

电子膨胀阀射流噪声数值模拟

黄 皓^{1a}, 王志毅^{1b}, 任夫磊^{1a}, 程德威²

(1. 浙江理工大学, a. 机械与自动控制学院; b. 建筑工程学院, 杭州 310018; 2. 奥克斯电气有限公司, 浙江宁波 315191)

摘 要: 应用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型和 Mixture 两相流模型, 对电子膨胀阀小开度下的二维流场进行了数值模拟, 根据计算结果, 使用宽频噪声计算方法得到了膨胀阀内流体噪声分布。对电子膨胀阀的改进模型进行了数值模拟, 并对流体的速度场及其噪声辐射结果进行了分析, 结果表明, 阀口长度加长和阀口改为喇叭口结构可以减小射流噪声。

关键词: 电子膨胀阀; 射流噪声; FLUENT; 数值模拟

中图分类号: O358

文献标志码: A

0 引 言

电子膨胀阀是变频空调中必不可少的节流元件, 通过与压缩机变容量技术的有效结合, 可以有效提高变频空调系统的舒适性与节能性^[1-2]。然而, 当系统在特定工况运行时, 电子膨胀阀会产生较大的噪声, 有时甚至在室内都能听到。目前, 对于电子膨胀阀噪声的研究很少, 研究者主要是膨胀阀生产厂家以及空调制造商。珠海格力电器股份有限公司对冷媒流经电子膨胀阀时产生的节流噪声进行了研究, 指出电子膨胀阀内气泡破裂噪声一般发生在 1 000~2 000 Hz 的中频区和 5 000~6 000 Hz 的高频区, 并针对各种噪音提出了相应的控制措施^[3]。广东美的制冷设备有限公司根据毛细管稳定性和准确性好的优点, 在电子膨胀阀装机时, 在其前后增加一定长度的毛细管, 降低了电子膨胀阀阀口上下游冷媒的压力差, 减小了冷媒的湍流强度, 从而减小湍流噪声^[4]。但是这些改进措施均基于特定的空调系统进行, 没有提升电子膨胀阀自身的工作性能。电子膨胀阀产生的噪声主要为流体噪声, 因此, 从改进流道入手来解决电子膨胀阀的噪声问题是企业掌握核心竞争力的必然选择。

本文针对电子膨胀阀节流噪声问题, 通过 FLUENT 软件开展流场和噪声分布的数值模拟, 分析了膨胀阀的流道几何结构对流场和噪声的影响, 对电子膨胀阀降噪具有一定的工程指导意义。

1 数学模型

由于电子膨胀阀内流体存在相变过程, 本文采用 Mixture 多相流模型, 同时开启空化模型。Mixture 模型及空化模型的控制方程为:

a) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial X_i} = Q(X, t) \quad (1)$$

b) 动量方程

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + c^2 \frac{\partial \rho}{\partial X_i} = -\frac{\partial T_{ij}}{\partial X_j} + F_i(x, t) \quad (2)$$

式中, ρ 为流体介质密度, v_i 为介质在 i 方向上的速度, X_i 为相应的空间 i 方向, Q 为质量的产生率, T_{ij} 为广义应力张量, F_i 为其他源项。而 $-\frac{\partial T_{ij}}{\partial X_j}$ 是引起射流噪声的主要原因, T_{ij} 包括三部分组成:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + (P_{ij} - P S_{ij}) + (P - \rho c^2) S_{ij} \quad (3)$$

其中右端第一项为转移张量, 第二项为粘滞应力张

收稿日期: 2014-03-01

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2012BAF01B05)

作者简介: 黄 皓(1988-), 男, 河南信阳人, 硕士研究生, 研究方向为流体机械理论及应用。

通信作者: 王志毅, E-mail: zywang@zstu.edu.cn

量,第三项为热传导引起的应力张量。在射流中,力的变化成为偶极子辐射源,应力变化则成为四极子辐射源。在亚声速和跨声速的自由喷射流中,粘滞应力与热传导的影响可以忽略不计,故稳态喷射流中唯一的噪声源来自于转移动量的梯度张量,这种声源一般为四极子声源^[5-6]。因此,可以使用 FLU-ENT 噪声模型中的宽频噪声模型对电子膨胀阀射流噪声进行数值分析^[7]。

c) 紊流动能 k 及其耗散率 ϵ 的输运方程,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = & \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k & \quad (4) \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = & \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + & \\ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon & \quad (5) \end{aligned}$$

式中, $C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$, $\eta = S \frac{k}{\epsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$ 。

d) 第二相的体积分数方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{V}_m) = & \\ - \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n (m_{qp} - m_{pq}) & \quad (6) \end{aligned}$$

关于流体噪声的理论研究,Lighthill 最早给出了自由射流中湍流噪声总功率与喷射速度及出口直径的关系式:

$$W = K \frac{\rho^2 D^2 v^8}{\rho_0 c_0^5} \quad (7)$$

其中, W 为湍流总声功率(W), ρ 为流体密度(kg/m^3), D 为喷口孔径(m), v 为流体速度(m/s), ρ_0 和 c_0 分别为声传播介质密度(kg/m^3)和声速(m/s), K 为 Lighthill 系数,实验值约为 $0.3 \times 10^{-4} \sim 1.8 \times 10^{-4}$ 。对于自由射流以及固体边界不起主要作用的喷射流,射流噪声受喷射速度的影响最大,阀口喷射速度越大,产生的湍流噪声也就越大。

Proudman^[8]在 Lighthill 的噪声理论基础上,推导出一个各向同性湍流引起的声功率公式。Lilley^[9]通过计算 Proudman 的最初理论中所忽略的变化较小的时间差分项推导出另一公式,得到单位体积的声功率为:

$$P_A = \alpha \rho_0 \left(\frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{a_0^5} \quad (8)$$

声功率级计算公式为:

$$L_P = 10 \lg \left(\frac{P_A}{P_{\text{ref}}} \right) \quad (9)$$

式中, u 为湍流速度(m/s), l 为特征长度(m), a_0 为当地声速(m/s), α 为一常数, P_{ref} 为参考声功率(W)。

2 电子膨胀阀流场数值模拟

2.1 几何建模及网格无关性分析

电子膨胀阀三维剖面图如图 1 所示,当流体从弯管流入、直管流出时为正向流动;当从直管流入、弯管流出时为反向流动,本文所有模拟均基于反向流动。为了缩短计算时间又能够体现流场特征,将此模型进行了简化,建立二维模型用于流场及噪声分析^[10]。

在开度为 200 脉冲工况下,针对网格无关性验证,分别做了 1 万、2 万和 6 万 3 种网格数量的模型,如图 2 所示。从图 2 中可见,阀口附近网格经过了加密处理,最小尺寸均小于 10^{-5} m。通过在流道出口处设置一个质量流量监测点,得到换算为圆管道后的流量分别为 0.033 0、0.033 9、0.035 4 kg/s,其相对误差值均在 5% 以内,表明网格密度对计算结果的精度影响不大,本研究选择 2 万的计算网格。数值模拟所需的边界条件设置为给定进、出口压力条件,图形左侧显示为黄色的边界线设置为轴对称边界条件,其他均为无滑移壁面条件。



图1 电子膨胀阀三维剖面



图2 3种不同网格密度对比

2.2 流场模拟

数值模拟首先采用稳态求解器进行计算,然后以收敛的稳态解作为瞬态计算的初始值再次计算。计算过程采用的两相流模型为 Mixture 模型、湍流模型为 Realizable $k-\epsilon$ 模型、空化模型为 Schnerr-

Sauer 模型。设定边界条件为进口压力 2.5 MPa,出口压力 0.8 MPa。流体物性参数为 R410A 两相参数,2.5 MPa 条件下对应的 R410A 饱和液相密度为 967.5 kg/m^3 、动力粘度为 $9.72 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$,饱和汽相密度为 105.67 kg/m^3 、粘度为 $1.4 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$,定义液相为主相,汽相为第二相。求解方法设定为 SIMPLE 算法,松弛因子均设置在 0.3~0.5 之间。

根据计算结果,得到流体速度分布如图 3 所示。从图 3 可以看出喷口处速度最大,在喷口下游阀针壁面带拐角处速度梯度较其他地方大,此处湍流强度最高。从与其对应的湍流云图图 4 可以看出,此处即为射流的过渡区,其辐射出的噪声强度亦为最大,达到 46.5 dB,如图 5 所示。将噪声计算结果与文献[11-12]对比后发现,模拟结果基本满足国标要求,因此,可认为该计算模型适用于电子膨胀阀的噪声模拟。

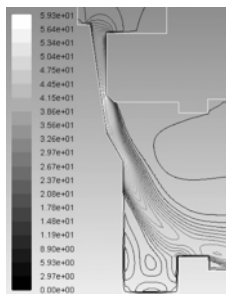


图 3 电子膨胀阀流体等速线
注:单位为 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

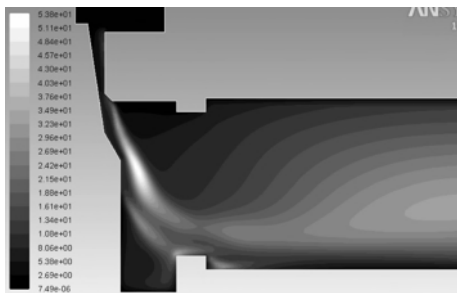


图 4 电子膨胀阀原始结构湍流动能分布
注:单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$

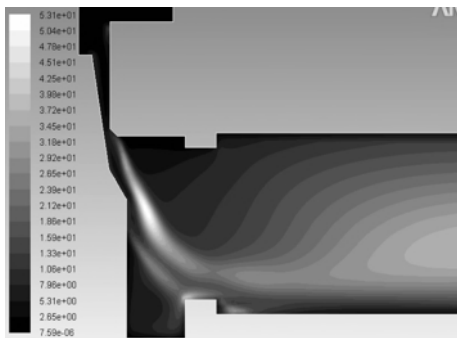


图 5 电子膨胀阀流体噪声云图
注:单位为 dB

2.3 流道模型改进及对比分析

电子膨胀阀产生射流噪声的主要原因是阀口前后压差大,过渡区内流体速度梯度大、湍流强度高,而湍流强度又与喷管形状和流体参数有关^[13]。张勃等^[14]通过实验,研究了不同宽高比的圆转矩形收敛喷管的射流宽、窄两个对称面上的湍流强度,分析结果表明,当宽高比大于 8 时,在射流中心线上距离喷口同一距离处,宽高比越大,湍流强度越大。这是因为喷口高度的减小,使得其对出口截面附近涡系发展的促进作用减弱。因此,本文尝试通过加长上游阀口长度,来促进涡系发展以减弱湍流强度。改进前、后模型的参数对比如表 1 所示。

表 1 不同结构模型参数对比

结构	阀腔高度/mm	阀腔内径/mm	阀口长度/mm	管壁倾角/度/(°)
原始结构	5.2	5.6	1.9	90
阀口长度加长	5.2	5.6	3.0	90
喇叭口	5.2	5.6	1.9	30

将原始结构电子膨胀阀的数学计算模型,应用到改进后的电子膨胀阀上,得到了改进后的电子膨胀阀的模拟结果。阀口长度由 2 mm 加长为 3 mm 的湍流动能分布如图 6 所示,上游管道连接处由直角变为喇叭口的湍流动能分布(如图 7 所示)。与图 4 进行对比后发现,3 种不同结构对应的混合区与过渡区的湍流分布均相似,改进后模型的湍流强度最大值均有不同程度的减弱,完全湍流区的湍流强度变大且占据更大的空间。当喷口加长后,出口处的涡系更容易控制在射流轴线范围内并向下游传播,射流结构中 3 个分区的连接更加紧密,湍流变化率趋于平缓,因此产生的湍流噪声也相应减小,从图 8 和图 9 可以明显发现这一变化。阀口加长后射流声功率减小了 0.3 dB,喇叭口结构对应的声功率减小了 1.2 dB,由此可以推断,加长阀口长度和阀口改为喇叭口结构可以减小射流噪声。

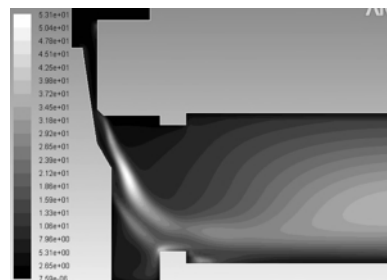


图 6 加长阀口结构湍流动能分布
注:单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$

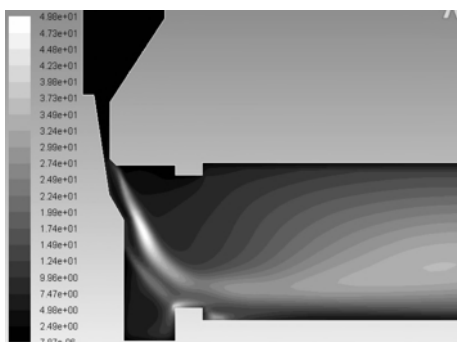


图7 喇叭口结构湍流动能分布

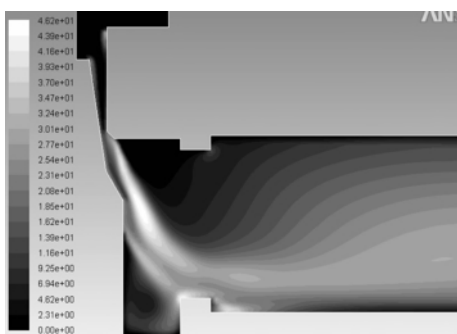
注:单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ 

图8 加长阀口结构声功率分布

注:单位为 dB

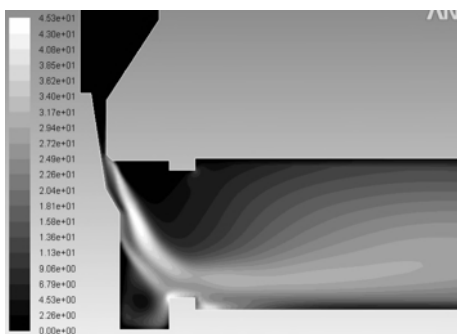


图9 喇叭口结构声功率分布

注:单位为 dB

根据模拟的结果,得到3种模型喷口处的速度变化曲线,如图10所示。从图10中可以看出,两种改进后的电子膨胀阀,出口速度均比原始结构大,这是因为上游流道的改变为流体流动提供了较长时间的动力,所以,流体动量增加,速度变大。根据Lighthill理论,膨胀阀出口速度越大,射流噪声强度越大,噪声声压级越大,这与模拟结果正好相反。产生这种现象的原因,是Lighthill理论只适用于自由射流和固体边界不起主要作用的半受限射流,它无法对电子膨胀阀的射流噪声进行解释,这是由于电子膨胀阀的管道口径较小,内部流动很容易受到壁面的影响。因此,在进行理论计算时,必须将边界层的作用考虑在内。

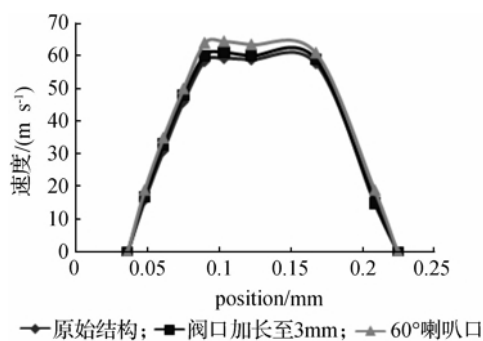


图10 不同结构阀口速度变化对比

3 结论

本文采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型和 Mixture 两相流模型对小开度下3种不同结构的电子膨胀阀的流场进行了数值模拟,得到结论如下:

a) 电子膨胀阀射流流场的湍动能分布与声功率级分布极为相似,验证了射流噪声强度主要取决于速度梯度这一理论。

b) Lighthill 理论无法解释流场噪声分布和阀口处的速度分布对比结果,这说明对自由射流和固体边界不起主要作用的喷射流均适用的 Lighthill 理论不适用于口径较小的电子膨胀阀噪声计算。

c) 通过宽频噪声模型计算得到的声功率分布图发现,加长阀口长度和阀口改为喇叭口结构的电子膨胀阀产生的射流噪声均比原始结构要小,即阀口长度加长和阀口改为喇叭口结构可以减小射流噪声。

参考文献:

- [1] 商萍君, 易佳婷. 电子膨胀阀的优势和发展趋势[J]. 制冷与空调, 2007, 21(2): 72-76.
- [2] 闫长林. 电子膨胀阀在家用变频空调器中的应用[J]. 家电科技, 2013(3): 52-54.
- [3] 何 珍. 浅谈电子膨胀阀节流噪声的产生与控制[J]. 科技创业家, 2013(4): 79-81.
- [4] 林 竹, 吴 空. 变频电子膨胀阀空调冷媒流动异音分析研究[J]. 家电科技, 2012(11): 78-79.
- [5] 韩阳泉. 喷注噪声的数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2007: 45-48.
- [6] 马大猷. 现代声学理论基础[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 94-95.
- [7] 安世亚太流体产品业务部. ANSYS Fluent 航空气动噪声解决方案[J]. 航空制造技术, 2012(9): 103-104.
- [8] Proudman I. The generation of noise by isotropic turbulence[J]. Proc Roy Soc, 1952, A214: 119.
- [9] Lilley G M. The radiated noise from isotropic turbulence revisited [R]//NASA Contract Report. Hampton;

- NASA Langley Research Center, 1993: 75.
- [10] 王志刚, 王冬青, 柳成文, 等. 电子膨胀阀内制冷剂两相流动过程的数值计算与实验验证[J]. 流体机械, 1999, 27(8): 51-55.
- [11] 中华人民共和国国家经济贸易委员会. JB/T 10386—2002, 家用和类似用途空调电子膨胀阀[S]. 2003.
- [12] 中华人民共和国工业和信息化部. JB/T 10212—2011, 制冷空调用直动式电子膨胀阀[S]. 2011.
- [13] Shih T H, Chen J Y, Lumley J L. Second order modeling of boundary-free turbulent shear flows[J]. AIAA Journal, 1992, 30(6): 1553-1560.
- [14] 张 勃, 吉洪湖, 曹广州, 等. 宽高比对矩形喷管射流湍流强度影响试验[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2244-2248.

Numerical Simulation of Jet Noise of Electronic Expansion Valve

HUANG Hao^{1a}, WANG Zhi-yi^{1b}, REN Fu-lei^{1a}, CHENG De-wei²

(1. Zhejiang Sci-Tech University, a. School of Mechanical Engineering & Automation;

b. School of Civil Engineering and Architecture, Hangzhou 310018, China;

2. AUX Electrical Appliance Co., Ltd., Ningbo 315191, China)

Abstract: Numerical simulation of two-dimensional flow field was carried out for electronic expansion valve with Realizable $k-\epsilon$ turbulent model and mixture two-phase flow model. Based on the calculation result, flow noise distribution in the expansion valve was gained with broadband noise calculation method. Numerical simulation of the improved model of the electronic expansion valve was conducted. Besides, velocity field of the flow and noise radiation results were analyzed. The results show longer valve port and trumpet structure of the valve port can reduce jet noise.

Key words: electronic expansion valve; jet noise; FLUENT; numerical simulation

(责任编辑: 康 锋)