

# 喷嘴调节锥对水蒸气喷射泵性能影响的数值模拟

王晓冬, 孙浩林, 孙 浩

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 喷嘴的喉部面积大小对水蒸气喷射泵性能至关重要, 提出了一种可调式喷嘴结构, 通过调节锥位置改变来调节喷嘴喉部面积, 以此作为计算模型, 数值分析了调节锥位置对喷射泵性能的影响. 比较了不同调节锥位置条件下水蒸气喷射泵内部的速度场、轴线压力分布、近壁面流场迹线. 结果表明, 在相同的工况下, 调节锥位置可以显著影响喷射泵的性能, 随着喷嘴喉部面积的减少, 喷射泵内部的激波位置向入口方向偏移, 强度持续减弱, 边界层脱离现象先减弱后增强, 当调节锥位置处于喷嘴喉部后 15 mm 附近, 喷射泵性能达到最佳值.

**关 键 词:** 水蒸气喷射泵; 可调式喷嘴; 喉部面积; 抽气性能; 数值模拟

中图分类号: TB 752.3

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2020)05-0706-05

## Numerical Simulation of Influence of Nozzle Spindle Position on the Performance of Steam Ejector

WANG Xiao-dong, SUN Hao-lin, SUN Hao

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: WANG Xiao-dong, E-mail: xdwang@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** The throat area of the nozzle is important for the performance of the steam ejector, a variable area nozzle structure which is capable to adjust the nozzle throat area by adjusting the position of spindle is proposed and the numerical analysis toward the influence of the spindle positions on the performance of the steam ejector is also discussed. The velocity flow field, axial pressure distribution and near-wall flow field of the steam ejector under different spindle positions were compared. The results showed that under the same working condition, the spindle position can significantly affect the performance of the steam ejector. With the decreasing of nozzle throat area, the shock wave position in the jet pump was shifted to the inlet direction, and the intensity was continuously weakened. The phenomenon of boundary layer separation is weakened first and then enhanced. When the nozzle spindle position is around 15 mm, the performance of jet pump reached the best value.

**Key words:** steam ejector; variable area nozzle; throat area; pumping performance; numerical simulation

水蒸气喷射泵是通过高压水蒸气射流携带作用, 对引射蒸汽进行抽吸的流体动力机械, 在很多工程领域有着极其重要的应用<sup>[1]</sup>. 水蒸气喷射泵是由喷嘴、吸入室、扩压器的渐缩段、喉部以及渐扩段等组成<sup>[2-7]</sup>.

水蒸气喷射泵的应用领域广泛, 喷嘴的喉部面积大小对水蒸气喷射泵性能的影响至关重

要<sup>[8]</sup>. 研究者们采用了数值模拟的方法对水蒸气喷射泵的流场开展了模拟研究<sup>[7]</sup>. Varga 等<sup>[8]</sup>对一种可调式喷射器进行了数值模拟, 发现当操作条件不同于预设值时, 与喷嘴固定式喷射器相比, 调节调节锥位置可以使引射系数明显提高. Wu 等<sup>[9]</sup>进行多因素分析以研究喷射器的性能, 并通过五因素和四级正交试验优化其结构, 结果表明,

喷嘴直径是影响喷射器性能的最敏感因素. 李熠桥<sup>[10]</sup>设计了一种可调式蒸汽喷射器, 并与普通固定式喷射器对比, 发现喷嘴可调式喷射器可以减弱喷射器内的凝结激波.

因此, 本文以一种喷嘴可调式喷射泵作为数值模拟研究对象, 通过改变调节锥的位置改变喷嘴喉部面积, 采用 FLUENT 软件, 对不同调节锥位置下的内部流场、轴线压力、近壁面流线图做出分析, 旨在寻找最佳的喷嘴喉部面积并提高水蒸气喷射泵适应不同工况的能力.

## 1 数值计算方法

### 1.1 控制方程与湍流模型

水蒸气喷射泵内部流动由流动守恒方程描述. 同时还要满足组分守恒方程和湍流运输方程, 且要满足气体状态方程.

组分方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_s) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i C_s) = \frac{\partial}{\partial x_i}(D_s \cdot \nabla(\rho C_s)) + S_s, \tag{1}$$

式中:  $\rho$  和  $u$  分别为气体的密度和速度;  $C_s$  为组分 S 的体积浓度;  $D_s$  为组分的扩散系数;  $S_s$  为系统内部单位时间、单位体积通过化学反应产生的该组分的质量, 即生产率.

气体状态方程:

$$\rho = \frac{p}{RT}. \tag{2}$$

式中:  $p$  为气体压力;  $T$  为气体热力学温度;  $R$  为气体常数.

文献[7]的研究表明, 采用  $k-\omega$  SST 湍流模型对模拟水蒸气喷射泵内部流场具有更高的计算精度, 本文采用该湍流模型来求解水蒸气喷射泵内部流场.

本文采用的 CFD 模型与东北大学张光利<sup>[11]</sup>建立的 CFD 模型差别仅有湍流模型、被抽气体温度、喷射泵喉部长度. 张光利的湍流模型为 Realizable  $k-\omega$  模型, 本文选用的湍流模型为  $k-\omega$  SST. Han 等<sup>[12]</sup>的研究证实以上两个湍流模型的计算误差仅有 2.4%. 张光利已对所建立的 CFD 模型进行了实验验证, 实验结果和模拟结果的吻合性较好, 因此本文的 CFD 计算模拟结果具有一定的可信度.

### 1.2 几何建模

本文采用 ICEM 网格划分软件, 水蒸气喷射泵的尺寸见表 1, 调节锥的示意图如图 1 所示, 水

蒸气喷射泵的物理模型是在 SolidWorks 中生成的. 本文的模型中调节锥起始位置是锥尖处正好在喷嘴喉径最窄处, 当调节锥在不同位置时喷嘴最窄处的喉径面积如式(1)所示:

$$A_T = \pi \times \left( 2^2 - \left( \frac{2}{20} \times L \right)^2 \right). \tag{3}$$

式中:  $A_T$  为喷嘴喉径面积;  $L$  为调节锥横向移动的距离.

表 1 水蒸气喷射泵的几何尺寸	
Table 1	Dimensions of steam ejector mm
项目	尺寸
喷射器渐缩段长度	158
喷射器喉部长度	115
喷射器渐扩段长度	350
喷嘴出口与喷射器入口距离	16
喷射器喉部直径	28
喷射器入口直径	70
喷射器出口直径	70
喷嘴喉部直径	4
喷嘴出口直径	16
喷嘴渐扩段长度	48

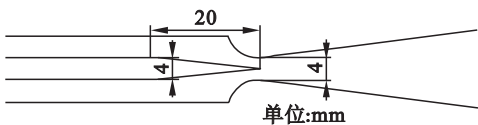


图 1 调节锥示意图  
Fig. 1 Schematic diagram of the spindle

### 1.3 边界条件设定及网格划分方法

水蒸气喷射泵边界条件的设置如下: 工作流体在入口的初始压力为 0.36 MPa, 引射流体在入口的初始压力为 1 721 Pa, 混合流体在出口的压力为 4 200 Pa.

由表 1 给出的几何尺寸, 建立二维几何模型, 水蒸气喷射泵的工作流体入口和引射流体入口和出口均采用压力边界入口. 入口工作介质湍流强度均设为 5%. 由于流体在壁面的速度为零, 因此壁面采用的是无滑移边界条件.

对计算区域进行网格划分时, 考虑到近壁面及重要流场结构区域, 对网格进行局部加密, 来更好地捕捉内部流场. 对同一几何模型划分了三种不同数量的网格, 分别为 15 236, 24 896, 54 862 个, 模拟结果显示 24 896 个网格数和 54 862 个网格数的模拟结果差异不大. 综合考虑模拟精度和计算时间, 最终网格划分总数为 24 896 个, 其中喷嘴部分生成 14 215 个单元, 网格

划分如图 2 所示.

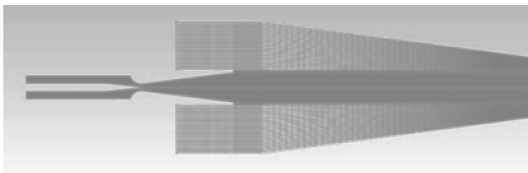


图 2 可调式水蒸气喷射泵的计算网格  
Fig. 2 Calculation mesh of variable area steam ejector

1.4 数值求解

本文以 ANSYS 18.0 作为数值模拟计算工具,采用有限体积法. 一般来说,一阶精度下更容易收敛,但精度较差,本文对对流项分别按照一阶与二阶进行模拟,二者的引射系数相同,因此对流项按照二阶迎风格式、扩散项按照中心差分格式近似,代数方程组求解用高斯赛德尔迭代方法. 各项计算残差以低于  $10^{-6}$ , 泵进出口蒸汽流量差低于  $10^{-7}$  kg/s 作为收敛条件.

2 模拟结果与分析

2.1 不同调节锥位置下的引射系数与进出口流量

引射系数是体现水蒸气喷射泵的主要性能参数,引射系数是被抽流体的质量流量与入口流体的质量流量的比值. 不同调节锥位置所对应的引射系数如图 3 所示,对于测定的操作参数,从图 3 中可以看到引射系数先缓慢变大然后急剧变小. 引射系数从 0.2 逐渐变大,最大可提升至 0.67,提升率达到 235% .

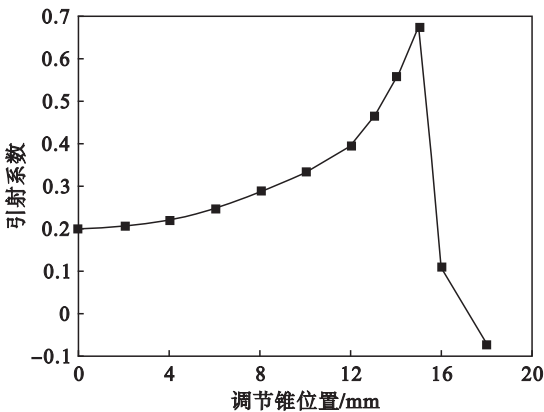


图 3 不同调节锥位置的引射系数

Fig. 3 Ejector efficiency of different spindle position

图 4 是不同调节锥位置的工作蒸汽和被抽蒸汽流量变化示意图. 可以看出随着调节锥位置的深入,工作蒸汽流量变小,引射蒸汽流量在 0 ~ 15 mm 的阶段保持不变,随后在 15 mm 处突然下

降,在 18 mm 时变为负数,被抽蒸汽和工作蒸汽质量流量的比值先变大后减小,这就可以解释引射系数的先变大后减小. 对于整个喷射器而言,调节锥起始位置两个入口流量和为 0.8 kg/s,在最佳位置 15 mm 时,两个入口流量之和只有 0.4 kg/s,使用调节锥后节省流量可达到 50% .

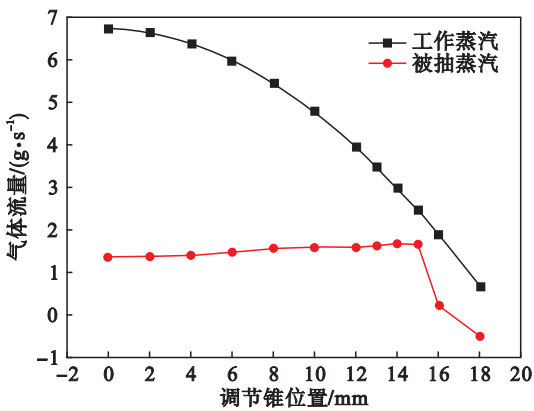


图 4 不同调节锥位置下的工作蒸汽与被抽蒸汽流量  
Fig. 4 Working steam and suction steam flux of different spindle position

2.2 不同调节锥位置下的速度流场分析

图 5 是调节锥在不同位置下马赫数 ( $Ma > 1$ ) 云图. 从图中可以看出,在调节锥位置在 0 的时候,从喷嘴喷出的主流体能量很大,射流核范围很大并且充满在喷射泵的喉部,扩散段壅塞区域发生在喷射泵喉部下游较远处,被抽流体在收缩段完全被挤压,并没有被有效抽出. 随着调节锥位置的向内移动,马赫数大于 1 的区域越来越小,此时主流体的能量逐渐变小,挤压在喷射泵喉部的射流核的强度也逐渐变小,壅塞位置逐渐向前移动. 当调节锥位置到 15 mm 的时候,喷射泵的引射系数达到最大,此时喷射泵的射流核的区域和能量较小,被抽流体的流动面积大,以上都为双壅塞模式.

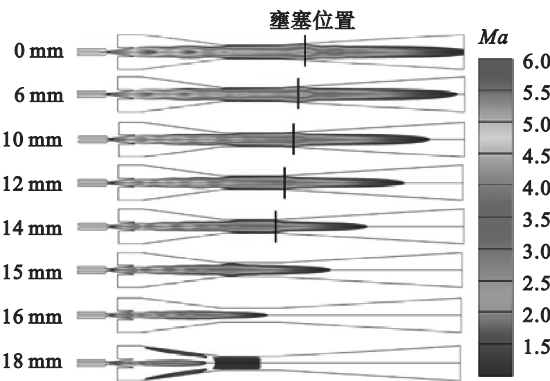


图 5 不同调节锥位置下的马赫数 ( $Ma > 1$ ) 云图  
Fig. 5 The mach contours of primary fluid under different spindle positions

当调节锥位置到 16 mm 时,射流核现象消失,泵的正常工作状态被打破,引射系数急剧下降,此时泵的工作状态变为单壅塞模式. 调节锥位置到 18 mm 时,主流体能量太小,喷射泵出现回流,引射系数变为负数,此时工作状态变为返流模式.

### 2.3 不同调节锥位置下的轴线压力分析

图 6 和图 7 是调节锥位置分别在 0 和 8 mm 以及 8 和 15 mm 下喷射泵的轴线压力图. 从图 6 中可以看出随着调节锥位置的深入,在喷射泵扩散段的激波发生位置前移,激波的强度发生了减弱,而当调节锥位置从 8 mm 变为 15 mm 时,扩散段激波现象完全消失,只有收缩段和喉部有激波,轴线压力在出口附近稳定不变,工作流体有充分的距离克服背压排出喷射泵,泵工作达到稳定状态.

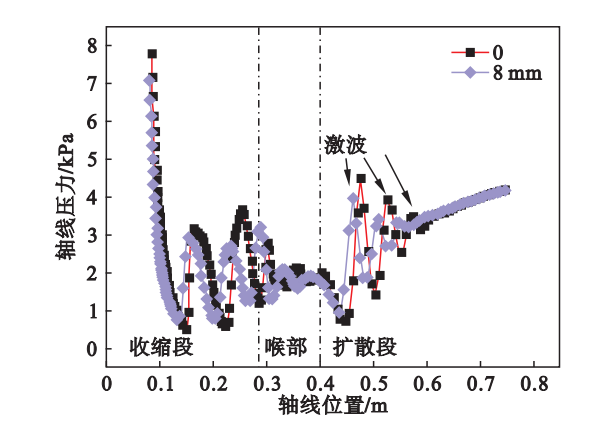


图 6 调节锥位置在 0, 8 mm 时喷射泵的轴线压力图  
Fig. 6 Axial pressure diagram of ejector when spindle positions are 0, 8 mm

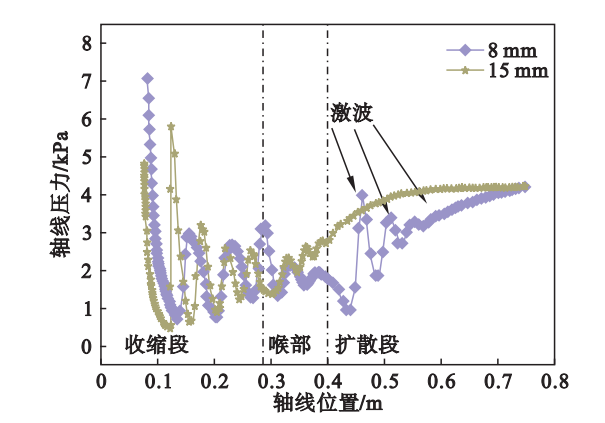


图 7 调节锥位置在 8, 15 mm 时喷射泵的轴线压力图  
Fig. 7 Axial pressure diagram of ejector when spindle positions are 8, 15 mm

### 2.4 不同调节锥位置下的近壁面流场迹线图

图 8 是喷射泵混合室内壁面流场迹线图,可以看出在调节锥位置为 0 的时候,边界层脱离现象比较明显,在壁面区域产生了明显的漩涡流动,

引射蒸汽的动能大部分转化为漩涡的旋转动能,引射蒸汽的有效流通面积减少,此时引射系数偏低. 随着调节锥位置的深入,当调节锥位置在 12 mm 时,漩涡区域面积逐渐减少,引射系数逐渐增大. 当调节锥位置达到 15 mm 时,由于主流体喷射出的能量减少,引射蒸汽没有被堵塞在泵的喉部,导致引射蒸汽可以和工作蒸汽一起通过喉部,达到最佳工作状态. 当调节锥位置在 16 mm 时,喷射泵内出现了很强烈的边界层脱离现象. 漩涡区域面积大幅度增加,引射系数急剧减小. 当调节锥位置在 18 mm 时,泵内正常工作状态被打破,出现了返流.

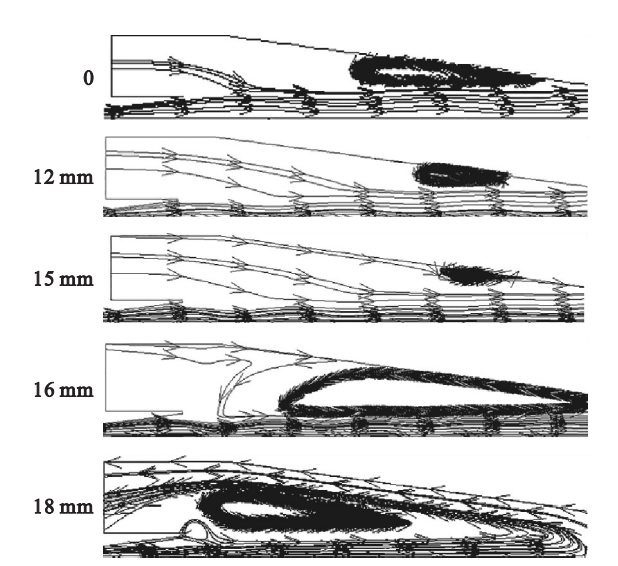


图 8 不同调节锥位置混合室内流场的迹线图  
Fig. 8 The streamline of convergent section of the ejector of different spindle positions

## 3 结 论

1) 调节锥可以显著改变泵内的流场结构和工作状态,随着调节锥位置的深入,主流体的流量减少,被抽气体的流量在正常工作范围内保持不变,使引射系数增大.

2) 调节锥可以改变激波出现的位置和强度,随着可调节锥位置的正向移动,喷射泵激波位置会负向移动,强度会减弱,甚至会影响到泵的工作.

3) 调节锥位置与边界层脱离现象密切相关,恰当的调节锥位置可以减弱边界层脱离现象.

4) 相同工况下,当调节锥位置在 15 mm 附近可使喷射泵的工作效率达到最大,同时也可以有效节省流量.

(下转第 728 页)