

基于CFD电子膨胀阀空化及噪声特性分析

戴磊¹ 王均宇² 王旭飞^{1*} 宋永兴^{2,3} 于跃平³

(1. 山东海筑暖通工程有限公司 济南 250014; 2. 山东建筑大学热能工程学院 济南 250101;
3. 压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室) 安徽 230031)

CFD-Based Electronic Expansion Valve Cavitation and Noise Characteristics Analysis

DAI Lei¹, WANG Junyu², WANG Xufei^{1*}, SONG Yongxing^{2,3}, YU Yueping³

(1. Haizhu Nuantong Technology Co., Ltd., Jinan 250014, China; 2. School of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China; 3. State Key Laboratory of Compressor Technology (Compressor Technology Laboratory of Anhui Province), Anhui 230031, China)

Abstract Traditional throttling elements (such as capillary tubes, etc.) cannot meet the needs of air conditioners, while electronic expansion valves are widely used for their wide adjustment range and other advantages. The electronic expansion valve is also accompanied by noise during the operation of the air conditioner. This paper is based on numerical calculations of the flow field characteristics of the electronic expansion valve at different openings. The distribution of the flow field and the characteristics of cavitation are obtained. Finally, the following conclusions are obtained: with the increase of valve opening, the valve flow rate increases from 0.01499 kg/s to 0.02431 kg/s; the maximum flow rate of the flow field increases with the number of valve pulses, while the pressure drop at the throat decreases with the increase of valve opening. The cavitation is mainly generated downstream, and the cavitation in the flow field gradually decreases with the increase of valve opening. The maximum noise in the flow field increases from 113.86 dB to 122.01 dB when the valve opening increases from 100 pulses to 150 pulses.

Keywords Numerical calculation, CFD, Cavitation, Noise, Electronic expansion valve

摘要 传统的节流元件(如毛细管等)越来越不能满足空调器的需求,而电子膨胀阀以其调节范围宽等优点被广泛应用。在空调运行过程中电子膨胀阀同样伴随着噪声的产生,本文基于数值计算对不同开度下电子膨胀阀的流场特性进行研究,得到了流场的分布规律和空泡的产生特点,最终得到以下结论:随着阀门开度的增大阀内流量从 0.01499 kg/s 增大到 0.02431 kg/s;流场的最大流速随阀门脉冲数的增大而增大,而阀门喉部压降随阀门开度增大而减小;空泡主要在下游产生,且随阀门开度的增大流场中空化现象逐渐减弱;当阀门开度从 100 脉冲增大到 150 脉冲时,流场的最大噪声从 113.86 dB 增大到 122.01 dB。

关键词 数值计算 CFD 空化 噪声 电子膨胀阀

中图分类号:TB533 文献标识码:A doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202212015

随着空调技术的发展,变频空调器的出现成为人们的首选。电子膨胀阀作为变频空调器的元件之一,也成为业内人员的主要研究对象。作为空调四大件之一,节流元件在工作过程中产生的噪声也

是不可忽略的^[1]。一般电子膨胀阀都是正向安装,但由于厂家设备和用户需求的不同,也常有电子膨胀阀反向安装的现象。本研究就电子膨胀阀进行研究,对不同开度下电子膨胀阀的流场特性进行分

收稿日期:2022-12-14

基金项目:山东省自然科学基金项目(ZR2021QE157);压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室)开放基金项目(SKL-YJSJ202108)

* 联系人: Tel:13066008318; E-mail: 13066008318@163.com

析,为电子膨胀阀的降噪优化等工作提供新的方向。

相对于毛细管等传统节流元件,电子膨胀阀具有便于调节、应用范围宽等优点^[2-3]。但作为节流元件在进行节流降压的同时也伴随着空化和声能的产生^[4]。当单相流的液态制冷剂流入电子膨胀阀时,喉部的节流作用使得局部横截面积减小,高压制冷剂的流速增大^[5]。当动能增大时必然会产生压力势能的减小,而喉部结构的复杂也会导致能量的损失,这部分能量会以声能的形式向外辐射,从而形成噪声^[6]。另外,局部压力的降低导致空泡的产生,空泡的溃灭、堆积等形成空化,当下游空泡溃灭是也有少量噪声的产生^[7-9]。周韶华等^[10]通过实验对不同开度下电子膨胀阀产生的噪声进行测量,结果发现噪声随阀门开度的增大而增大。Zhang 等^[11]对不同进出口压差的电子膨胀阀的噪声问题进行研究,结果表明压差与噪声呈正比。黄皓等^[12]对电子膨胀阀射流过程中的射流问题进行研究,电子膨胀阀产生的噪声主要是流体噪声,分析了流道的几何结构等对噪声的影响,对电子膨胀阀的降噪问题具有指导性意义。秦宪等^[13]提出了一种新型的电子膨胀阀内部流道结构,减少了毛细管焊接的两个点位提升了焊接质量。Habibnejad 等^[14]通过对截止阀的流动和空化进行仿真模拟发现阀门开度和入口流速通过影响压降从而影响流致噪声。Liang 等^[15]研究了不同进口压力对非定常空化过程的影响。Han 等^[16]发现背压的增加可以有效地减少液压阀的空化现象从而降低流致噪声的产生。Jeonga 等^[17]通过实验的方法发现空化及流致噪声随着制冷剂流量的增加逐渐增强。Hou 等^[18]通过实验研究的方法发现,电子膨胀阀的进出口压差不仅影响质量流量还对空化程度和流致噪声产生一定的影响。

现有研究多对正向安装的电子膨胀阀进行研究,但对某些需求下的反向安装的研究较少。因此本文针对电子膨胀阀进行数值计算,以 R410A 制冷剂为介质对制冷工况下的空化及噪声问题进行研究,分析了阀门开度对空化强度、压降以及流速等的影响,研究了噪声的分布特点,对该类电子膨胀阀的优化提供方向。

1 电子膨胀阀模型

1.1 物理模型

电子膨胀阀是空调器中常用的节流元件,本研

究以某厂家电子膨胀阀为研究对象进行研究。图 1 所示是电子膨胀阀的模型示意图。图 1 组成部分主要有出口水平管、入口水平管、锥形阀针、阀腔、入流扩口、入流垂直管段、入流弯管段。当流体从入口管段流入时,按照需要的制冷能力对阀门开度进行调节。

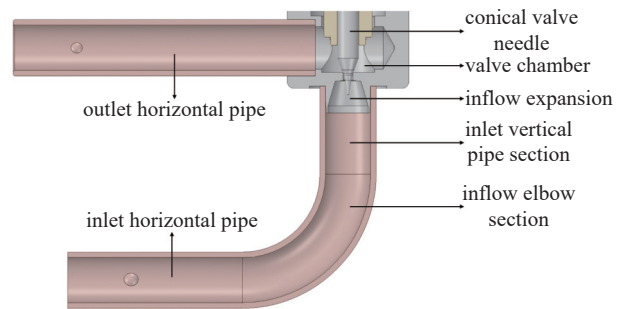


图1 电子膨胀阀模型图

Fig. 1 Model diagram of the electronic expansion valve

当所需制冷能力不同时,可以按照需求对阀芯上升高度进行调节。本文以阀芯上升高度以及脉冲数对阀芯上升高度进行描述,其上升高度与脉冲数的对应关系如(1)所示:

$$L = (S - 30) \times 0.00625 \quad (1)$$

式中 L 是阀芯上升高度, mm; S 是阀门脉冲数。

本研究所用的电子膨胀阀常用于家用空调器,在进行节流原件安装过程中,由于厂家产品以及用户的需求不同,电子膨胀阀的安装方式也不同。常用电子膨胀阀以正向安装为主,但在某些产品中为了考虑制冷效果以及安装成本,常常将阀门进行反向安装。本文以制冷工况下的电子膨胀阀进行研究,在 100~150 脉冲下每隔 10 脉冲进行反向建模,根据表 1 阀芯上升高度与对应脉冲数的关系得到图 2 计算流体域。

表 1 电子膨胀阀脉冲数与阀芯上升高度对应关系

Tab. 1 The number of pulses of the electronic expansion valve corresponds to the rise height of the valve spool

脉冲数	阀芯上升高度/mm	脉冲数	阀芯上升高度/mm
100	1.9375	130	2.125
110	2	140	2.1875
120	2.0625	150	2.25

由于在实验过程中,电子膨胀阀进出口的管径与测试台并不匹配,因此会有一小段变径的管段。再者为了节省安装空间,通常在下流出口会有一段

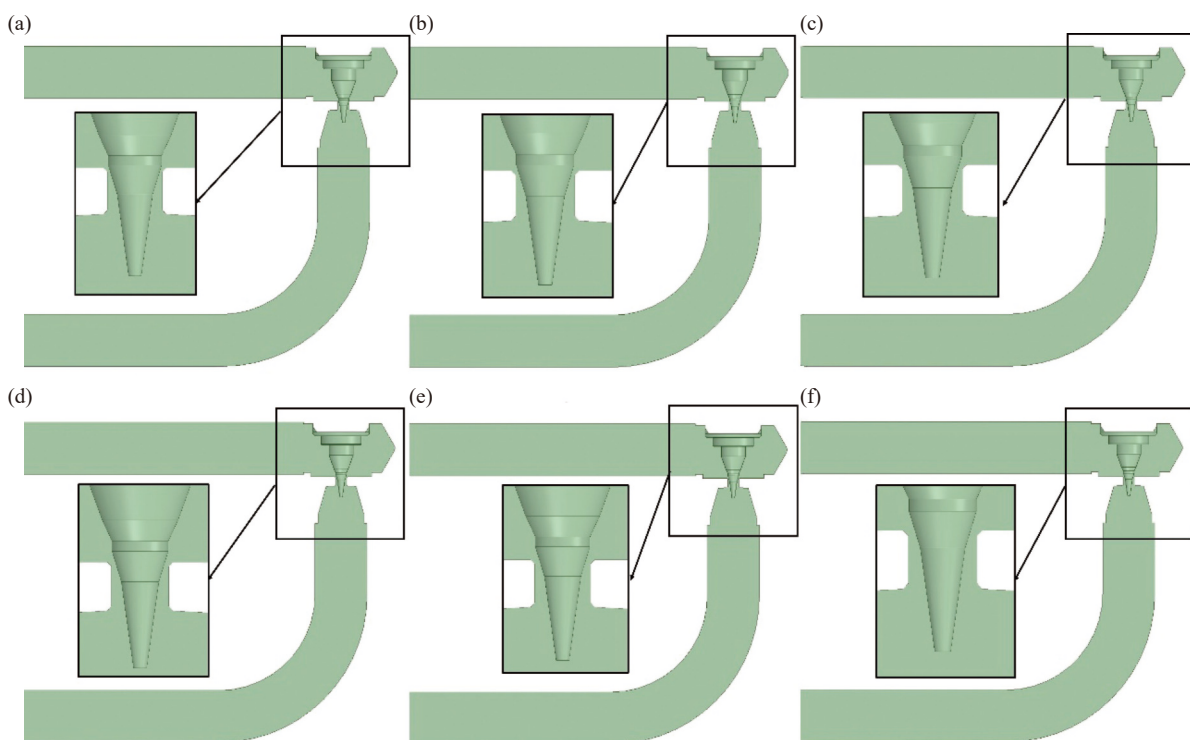


图2 不同脉冲数下的计算流体域 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 2 Computational fluid domain with different number of pulses. (a) 100 pulses. (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (f) 150 pulses



图3 电子膨胀阀测试台示意图

Fig. 3 Electronic expansion valve test bench diagram

弯管以改变流向。图3所示为本次实验过程中的电子膨胀阀安装示意图,根据管径、变径长度等参数对计算流体域进行改进,最终计算流体域如图4所示。

1.2 数学模型

在用 CFD(Computational Fluid Dynamics)对流体进行计算时,首先要考虑流体质量、动量、能量守恒方程。由于制冷剂在流经电子膨胀阀是会发生相变,因此要考虑多相流问题。在流体流经阀门喉部时,由于节流作用会产生流动的不稳定,因

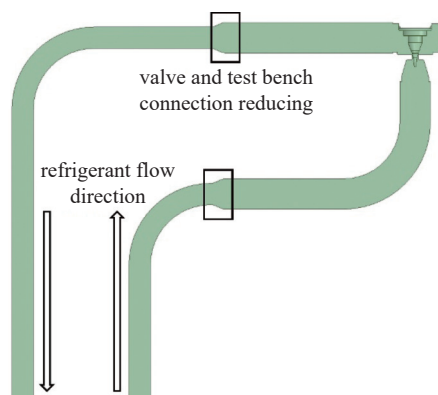


图4 计算流体域

Fig. 4 Computational fluid domain

此还要考虑他的湍流流动问题。本研究拟采用 Realizable k-ε 湍流模型、Zwart-Gerber-Belamri 空化模型和 VOF 多相流模型进行计算。为了计算制冷剂在流动过程中产生的噪声,使用 Broadband Noise Sources 噪声模型。

质量守恒^[11]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中 u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 三个方向的法向速度, m/s。

动量守恒:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = \rho f - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (3)$$

式中 μ 是流体的运动粘性系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; ∇p 为压差力, Pa ; f 为体积, m^3 ; $\vec{v}$ 为流体的矢量流速, m/s 。

能量守恒:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} T) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (4)$$

式中 c_p 为定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为温度, K ; k 为流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S_T 为流体的内热源及由粘性作用流体机械能的部分。

Zwart-Gerber-Belamri 空化模型^[11]:

当 $p_v \geq p$ 时,

$$R_e = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} \quad (5)$$

当 $p_v < p$ 时,

$$R_c = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_l}} \quad (6)$$

式中 p_v 为液体在相应温度下的饱和蒸汽压力, Pa ; α_v 为气相体积分数; R_B 为气泡半径, m ; ρ 为混合相密度, kg/m^3 ; ρ_l 为液体密度, kg/m^3 ; ρ_v 为气体密度, kg/m^3 ; R_e 为蒸发相生成率; R_c 为凝结相生成率。

Broadband Noise Sources 噪声模型:

$$P_A = \alpha_s \rho_0 \varepsilon M_t^5 \quad (7)$$

$$M_t = \frac{\sqrt{2kn}}{\alpha_0} \quad (8)$$

式中 P_A 是声功率, W/m^3 ; α_0 是声速, m/s ; α 是模型常数; M_t 是湍流马赫数; n 是湍动能, m^2/s^2 ; ε 是湍流动能耗散率。

2 边界及初始条件

本研究拟对六种不同开度下的电子膨胀阀流场进行计算。由于在实际工作过程中, 为了得到不同制冷能力, 通常改变阀芯上升高度即脉冲数或进出口压力来实现。为此, 本文的计算以压进压出作为边界条件, 以 2.6325 MPa 为压力入口, 以 0.7759 MPa 作为出口压力条件。本文以 R410A 制冷剂作为介质对不同开度的电子膨胀阀进行计算。为了研究阀门开度对流场噪声等的分布, 六种计算工况除阀门开度变化外, 其他条件保持一致, 其制冷剂参数如表 2 所示。

表 2 制冷剂参数

Tab. 2 Refrigerant parameters

制冷剂状态	温度/ $^{\circ}\text{C}$	密度/ (kg/m^3)	定压比热容/ $(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$	导热系数/ $(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$	动力粘度/ $(\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}))$
液态	41	969.079	1961.5	0.0804	9.4485×10^{-5}
气态	3	33.661	1162.9	0.0124	1.2370×10^{-5}

3 网格独立性分析

电子膨胀阀是空调器常用的节流元件, 介于冷凝器和蒸发器之间^[19-20]。制冷剂以高温高压的液态从冷凝器流出, 经电子膨胀阀节流降压作用后以气液两相状态流出进入蒸发器。由于电子膨胀阀上下游的结构较为简单, 在阀门喉部产生气化形成空泡, 因而喉部的计算较为重要。为了确保计算的准确性, 以 100 脉冲数下的模型为例对喉部进行加密处理, 最终得到四种不同网格数量的网格模型, 如图 5 所示。

网格质量对计算结果的准确性、和理性具有直接决定性作用, 合适的网格尺寸不仅能够满足计算的准确性还能实现效率最大化^[21]。以 $G=0.01 \text{ kg/s}$ 的质量流量入口为边界条件, 0.8 MPa 的压力为压力出口, 通过计算得到稳定后的出口压力如表 3 所示。通过对网格无关性检验得出计算误差随网格数量的增大而减小, 且当网格数量为 82 万时, 计算时间不需要很久, 因此选择 82 万的网格数量进行计算。同理, 其他脉冲数下网格也按照 100 脉冲数的喉部加密尺寸进行计算。

表 3 网格无关性检验

Tab. 3 Grid model diagram at different number of throttle holes

网格数量/万	入口流量/ (kg/s)	出口流量/ (kg/s)	误差/%
65	0.01	0.00982	1.8
70	0.01	0.00989	1.1
77	0.01	0.00992	0.8
82	0.01	0.00997	0.3

4 计算结果及分析

4.1 流量

图 6 所示是电子膨胀阀节流元件噪声测试台, 以传感器来测量电子膨胀阀进出口的压力、温度等参数, 并记录流量变化。本文通过数值计算得到六种开度下的流量参数, 如图 7 所示。图 7 是在六种阀门开度下的实验与数值计算的流量对比图, 从图

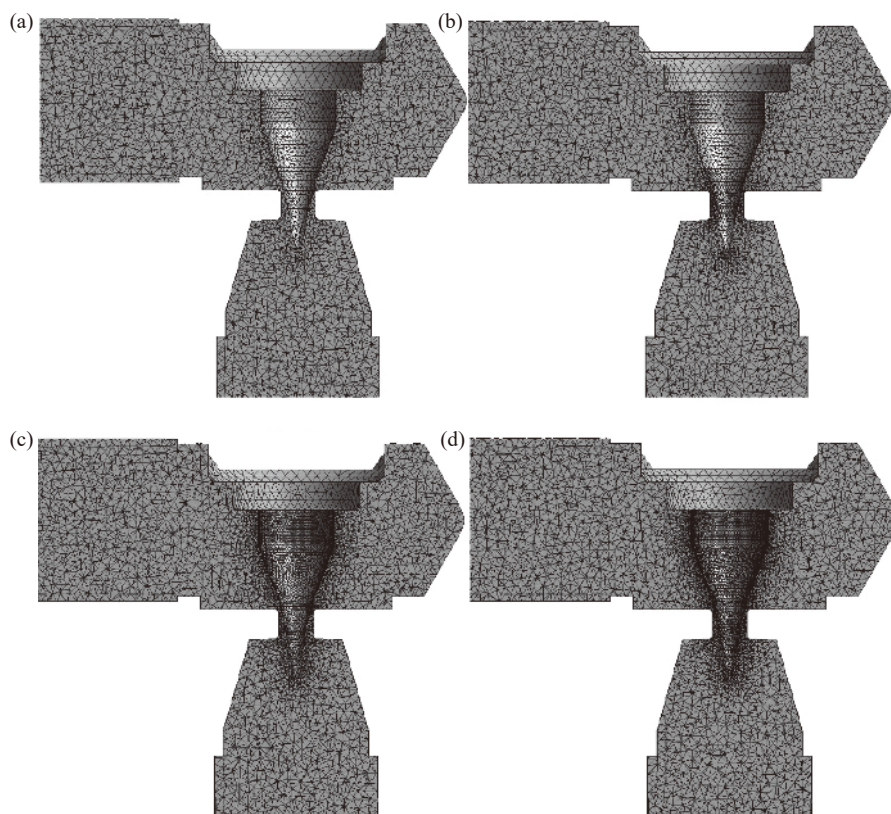


图5 不同数量节流孔处网格模型图。(a) 65 W, (b) 70 W, (c) 77 W, (d) 82 W

Fig. 5 Different number of grid model diagrams. (a) 65 W, (b) 70 W, (c) 77 W, (d) 82 W

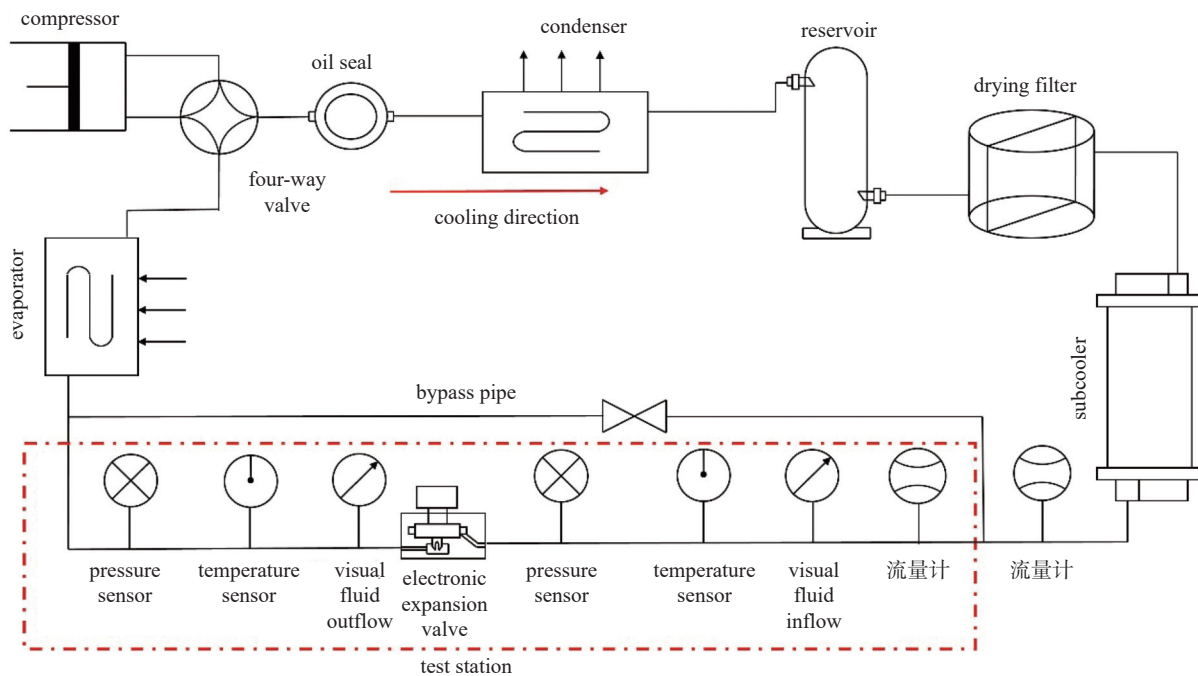


图6 实验流程图

Fig. 6 Experimental flow chart

中可以看出,当阀门开度从100脉冲增大到150脉冲时,实验测得和数值计算得到的结果其流量都逐渐增大。但在进行数值计算时不考虑其他条件的

影响即视为理想状态,但在实际过程中,会由于安装方式、测量精度、读数误差等产生一定的影响,因而实验研究与数值计算的结果会产生一定的误差。

但从图示可知,误差都在 10% 以内,可以满足计算要求。

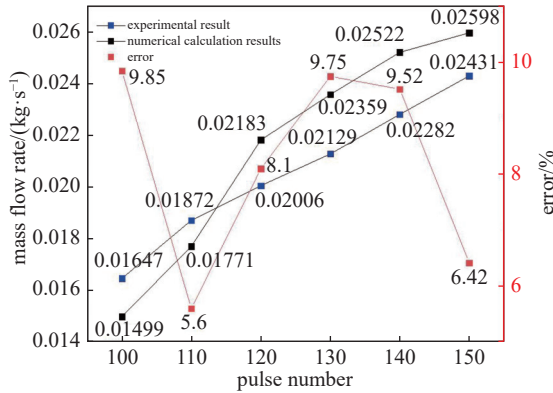


图7 实验与数值计算结果对比图

Fig. 7 Comparison of experimental and numerical calculation results

4.2 压力及速度分布

当空调处于制冷状态时,制冷剂以高温高压液态的形式从冷凝器流入节流元件。由于电子膨胀阀具有节流降压的作用,在其出口制冷剂的压力减小。图 8 所示是在六种阀门开度下的压力云图,从

图中可以看出,在从下向上流动过程中,在入口的压力较大,而在出口压力较小。这是由于高压的液体流动横截面骤缩的阀门喉部时,部分压力势能转变为动能,且在喉部区域具有较多的能量损失,因而造成出口压力减小。图示喉部即局部云图中可以看出,随着阀门开度的增大,喉部压降逐渐减小。

随着阀门开度的增大,阀门喉部的横截面积逐渐增大,阀门的流通能力增强。由于流通能力增强,使得其内部流体流动能力增强,从而使得流量增大。图 9 所示是在不同脉冲数下的速度场分布。图示局部区域是该剖面上流速最大的位置,从图中可以看出,随着阀门开度的增大最大流速也逐渐增大,从 100 脉冲下的 58.61 m/s 增大到 150 脉冲时的 61.12 m/s。阀门流量和流速由阀门喉部通径所决定,当阀门开度增大阀门通径也随之增大,故而流速也随之增大。

4.3 气相体积分数

节流元件在空调运行过程中起着节流降压的作用。液相制冷剂流入电子膨胀阀时,由于阀门的降压的作用使得阀门喉部及下游的压力减小,当局

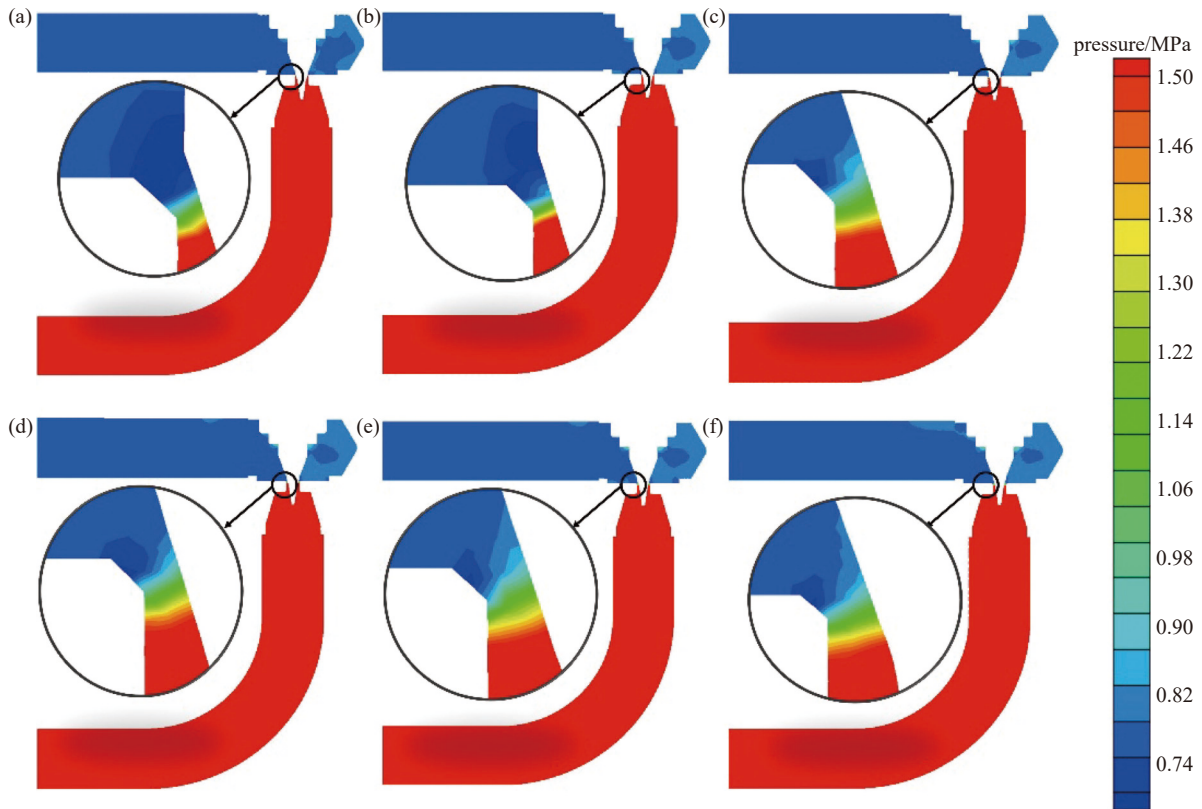


图8 不同脉冲数下压力分布 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 8 Pressure distribution at different number of pulses. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (f) 150 pulses

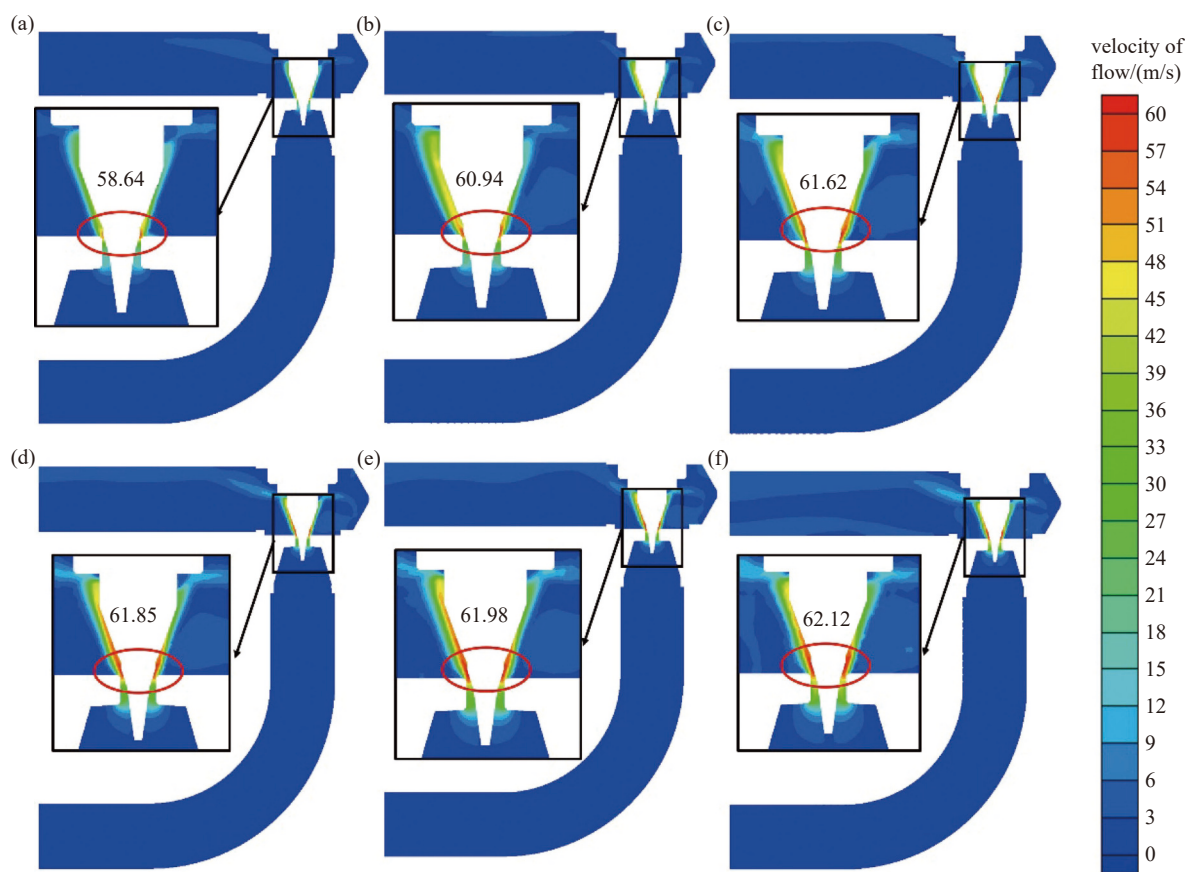


图9 不同脉冲数下速度场 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 9 Velocity field at different pulse numbers. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (d) 150 pulses

部压力小于该状态下制冷剂的饱和蒸汽压力时,就会产生空泡,空泡随流体向下运动在下游堆积形成两相流。图 10 所示是在不同脉冲数下的气相体积分数分布,从图中可以看出,阀前呈单相状态,在流经喉部后呈两相流状态。当阀门处于 100 脉冲或 110 脉冲时,在阀门出口有较多的气相制冷剂掺杂其中。而当阀门开度增大到 120 脉冲时,出口已经不再有气相制冷剂的存在。当阀门开度处于 100~130 脉冲时,在下游弯管位置有较多的气体存在,而当阀门开度增大到 140 脉冲时,该区域的气泡逐渐消失。图示中空泡聚集的区域主要在节流后阀门的直管段,当阀门开度逐渐增大时,空化现象减弱,空化区域减小。

4.4 声功率级分布

当制冷剂流经电子膨胀阀时,由于节流降压作用使得部分压力势能转变为动能,同时在阀门喉部具有能量损失,这部分能量以声能的形式向外辐射形成噪声。图 11 是不同脉冲数下的噪声分布,从图

中可以看出,随着阀门开度的增大其下游及阀腔处的噪声源处分贝值都有所增大。图示中噪声主要集中在阀门下游及阀腔区域,并且贴近阀针壁面位置噪声较大。图 12 所示是不同脉冲数下的湍动能分布,从图中可以看出在阀针壁面位置湍动能较大,这与噪声分布特点相似。由于制冷剂由下向上流动时,阀针产生一个阻碍作用,流体沿阀针绕流从而具有较大的湍动能,因而产生较大的噪声。

当流体冲下向上流动时,流体在经过阀门喉部时由于横截面积的收缩使得流体流速较大具有一定的冲力,当流体冲击到阀座时产生碰撞,形成噪声。图 13 所示是不同脉冲数下在阀针及阀座壁面的噪声分布。从图中可以看出,随着阀门开度的增大,阀座及阀针壁面的噪声也在逐渐增大。当阀门开度为 100 脉冲时阀座壁面产生的最大噪声为 113.86 dB,当阀门开度增大到 150 脉冲时,最大噪声值增大到 122.01 dB。这是由于在阀门开度增大的同时其喉部节流面的流速也在增大,因而在沿阀

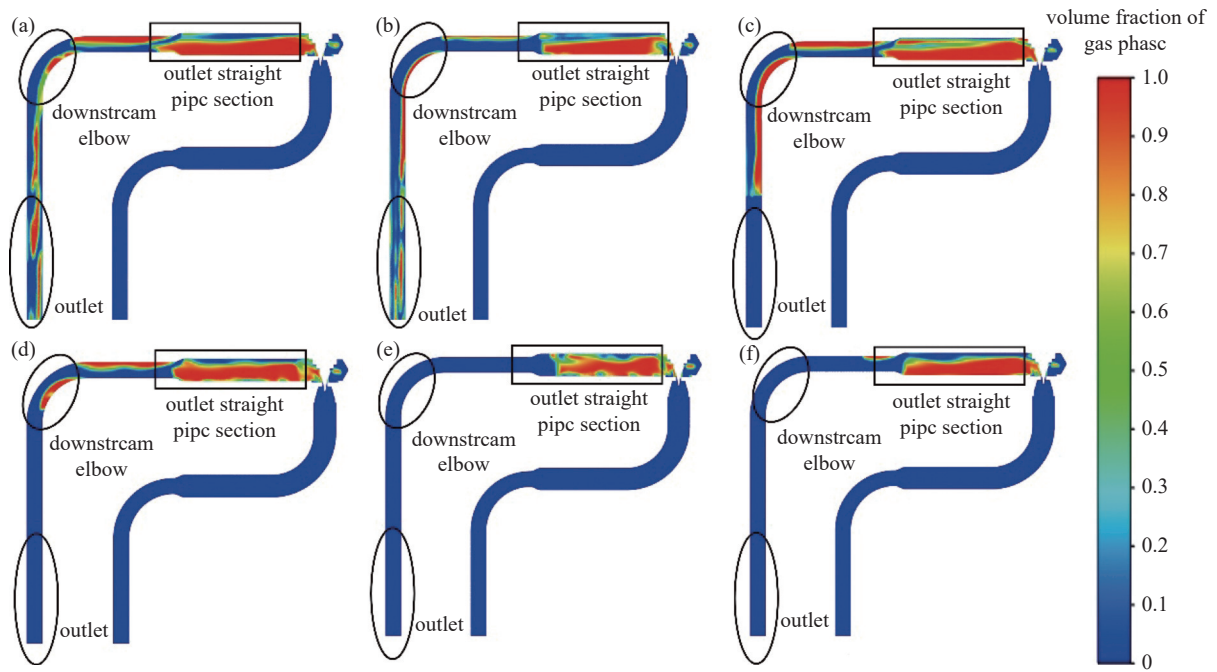


图10 不同脉冲数下气相体积分数分布 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 10 Gas phase volume fraction distribution at different pulse numbers. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (d) 150 pulses

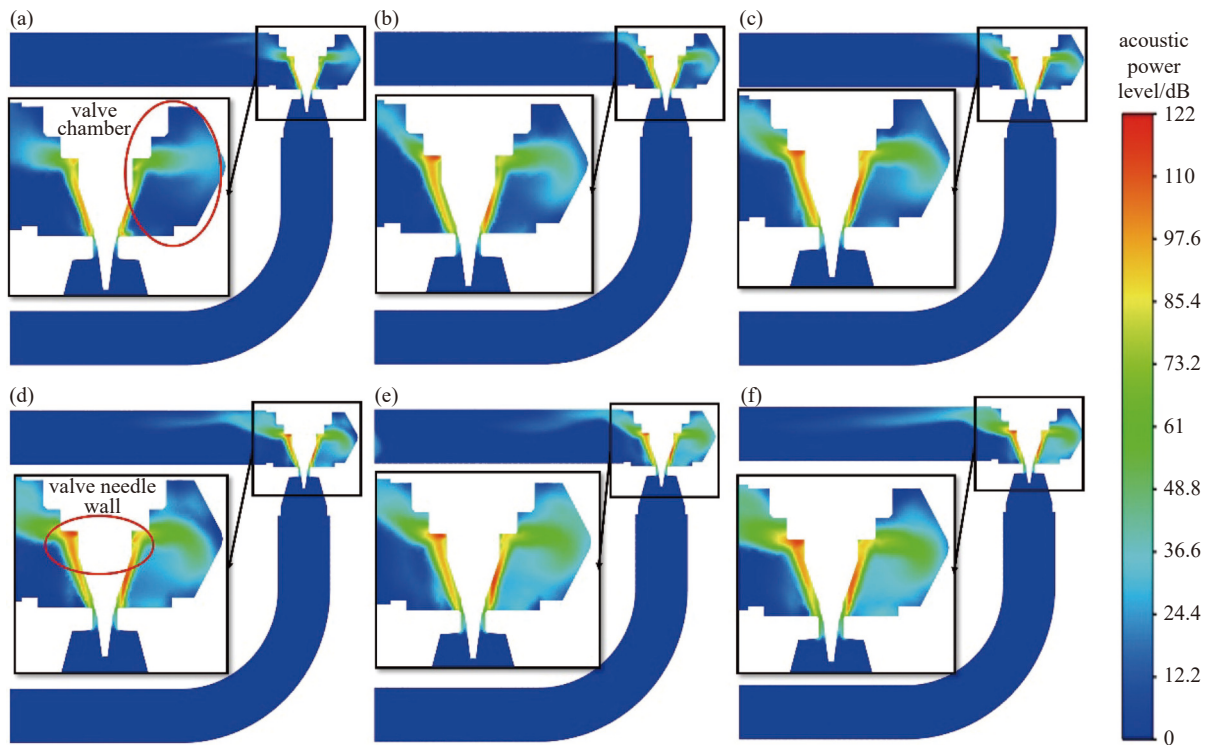


图11 不同脉冲数下声功率级分布 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 11 Acoustic power level distribution under different pulse numbers. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (d) 150 pulses

针绕流的同时,对阀座产生的冲击力也较大,因而出现阀座壁面噪声随阀门开度的增大而增大。

5 结论

本研究通过数值计算对不同脉冲数下的电子

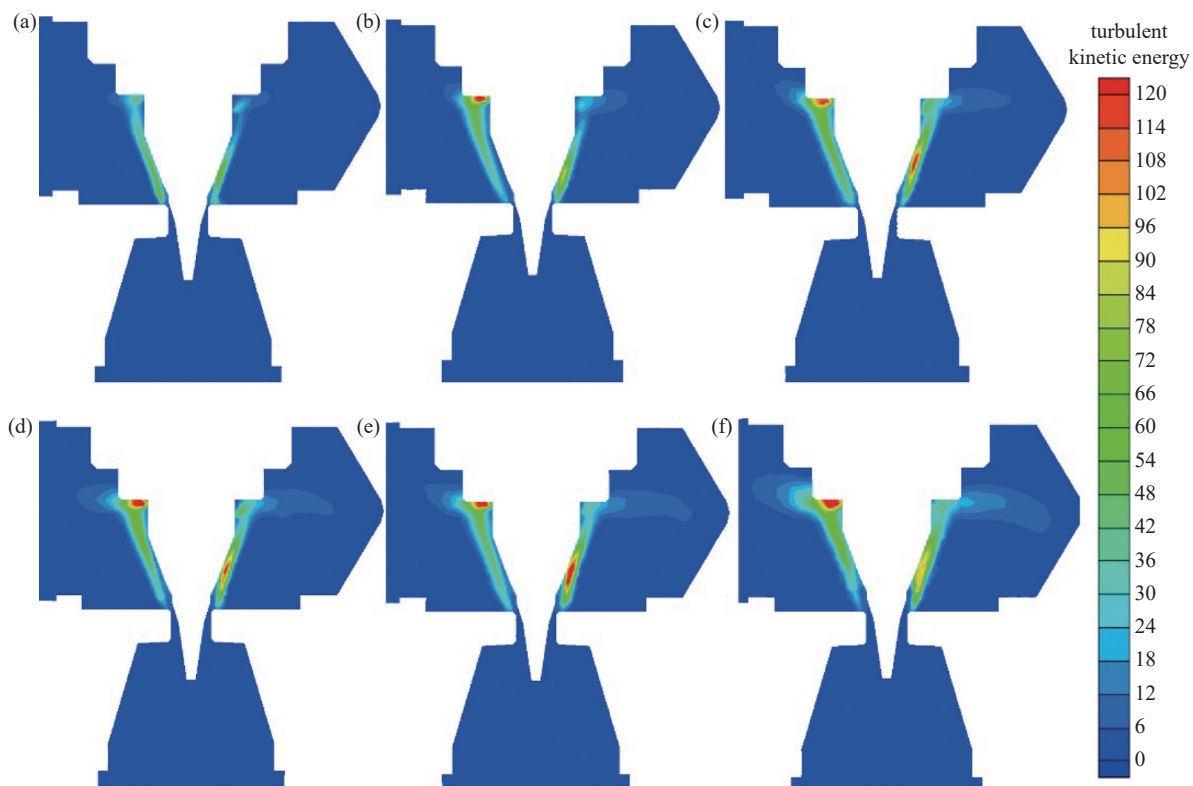


图12 不同脉冲数下的湍动能分布 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 12 Turbulent kinetic energy distribution at different pulse numbers. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (d) 150 pulses

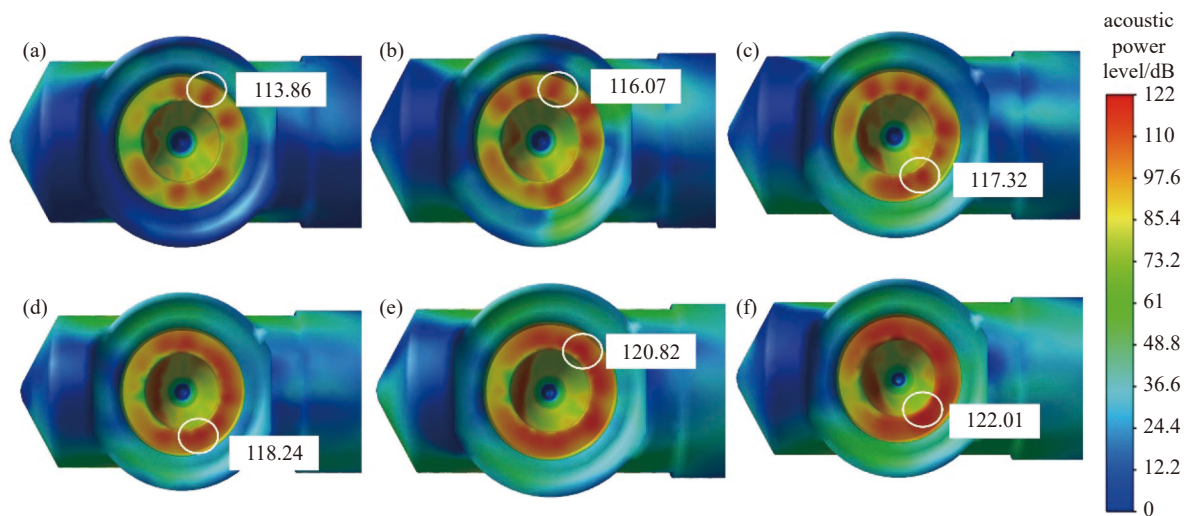


图13 不同脉冲数下阀针壁面噪声分布 (a) 100 脉冲, (b) 110 脉冲, (c) 120 脉冲, (d) 130 脉冲, (e) 140 脉冲, (f) 150 脉冲

Fig. 13 Noise distribution on the wall of the valve needle at different pulse numbers. (a) 100 pulses, (b) 110 pulses, (c) 120 pulses, (d) 130 pulses, (e) 140 pulses, (d) 150 pulses

膨胀阀内部流场进行计算,研究了在相同边界条件下不同开度下阀门的压力、速度、气相体积分数以及声功率级等分布特点,进一步对噪声等进行分析,最终得到以下结论:

(1)随着阀门开度的增大,阀内流体的流量也逐渐增大。当阀门开度处于100脉冲时阀内流体的流量为0.01499 kg/s,当脉冲数增大到150脉冲时,流量增大到0.02431 kg/s;

(2) 阀门喉部的压降及最大流速与阀门开度有关。当阀门从 100 脉冲增大到 150 脉冲时, 阀门喉部的最大流速从 58.64 m/s 增大到 61.12 m/s, 且阀门喉部的压降也随脉冲数的增大而减小;

(3) 空泡聚集的区域主要在节流后阀门的直管段, 当阀门开度逐渐增大时, 空化现象减弱, 空化区域减小;

(4) 阀门流场中的最大噪声随阀门开度的增大而增大。噪声主要集中在阀针壁面、阀座壁面以及节流孔喉部, 且随着阀门开度的增大流体的湍动能也增大, 对阀座产生冲击力进而使得噪声增大。当阀门开度从 100 脉冲增大到 150 脉冲时, 流场的最大噪声从 113.86 dB 增大到 122.01 dB。

参 考 文 献

- [1] Yu Zhang, Yicai Liu. Progress in two-phase flow-induced noise of small scale refrigeration system[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2021, 55(4): 775–792 (张益才. 小型制冷系统两相流致噪声研究进展[J]. *浙江大学学报 (工学版)*, 2021, 55(4): 775–792(in chinese))
- [2] Wenyang Hao, Hua Zhang, Jian Sheng. Feasibility study on electronic expansion valve substituting for capillary tube in constant temperature and humidity cabinet[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2021, 41(3): 62–66+71 (郝文洋, 张华, 盛健. 恒温恒湿箱内电子膨胀阀替代毛细管的可行性研究[J]. *制冷技术*, 2021, 41(3): 62–66+71(in chinese))
- [3] Shanshan Wang, Lei Wang. The research of fuzzy control about electronic expansion valve based on Simulink [C]//Chinese Journal Scientific Instrument (2015(supplement) Volume 36) 2015:318–321 (王珊珊, 王雷. 基于 Simulink 的电子膨胀阀的模糊控制研究[C]//. *仪器仪表学报*(2015(增刊)第36卷), 2015: 318–321.(in chinese))
- [4] [Lingqi Meng. Research on acoustic characteristic of High Pressure-drop multistage Steam Trap [D]. Lanzhou University of Technology, 2017 (孟令旗. 高压降多级降压疏水调节阀声学特性研究[D]. 兰州理工大学, 2017.(in chinese))
- [5] Haijun Li, Junjie Zhai, Zhiyong Su, et al. Affect of compressor speed on performance of -pressure air-supply refrigeration system[J]. *Cryogenics/Refrigeration*, 2021, 49(11): 47–51 (李海军, 翟俊杰, 苏之勇, 等. 基于低压补气的变转速冷藏系统的性能研究[J]. *低温与超导*, 2021, 49(11): 47–51(in chinese))
- [6] Shuaibin Han, Yong Luo, Hu Li, et al. Momentum decomposition and energy transport characteristics of open cavity flow[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2022, 54(2): 359–368 (韩帅斌, 罗勇, 李虎, 等. 空腔流动的动量分解及能量输运特性[J]. *力学学报*, 2022, 54(2): 359–368(in chinese))
- [7] Ruijie Hou, Zhengyang Liu, Yongxing Song, et al. Study on hydrodynamic cavitation characteristics of self-excited centrifugal cavitation reactor[J]. *Journal of Shandong Jianzhu University*, 2022, 37(5): 57–64 (侯瑞杰, 刘正杨, 宋永兴, 等. 自激离心式水力空化反应器的空化特性研究[J]. *山东建筑大学学报*, 2022, 37(5): 57–64(in chinese))
- [8] Guihua han, Pengbo Ju, Zhiwei Zhao, et al. Experimental study on the effect of hydraulic cavitation on the physical and chemical properties of water[J]. *Journal of Harbin University of Science and Technology*, 2022, 27(4): 1–9 (韩桂华, 鞠鹏博, 赵志伟, 等. 水力空化效应对水物化性质影响的实验研究[J]. *哈尔滨理工大学学报*, 2022, 27(4): 1–9(in chinese))
- [9] Jianchang Li, Hongyu Li, Yue Sun, et al. Simulation of cavitation flow inside plain-orifice nozzle at low outlet pressure[J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2013, 33(3): 277–283 (李建昌, 李宏宇, 孙越, 等. 低出口压力下喷嘴内部空化流动模拟分析[J]. *真空科学与技术学报*, 2013, 33(3): 277–283(in chinese))
- [10] Shaohua zhou, Feilong Zhan, Guoliang Ding, et al. Whistling noise characteristics and noise generation rules of electronic expansion valve[J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(5): 106–113 (周绍华, 詹飞龙, 丁国良, 等. 电子膨胀阀内啸叫噪声特性及发声规律的实验研究[J]. *制冷学报*, 2022, 43(5): 106–113(in chinese))
- [11] L. Zhang, J. Wang, Y. Song, et al. Flow-induced Noise Mechanism And Optimization Design Of Electronic Expansion Valve, Vacuum. 204 (2022) 111335. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2022.111335>
- [12] Hao Huang, Zhiyi Wang, Fulei Ren, et al. Numerical simulation of jet noise in electronic expansion valve[J]. *Journal of Zhejiang Sci-Tech University (Natural Sciences)*, 2014, 31(9): 512–516 (黄皓, 王志毅, 任夫磊, 等. 电子膨胀阀射流噪声数值模拟[J]. *浙江理工大学学报*, 2014, 31(9): 512–516(in chinese))
- [13] [13] Xian Qin, Lifeng Hou, Pan Zhao, et al. Research on the Heating and Throttling Noise of Electronic Expansion Valves [C]//. Proceedings of the 2018 China Household Electrical Appliances Technology Conference, 2018:

- 671–673 (秦宪, 侯丽峰, 赵攀, 等. 电子膨胀阀制热节流噪声的研究[C]//. 2018年中国家用电器技术大会论文集., 2018: 671–673.(in chinese))
- [14] D. Habibnejad, P. Akbarzadeh, A. Salavatipour, et al. Cavitation Reduction In The Globe Valve Using Oblique Perforated Cages: A Numerical Investigation, *Flow Meas. Instrum.* 83 (2022) 102110. <https://doi.org/10.1016/j.flow-measinst.2021.102110>.
- [15] J. Liang, X. Luo, Y. Liu, et al. A Numerical Investigation In Effects Of Inlet Pressure Fluctuations On The Flow And Cavitation Characteristics Inside Water Hydraulic Poppet Valves, *Int. J. Heat Mass Transf.* 103 (2016) 684–700. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.112>.
- [16] M. Han, Y. Liu, D. Wu, et al. A numerical investigation in characteristics of flow force under cavitation state inside the water hydraulic poppet valves, *Int. J. Heat Mass Transf.* 111 (2017) 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.100>.
- [17] W. B. Jeong, H. S. Han, J. Y. Mo, et al. Experimental study of the effects of the cycle characteristics on the refrigerant-induced noise in system air-conditioner, *J. Mech. Sci. Technol.* 21 (2007) 1112–1119. <https://doi.org/10.1007/BF03027661>.
- [18] Y. Hou, C. Liu, J. Ma, et al. Mass flowrate characteristics of supercritical CO₂ flowing through an electronic expansion valve, *Int J Refrig.* 47 (2014) 134–140. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.008>.
- [19] Guohu Ning, Yanlong Liu, Huijie Zhang. Analysis and Research on Failure of Low Suction Pressure in Evaporation Cycle[J]. *Aviation Maintenance and Engineering*, 2022(2): 124–125 (宁国虎, 刘彦龙, 张慧杰. 蒸发循环吸气压力低故障分析研究[J]. *航空维修与工程*, 2022(2): 124–125(in chinese))
- [20] Haijun Li, Zhonglai Zhang, Zhiyong Su, et al. Influence of electronic expansion valve on refrigeration performance of bus air conditioners[J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2020, 48(9): 54–59 (李海军, 张中来, 苏之勇, 等. 电子膨胀阀对客车用空调器制冷性能影响[J]. *低温与超导*, 2020, 48(9): 54–59(in chinese))
- [21] Sai Wu, Junhai Zhao, Dongfang Zhang, et al. Numerical analysis of explosion wave in free air[J]. *Engineering Blasting*, 2019, 25(3): 1–6+31 (吴赛, 赵均海, 张冬芳, 等. 自由空气中爆炸冲击波的数值分析[J]. *工程爆破*, 2019, 25(3): 1–6+31(in chinese))