

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2025.05.003

# 喷射制冷系统中两级喷射器性能的 CFD 模拟研究

苏建秀, 李风雷

(太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024)

**摘要:**两级喷射器是一种可以利用混合室内耗散的动量来提升其性能的装置,相较于传统的单级喷射器其喷射系数显著提高,但目前对两级喷射器在制冷系统中的研究有限。文章提出一种新的可用于制冷系统中的两级喷射器,并采用计算流体动力学(computational fluid dynamics,CFD)对两级喷射器的性能进行研究。采用  $k-\omega$  SST 湍流模型、R134a 制冷剂对不同工作压力、引射压力、冷凝压力下的两级喷射器进行模拟,并与同工况条件下单级喷射器的性能进行对比。研究表明,与单级喷射器相比,两级喷射器的喷射系数最高可提高 57.50%,而临界冷凝压力有所下降,最大可降低 18.98%。

**关键词:**两级喷射器;单级喷射器;计算流体动力学(CFD);喷射系数;临界背压

**中图分类号:**TB657.5 **文献标志码:**A **文章编号:**1003-5060(2025)05-0591-07

## CFD simulation study on the performance of two-stage ejector in ejector refrigeration system

SU Jianxiu, LI Fenglei

(College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

**Abstract:** The two-stage ejector (TSE), as a device with the enhanced performance by taking full advantage of the dissipated momentum in the mixing chamber, has significantly improved the entrainment ratio compared to the traditional single-stage ejector (SSE). However, limited research has been focused on the TSE in refrigeration system. Herein, a new TSE used in the refrigeration system was studied, as well as its performance according to computational fluid dynamics (CFD). Meanwhile, the  $k-\omega$  SST turbulence model and R134a refrigerant were adopted, the performance of TSE under different working pressure, injection pressure and condensing pressure was simulated and compared with that of the SSE under the same working condition. The results show that compared with the SSE, the entrainment ratio of the TSE increases up to 57.50%, whereas the critical condensing pressure may reduce by 18.98% or less.

**Key words:** two-stage ejector (TSE); single-stage ejector (SSE); computational fluid dynamics (CFD); entrainment ratio; critical back pressure

## 0 引言

能源短缺、气候变暖和环境污染是人类社会发展中迫切需要解决的问题,节能减排成为解决

该问题的一个有效途径。随着人们生活水平的提高,制冷系统能耗日益增加。而喷射器是一种可以使用低品位能源驱动的廉价设备,因此在制冷系统中使用喷射器是一种行之有效的节能方案。

**收稿日期:**2023-05-18;**修回日期:**2023-11-04

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(51906172);山西省重点研发计划资助项目(202102060301014)和山西省基础研究计划资助项目(202103021224098)

**作者简介:**苏建秀(1998—),女,山西朔州人,太原理工大学硕士生;

李风雷(1967—),男,山西太原人,博士,太原理工大学教授,硕士生导师,通信作者,E-mail:fengleili@126.com.

在太阳能喷射制冷系统中,喷射器可以代替压缩机,也可以在制冷系统中与压缩机耦合使用。

喷射制冷系统的制冷性能系数(coefficient of performance, COP)受喷射器性能的影响,而运行工况及喷射器结构是影响喷射器性能的最主要因素。文献[1]通过实验研究发现,在蒸汽喷射制冷系统中喷射器存在喷嘴最佳出口位置,并且喷嘴的最佳出口位置不受喷射系统操作条件、喷嘴尺寸以及扩散器尺寸影响;文献[2]提出一种可变喉部喷射器,并利用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟分析其性能,推导出最佳喉部面积比与工作温度之间的曲线拟合关系,利用这种关系调整喉部面积比,使得喷射器可以在不同的太阳能供能条件下获得最佳和稳定的性能;文献[3]通过一维分析,设计了制冷量为 2 kW 的 R134a 风冷喷射器制冷系统,研究并分析了喷射器面积比对 R134a 制冷剂风冷喷射制冷循环性能的影响。

喷射制冷系统可以分为单级喷射制冷系统、耦合喷射制冷系统以及多级喷射制冷系统(如两级喷射制冷系统)<sup>[4]</sup>。两级喷射制冷系统中的两级喷射器(two-stage ejector, TSE)是基于传统的单级喷射器(single-stage ejector, SSE)结构进行改进的一种新型喷射器,在单级喷射器低压区域增加的一个环形二次流入口并将其改进为两级喷射器,利用压力恢复时所产生的动量来提高喷射器的性能,从而可以提高喷射制冷系统的 COP。文献[5]在 1998 年基于相关研究人员对多级喷射器的研究成果提出一种两级喷射器,该两级喷射器的第 1 级拥有单级喷射器的喷嘴、引射流入口、接收室、等面积混合段,第 2 级位于第 1 级混合室出口处,拥有 1 个环形二次流入口、直径比第 1 级等面积混合段稍大的等面积混合段以及扩散室,通过仿真模拟研究表明,具有低引射率的微缩几何结构可以产生较高的喷射器压缩比。

许多学者在文献[5]研究的基础上对两级喷射器进行了更加深入的研究。文献[6]以水蒸汽为工质,利用 CFD 方法研究了几何因素对两级喷射器系统性能的影响,具体研究了第 1 级引射流入口、第 2 级引射流入口、第 1 级喷射器出口、第 2 级喷射器入口和第 2 级混合室,基于它们与第 1 级混合室的面积比以及该系统的压力比对两级喷射器的引射流质量流量、系统性能系数、压力恢复和总压力损失等性能的影响,所得结果表明,两级喷射器系统性能比单级喷射器系统性能提高了约 4 倍;文献[7]采用数值方法对应用于天然气

矿井中的两级喷射器性能进行了分析,同时研究了第 2 级喷射器的几何因素(面积比和混合室长度)以及操作因素对两级喷射器性能的影响;文献[8]利用带有摩擦效应的一维气体动力学等动量变化率模型计算了两级喷射器的几何形状,对于给定的设计输入参数(即引射率)使用 ANSYS-Fluent14.0 对计算模型进行数值分析,数值计算结果验证了一维气体动力学结果。

喷射器的引射能力直接影响喷射制冷系统的制冷量,因此提升喷射器的喷射系数是极其重要的。文献[5]所研究的两级喷射器中第 1 级出口的超音速流体所产生的剧烈扰动造成动量损耗,第 2 级引射入口通过利用这部分被损耗的动量来引射流体<sup>[9]</sup>;但是数值模拟结果发现,当制冷工质为 R134a 时,单级喷射器在混合室出口处的流体多接近音速或亚音速,并不会产生剧烈扰动从而引起动量的损耗,因此并没有多余的动量来再一次引射流体。故文献[5]将单级喷射器改进为两级喷射器的方法并不适用于制冷系统中两级喷射器结构设计。

本文提出一种设计两级喷射器结构的新方法,通过 CFD 模拟分析喷射器混合室内的低压区,以此确定为两级喷射器的第 2 级环形入口位置,利用第 2 级环形入口内外流体的压力差来引射流体;同时对两级喷射器的内部流场以及不同工况条件下两级喷射器的性能变化进行分析。本文研究可为两级喷射制冷系统中喷射器设计与性能分析提供一定的理论支持。

## 1 两级喷射制冷系统

两级喷射制冷系统如图 1 所示,该系统由发生器、两级喷射器、蒸发器、冷凝器、工质泵和膨胀阀等部件组成。

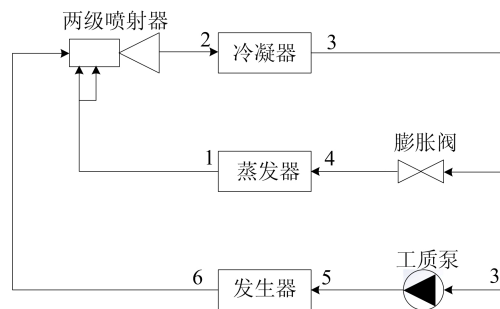


图 1 两级喷射制冷系统

两级喷射制冷系统工作原理为:发生器出口的高温高压气体作为工作流体进入两级喷射器;

在两级喷射器内不同位置 2 次引射蒸发器出口的低压蒸汽,3 股蒸汽在喷射器内充分混合后,混合蒸汽进入冷凝器中冷凝放热;冷凝器出口流体分为 2 路,一路经过工作泵升压后回到蒸发器中,另一路经过膨胀阀进入蒸发器;工质在蒸发器中蒸发吸热,由此完成整个制冷过程。

喷射系数  $\omega$  和临界背压  $p_c$  是两级喷射器性能评价的重要指标,喷射制冷系统中使用 COP 作为系统性能的评价指标,COP 值的计算表达式如下:

$$C_{OP} = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{m_s (h_1 - h_4)}{m_g (h_6 - h_5)} = \omega \frac{(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)} \quad (1)$$

其中: $m_s$  为喷射器引射流体的质量流量; $m_g$  为喷射器工作流体的质量流量; $Q_c$  为蒸发器换热量; $Q_g$  为发生器换热量。

## 2 喷射器模型及其验证

### 2.1 建模方法

本文使用 CFD 模拟喷射器内部流场。因为喷射器二维轴对称结构可以与三维结构模拟结果很好地吻合<sup>[10]</sup>,所以本文采用喷射器的二维轴对称模型进行数值模拟,在计算时可以只计算喷射器几何模型的一半。

参考文献[11]喷射器,该单级喷射器(文献[11]中被称为喷射器 A)结构示意图如图 2 所示。图 2 中: $d_t=2.0$  mm; $d_1=3.0$  mm; $d_3=4.8$  mm; $d_4=10.0$  mm。

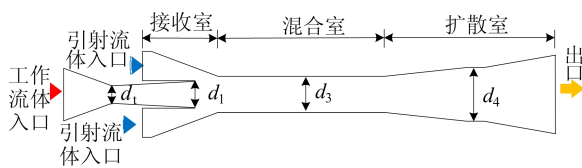


图 2 单级喷射器结构示意图

本文使用 FLUENT 的前处理软件 ICEM 建立单级喷射器几何模型,将几何模型划分块,绘制四边形结构化网格,并对壁面等部分区域网格进行加密,网格数量为 33 957。

选用基于压力的耦合求解器,湍流模型选用  $k-\omega$  SST 模型,喷射器内工质采用 R134a 制冷剂,边界条件设置为压力入口、压力出口,壁面设置为无滑移标准绝热壁面。设置迭代次数,迭代精度设为  $10^{-6}$ ,对流场进行混合初始化后求解。当计算残差小于  $10^{-4}$  且 3 个入口和 1 个出口的质量流量守恒时判定其收敛。

### 2.2 模型验证

对图 2 单级喷射器进行 CFD 模拟,并将 CFD 模拟结果与文献[11]的实验结果相对比,结果见表 1 所列。

表 1 中:条件 1 表示  $T_{g,sat}=79.37$  °C, $T_{c,sat}=10.00$  °C, $T_c=29.41$  °C;条件 2 表示  $T_{g,sat}=84.39$  °C, $T_{c,sat}=10.00$  °C, $T_c=32.48$  °C;条件 3 表示  $T_{g,sat}=89.15$  °C, $T_{c,sat}=10.00$  °C, $T_c=35.41$  °C; $T_g$  为发生温度, $T_c$  为蒸发温度, $T_c$  为出口温度;下标 sat 代表饱和状态。

由表 1 可知,喷射系数误差小于 5%,说明数值模拟结果是准确的。

表 1 单级喷射器模拟验证结果

操作条件	喷射系数		误差/%
	实验值	模拟值	
条件 1	0.494	0.493	-0.2
条件 2	0.398	0.404	1.5
条件 3	0.339	0.326	3.8

## 3 两级喷射器结构设计

引射流体压力为 4.12 bar、饱和温度为 10 °C 时,不同工作压力  $p_g$  下单级喷射器中心线静压力分布曲线如图 3 所示。

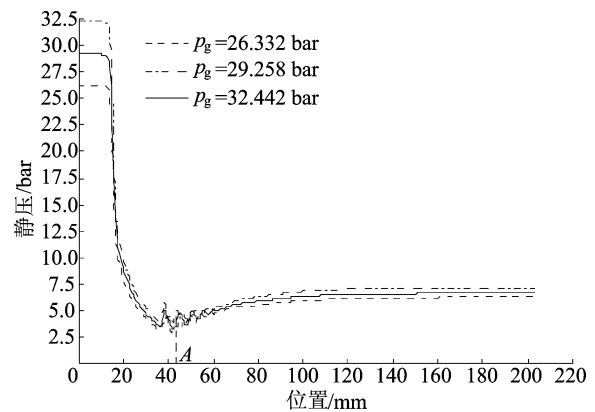


图 3 单级喷射器中心线静压力变化

由图 3 可知,单级喷射器的混合室出口处(位置为 82 mm)混合流体已处于压力恢复期,且该处压力也远大于引射流体压力,并不存在低压区,因此文献[5]所研究的两级喷射器结构(在单级喷射器混合室出口处增加 1 个二次环形入口和相同长度的等面积混合段)并不适用于喷射制冷系统中两级喷射器结构设计。因此本文提出一种新的两级喷射器结构设计方案,通过分析不同工况下

单级喷射器轴线静压分布来确定两级喷射器第 2 级环形入口的位置。

从图 3 还可以看出,单级喷射器壁面压力均在喷射器 40~47 mm 之间存在一个低压区,该区域压力均小于引射流体压力。因此本文选择在单级喷射器的 43~44 mm(A 点)处增加 1 个环形入口,第 2 级环形入口的倾角  $\theta_1$  为  $30^\circ$ ,第 2 级环形入口后的恒定面积段直径增加 1.0 mm,即  $d_3' = 5.8$  mm,恒定面积混合段长度及扩散室直径、扩散室长度均不发生改变,即变化的只有恒定面积段后第 1 段扩散室倾角  $\theta$ , $\theta$  由  $2.9^\circ$  变为  $2.3^\circ$ 。

两级喷射器示意图结构如图 4 所示。图 4 中: $d_t = 2.0$  mm; $d_1 = 3.0$  mm; $d_3 = 4.8$  mm; $d_3' = 5.8$  mm; $d_4 = 10.0$  mm; $\theta_1 = 30^\circ$ ; $\Delta d = 1.0$  mm,两级喷射器的喷射系数为:

$$\omega = \frac{m_{s1} + m_{s2}}{m_g} \quad (2)$$

其中: $m_g$  为两级喷射器工作流体的质量流量; $m_{s1}$  为两级喷射器引射流体入口 1 的质量流量; $m_{s2}$  为两级喷射器引射流体入口 2 的质量流量。

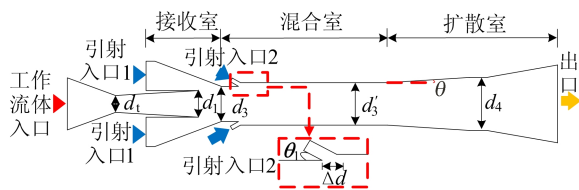


图 4 两级喷射器结构示意图

## 4 模拟结果及分析

### 4.1 两级喷射器内部流场分析

工作压力为 29.16 bar、饱和温度为  $85^\circ\text{C}$  以及引射压力为 2.91 bar、饱和温度为  $0^\circ\text{C}$  时,单级喷射器与两级喷射器的马赫数云图对比结果如图 5 所示。

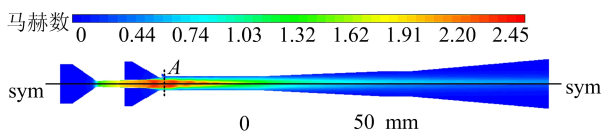


图 5 单级喷射器、两级喷射器马赫数云图对比

图 5 中:sym 为喷射器的中心轴线;sym 上部分为两级喷射器的马赫数云图;sym 下部分为单级喷射器的马赫数云图;位置 A 为两级喷射器第 2 级环形入口的位置。

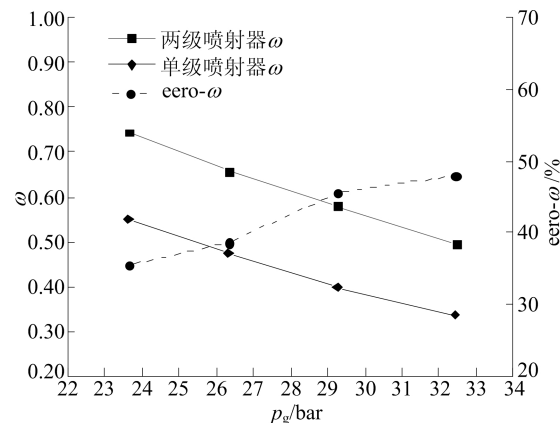
对比两级喷射器与单级喷射器的马赫数云图可知:两级喷射器与单级喷射器在 A 点的前半部

分结构相同,马赫数云图也完全一致;在 A 点之后,一开始单级喷射器的马赫数明显高于两级喷射器,但是两级喷射器的一次激波比单级喷射器的更长。这是由于第 2 级引射流体的进入,增强了混合室内流体的扰动,使得工作流体的射流核心向后移动,同时引射流体流量的增加使得两级喷射器的引射能力要优于单级喷射器;在两级喷射器内,低速的第 2 级引射流体的进入使得混合流体的速度衰减得更多,在喷射器内表现为动能降低,抵抗背压的能力减弱,因此两级喷射器的临界背压要低于单级喷射器。

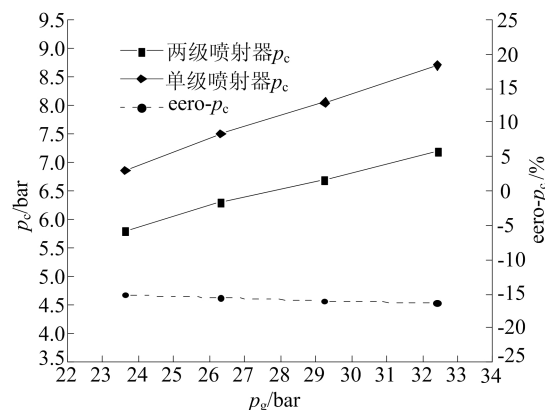
### 4.2 运行工况对两级喷射器性能的影响

#### 4.2.1 工作压力对两级喷射器性能的影响

引射压力为 4.12 bar、饱和温度为  $10^\circ\text{C}$  时,在不同工作压力  $p_g$  下两级喷射器和单级喷射器的喷射系数  $\omega$ 、临界背压  $p_c$  以及两级喷射器相较于单级喷射器的喷射系数提升率  $eero-\omega$ 、临界背压下降率  $eero-p_c$  的变化曲线如图 6 所示。



(a) 两级喷射器与单级喷射器的喷射系数  $\omega$  及其  $eero-\omega$  曲线



(b) 两级喷射器与单级喷射器的临界背压  $p_c$  及其  $eero-p_c$  曲线

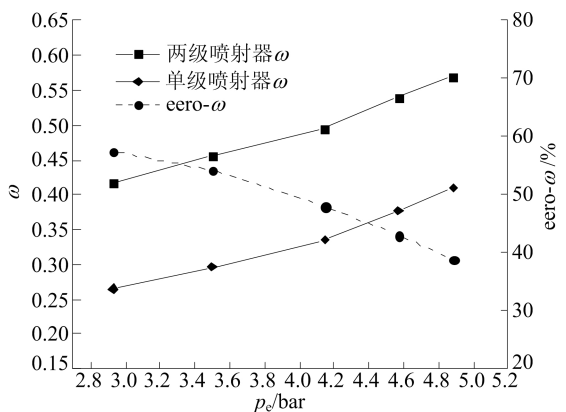
图 6 工作压力对两级喷射器、单级喷射器性能的影响

从图 6 可以看出:两级喷射器和单级喷射器的喷射系数  $\omega$  都随着工作压力  $p_g$  的增大而减小,临界背压  $p_c$  都随着  $p_g$  的增大而增大;在  $p_g$  变化

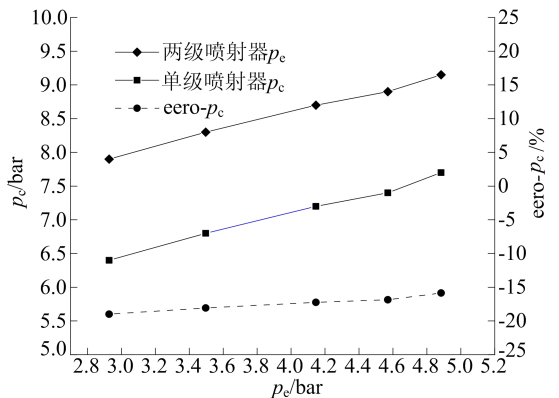
范围内,相较于单级喷射器,两级喷射器的喷射系数提升率为 35.40%~48.00%,而临界背压下降率为 15.30%~17.20%;随着工作压力  $p_g$  的增大,两级喷射器相较于单级喷射器的喷射系数提升率  $eero-\omega$  随之增大,而临界背压下降率  $eero-p_c$  随之减小,但其受发生压力的影响较小,变化程度较小。

4.2.2 引射压力对两级喷射器性能的影响

工作压力为 32.44 bar、饱和温度为 90 °C 时,在不同引射压力  $p_e$  下两级喷射器和单级喷射器的喷射系数  $\omega$ 、临界背压  $p_c$  以及两级喷射器相较于单级喷射器的喷射系数提升率  $eero-\omega$ 、临界背压下降率  $eero-p_c$  的变化曲线如图 7 所示。



(a) 两级喷射器与单级喷射器的喷射系数  $\omega$  及其  $eero-\omega$  曲线



(b) 两级喷射器与单级喷射器的临界背压  $p_c$  及其  $eero-p_c$  曲线

图 7 引射压力对两级喷射器、单级喷射器性能的影响

从图 7 可以看出:两级喷射器和单级喷射器的喷射系数  $\omega$  都随着引射压力  $p_e$  的增大而增大,临界背压  $p_c$  也随着  $p_e$  的增大而增大;在  $p_e$  变化范围内,相较于单级喷射器,两级喷射器的喷射系数提升率最高为 57.50%,而临界背压下降率最大为 18.98%;随着引射压力  $p_e$  的增大,两级喷射器相较于单级喷射器的喷射系数提升率  $eero-\omega$  随之减小,而临界背压的下降率  $eero-p_c$  随之

增大。

4.2.3 冷凝压力对喷射器的影响

为了研究冷凝压力的影响,当工作压力为 32.44 bar、饱和温度为 90 °C 以及引射流体压力为 4.12 bar、饱和温度  $T_c$  为 10 °C 时,通过 CFD 模拟得出两级喷射器、单级喷射器的喷射系数受冷凝压力(即临界背压  $p_c$ )的影响变化曲线(称为性能曲线),如图 8 所示。

性能曲线被分为临界模式、亚临界模式和回流模式 3 个运行区域,通过“临界冷凝压力”区分临界模式和亚临界模式,用“故障点”区分亚临界模式和回流模式。

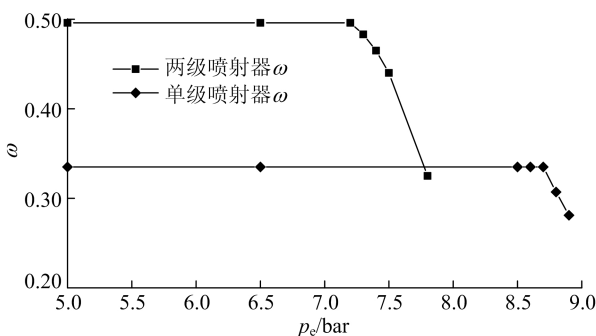


图 8 单级喷射器和两级喷射器的性能曲线

由图 8 可知,相较于单级喷射器,两级喷射器拥有较好的喷射系数以及较弱的临界背压。对于两级喷射器,当引射入口 2 发生回流时,两级喷射器就会发生故障无法运行,而此时引射入口 1 仍旧可以引射流体,因此在故障点之前,两级喷射器会维持较高的引射能力。

工作压力为 32.44 bar、引射压力为 4.12 bar 时,不同冷凝压力下两级喷射器内部流体的马赫数云图如图 9 所示。

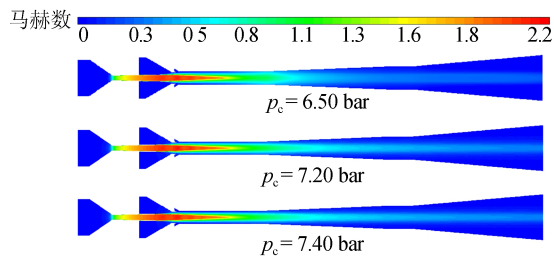


图 9 不同冷凝压力下两级喷射器的马赫数云图

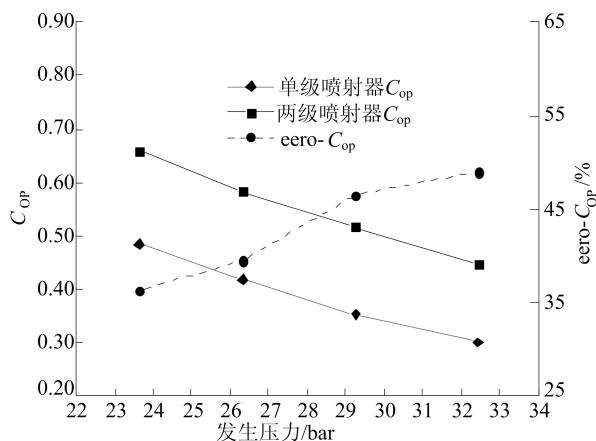
从图 9 可以看出,当冷凝压力不超过两级喷射器的临界冷凝压力( $p_c = 6.50$  bar)时,工作流体和引射流体均发生壅塞现象,喷射系数保持不变,此时喷射器处于临界模式。

从图 9 还可以看出:  $p_c = 6.50 \text{ bar}$  与  $p_c = 7.20 \text{ bar}$  时的马赫数云图基本相同; 当冷凝压力高于临界冷凝压力 ( $p_c = 7.40 \text{ bar}$ ) 时, 引射流体不再发生堵塞现象, 两级喷射器的引射入口 2 最先受到背压干扰, 该引射口引射的质量流量降低, 喷射系数急剧下降, 此时喷射器处于亚临界模式; 若冷凝压力进一步升高, 则会使得一次激波继续向喷嘴方向移动, 两级喷射器引射入口 2 所引射的流体被迫产生倒流现象, 导致两级喷射器发生故障, 此时喷射器处于回流区。

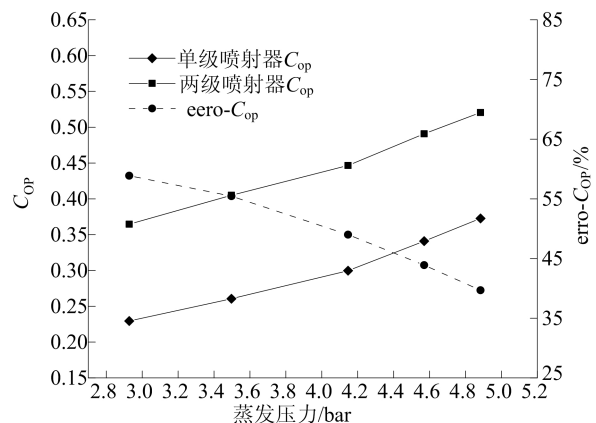
相较于单级喷射器, 两级喷射器的第 2 级引射流体更容易受到冷凝压力的影响, 这同样是造成两级喷射器的冷凝压力要远低于单级喷射器的原因之一。

#### 4.3 两级喷射和单级喷射制冷系统性能对比

不同工况对蒸汽喷射制冷系统 COP 的影响如图 10 所示。



(a) 不同发生压力下两级喷射和单级喷射制冷系统的性能



(b) 不同蒸发压力下两级喷射和单级喷射制冷系统的性能

图 10 不同工况对蒸汽喷射制冷系统 COP 的影响

尽管喷射器是喷射制冷系统的关键部件, 但是仅通过分析不同工况下喷射器的性能来分析喷

射制冷系统的性能是不够的, 而 COP 更能直接地反映制冷系统的性能。图 10 所示为不同发生压力和蒸发压力下的两级喷射制冷系统性能与单级喷射制冷系统性能的对比。

图 10 中: 发生压力即为上文工作压力  $p_g$ ; 蒸发压力即为上文引射压力  $p_e$ 。

由图 10 可知: 两级喷射器与单级喷射器的最大  $C_{OP}$  分别为 0.65、0.48; 在相同的工作条件下, 随着发生压力的升高, 两级喷射器和单级喷射器的  $C_{OP}$  都随之降低; 随着蒸发压力的升高, 两级喷射器和单级喷射器的  $C_{OP}$  都随之升高; 与单级喷射器相比, 两级喷射器的  $C_{OP}$  提升率最高可提升约 58.87%。

## 5 结 论

1) 本文提出一种可用于喷射制冷系统的两级喷射器的设计方法, 通过对单级喷射器的 CFD 模拟分析, 在单级喷射器的等面积混合段的低压区域开设 1 个环形入口, 将单级喷射器结构改进为两级喷射器。

2) 通过 CFD 模拟研究了工质为 R134a 制冷剂且工作压力和引射压力不同时两级喷射器与单级喷射器的性能对比。CFD 模拟结果表明, 相较于单级喷射器, 两级喷射器拥有更好的引射能力, 但临界背压有所下降; 两级喷射器喷射系数与单级喷射器喷射系数相比最高可提升 57.50%, 但临界冷凝压力最高可降低 18.98%; 两级喷射器喷射制冷系统与单级喷射器喷射制冷系统的 COP 值相比最高可提升 58.87%。

3) 本文研究结果有利于两级喷射器在喷射制冷领域的应用, 后续将进一步通过实验进行两级喷射器的性能及其在制冷系统中的应用探索。

## [参 考 文 献]

- [1] DONG J M, MA H B. Study of optimum nozzle exit position (NXP) in a steam ejector refrigeration system[J]. International Symposium on Multiphase Flow & Heat Mass Transfer and Energy Conversion, 2012, 1547: 115-123.
- [2] YEN R H, HUANG B J, CHEN C Y, et al. Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36: 1512-1520.
- [3] YAN J, CAI W J. Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant[J]. Energy Conversion & Management, 2012, 53(1): 240-246.
- [4] GIORGIO B, RICCARDO M, FABIO I. Ejector refrigera-

- tion; a comprehensive review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53: 373-407.
- [5] GRAZZINI G, MARIANI A. A simple program to design a multi-stage jet pump for refrigeration cycles[J]. *Energy Convers Manage*, 1998, 39: 1827-1834.
- [6] KONG F, KIM H D. Optimization study of a two-stage ejector-diffuser system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 101: 1151-1162.
- [7] CHEN W X, XUE K K, WANG Y C, et al. Numerical assessment on the performance of two-stage ejector to boost the low-pressure natural gas[J]. *Journal of Natural Gas Science & Engineering*, 2016, 34: 575-584.
- [8] YADAV S K, PANDEY K M, KUMAR V, et al. Computational analysis of a supersonic two-stage ejector[J]. *Materials Today: Proceedings*, 2021, 38: 2700-2705.
- [9] KONG F, KIM H D. Analytical and computational studies on the performance of a two-stage ejector-diffuser system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 71-87.
- [10] SHARIFI N. Axisymmetric and three dimensional flow modeling within thermal vapor compressors[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2013, 49(10): 1489-1501.
- [11] GARCÍA DEL VALLE J, SAÍZ JABARDO J M, CASTRO RUIZ F, et al. An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 46: 105-113.

(责任编辑 胡亚敏)

### (上接第 582 页)

测试结果表明,本文所设计的机械手能够针对裁片形状做出适应性变化,并能够对布料裁片实现抓取转移效果,实现目标要求。

## 5 结 论

1) 本文针对制衣行业机械手存在的难点问题,基于可展理论提出了一种 4-RRR 四棱柱折叠单元,并进行了构型分析。基于螺旋理论进行的自由度分析得出,使 4-RRR 四棱柱折叠单元成为单自由度折展单元,必须满足存在 2 个或者 2 个以上的支链,且其位于下底面的转动副轴线相交。这一结论拓展了可展机构的相关理论。

2) 基于 4-RRR 四棱柱折叠单元设计了机械手,分析了其运动学特性,得出目标点的正运动学解,同时对目标的位置、速度以及姿态进行了仿真验证。

3) 通过实验验证了机械手的可折展性,证明了该机械手能够实现目标要求,同时具有较高的折展比,具有一定的工程应用价值。

### [参 考 文 献]

- [1] 刘汉邦,李新荣,刘立东. 服装面料的自动抓取转移方法的

研究进展[J]. *纺织学报*, 2021(42): 191-196.

- [2] FANTONI G, SANTOCHI M, DINI G, et al. Grasping devices and methods in automated production processes[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2014, 63(2): 679-701.
- [3] 陈耀,冯健. 对称可展结构:形态、展开过程与应用研究[M]. 南京:东南大学出版社, 2015: 530.
- [4] 付立. 折叠机构:理论研究及其在机械手装置中的设计应用[D]. 上海:华东理工大学, 2015.
- [5] LU S, ZLATANOV D, DING X, et al. A new family of deployable mechanisms based on the Hoskens linkage[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 73: 130-153.
- [6] 郭金伟,许允斗,郭路瑶,等. 一种三棱柱可展单元机构及其自由度分析[J]. *燕山大学学报*, 2020, 44(1): 18-24, 31.
- [7] ZHANG Y, GAO C, XU P, et al. Type synthesis of deployable and symmetrical single-loop mechanisms for constructing aerospace platforms[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 181: 105212.
- [8] ZHOU C, CHEN H, GUO W, et al. Novel bundle folding deployable mechanisms to realize polygons and polyhedrons[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 181: 105210.
- [9] WANG S, HUANG H L, JIA G L, et al. Design of a novel three-limb deployable mechanism with mobility bifurcation[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 172: 104789.

(责任编辑 胡亚敏)