEN C Y, et al. Shock circle model for ejector performance evaluation[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(9): 2533-2541.
- [15] LI H, WANG X D, NING J X, et al. Numerical investigation of the nozzle expansion state and its effect on the performance of the steam ejector based on ideal gas model[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 199: 117509.
- [16] SLESSOR M D, ZHUANG M, DIMOTAKIS P E. Turbulent shear-layer mixing: growth-rate compressibility scaling[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2000, 414: 35-45.
- [17] 孙博昭, 岳爽, 王春波, 等. 350 MW 超临界机组可调式蒸汽喷射器工业供热性能数值模拟研究及试验验证[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2021, 48(3): 98-107.
- SUN Bozhao, YUE Shuang, WANG Chunbo, et al. Numerical simulation and test verification on industrial heating performance of adjustable steam ejector in 350 MW supercritical unit[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2021, 48(3): 98-107.
- [18] PIANTHONG K, SEEHANAM W, BEHNIA M, et al. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(9): 2556-2564.
- [19] SHARIFI N. Axisymmetric and three dimensional flow modeling within thermal vapor compressors[J]. Heat and Mass Transfer, 2013, 49(10): 1489-1501.
- [20] GUO Y M, ZHANG J X, MA S X, et al. Coupling optimization design of adjustable nozzle for a steam ejector[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 252: 123550.
- [21] KUMAR V, SACHDEVA G. 1-D model for finding geometry of a single phase ejector[J]. Energy, 2018, 165: 75-92.

(责任编辑 邓玲惠)