

文章编号: 1002-5855(2015) 02-0013-05

## 蒸汽控制阀的设计及噪声分析

刘儒亚, 王 晖, 王建华, 刘孝广

(杭州华惠阀门有限公司, 浙江 杭州 311122)

**摘要** 介绍了蒸汽控制阀的结构、主要特点、工作原理和主要部件的设计, 分析了阀门在不同开度下阀内流体的流动情况, 论证了阀内消音孔罩对降噪所起的作用。

**关键词** 控制阀; 结构; 消音孔罩; 噪声

中图分类号: TH134

文献标志码: A

## The Design and Noise Analysis of Steam Control Valve

LIU Ru-ya, WANG Hui, WANG Jian-hua, LIU Xiao-guang

(Hangzhou Worldwides Valve Co., Ltd., Hangzhou 311122, China)

**Abstract:** This article introduced structure features and main part of steam control valves, analyzed the flow movement under different opening of valve, proved the noise reduction of silencing cage of the valve.

**Key words:** control valve; structure; reduction escutcheon; noise

## 1 概述

蒸汽控制阀是“热电联产工程”和“供热供汽工程”中减温减压装置稳定、安全、经济和持续运行的部件之一。随着我国大容量发电机组、百万吨级之烯工程、天然气工程和高能核电工程等的不断发展, 对减温减压装置的需求不断扩大, 对其性能要求也越来越高。蒸汽控制阀的研制与开发解决了阀门要求具有高性能(调节范围大、精度高、节能效果好、使用寿命长)和高可靠性(安全可靠)的难题。

## 2 结构特点

蒸汽控制阀(图 1)由阀体、阀盖、阀座、阀芯、消音罩、散热架和气动执行机构等组成。阀体为锻件, 上腔采用无中法兰自压密封式结构(图 2), 介质压力越高, 密封性越好。在上阀盖衬套中设有透气孔, 内表面堆焊硬质合金, 具有良好的平衡性并减少与阀杆的摩擦力。控制阀采用单座结构, 阀芯与阀座采用锥面密封(图 3), 密封面堆焊硬质合金。改变阀芯形状阀门可以实现等百分比及线性等调节特性。阀芯与阀座在结构尺寸设计上采用流线型, 使蒸汽流动过程中无阻碍, 有利于压力恢复和避免噪声。在上腔和下腔中, 阀芯都有导向套, 减少了阀芯

振动, 即降低了噪声。多层降噪节流孔板根据小孔消声器原理设计, 节流、消音、稳流效果明显, 使设备运行更稳定、更安静。

## 3 模拟分析

## 3.1 数学模型

## (1) 流动控制方程

高参数控制阀内可压缩气体的实际流动为湍流, 在稳态条件下, 采用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型计算压缩气体的流动特性。其连续性方程、动量方程、能量方程和湍流动能方程为

$$\nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho v \cdot \nabla v = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) + \rho g + F \quad (2)$$

$$\tau = \mu \left[ (\nabla v + \nabla v^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot v I \right] \quad (3)$$

$$\nabla \cdot [v(\rho E + P)] = \nabla \cdot [k_{\text{eff}} \nabla T + (\tau_{\text{eff}} \cdot v)] \quad (4)$$

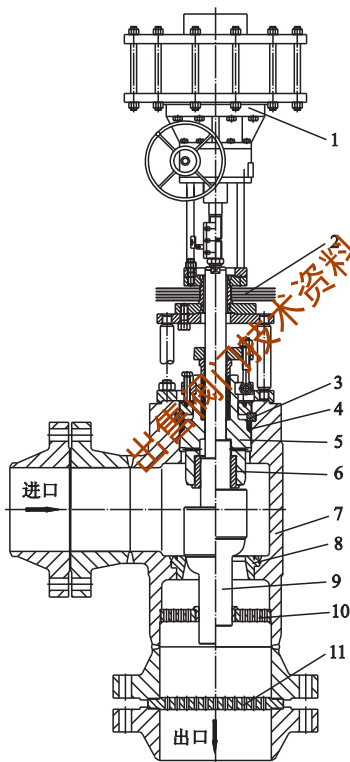
$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) \\ & - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \end{aligned} \quad (7)$$

作者简介: 刘儒亚(1971-)男, 工程师, 主要从事压力管道及阀门的产品设计、开发工作。

式中  $\rho$ ——蒸汽密度  
 $v$ ——蒸汽速度矢量  
 $p$ ——蒸汽静压强  
 $g$ ——重力加速度  
 $F$ ——除重力外的力  
 $\tau$ ——粘性切应力张量  
 $\mu$ ——蒸汽动力粘度  
 $I$ ——单位张量  
 $k_{\text{eff}}$ ——有效传热系数  
 $\tau_{\text{eff}}$ ——有效粘性切应力张量  
 $E$ ——单位质量流体所具有的能量  
 $h$ ——理想气体的焓  
 $x$ ——位移矢量  
 $u$ ——湍流脉动速度分量  
 $G_k$ ——平均速度梯度产生的湍流动能  
 $G_b$ ——浮力作用产生的湍流动能  
 $Y_M$ ——可压缩气体波动耗散的湍流动能  
 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ ——常数( $C_{1\varepsilon} = 1.44$   $C_{2\varepsilon} = 1.92$ )  
 有效湍流粘度  $\mu_t$  与  $k$  和  $\varepsilon$  相关



1. 气动执行机构 2. 散热架 3. 四合环 4. 密封垫圈 5. 上阀盖  
 6. 上导向套 7. 阀体 8. 阀座 9. 阀芯 10. 节流孔罩 11. 节流孔板

图 1 蒸汽控制阀

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

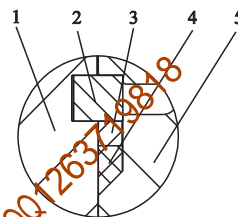
式中  $C_\mu = 0.09$ 。通过求解湍流动能方程,得到湍流动能  $k$  和湍流动能耗散率  $\varepsilon$ 。

### (2) 可压缩气体状态方程

理想可压缩气体的密度  $\rho$  由温度和压强计算得到

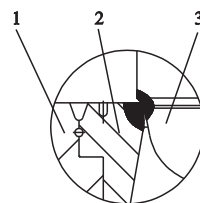
$$\rho = \frac{p_{\text{op}} + p}{\frac{R}{M_w} T} \quad (9)$$

式中  $p_{\text{op}}$ ——环境压强  
 $R$ ——普适气体常数  
 $M_w$ ——分子质量  
 $T$ ——蒸汽温度



1. 阀体 2. 四合环 3. 垫环 4. 密封垫圈 5. 上阀盖

图 2 上腔压力自紧式密封结构



1. 阀体 2. 阀座 3. 阀芯

图 3 阀芯、阀座密封结构

### (3) 稳态噪声方程

宽频噪声源模型的声功率  $P_A$  和声功率级  $L_W$  为

$$P_A = \alpha \rho_0 \left( \frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{\alpha_0^5} \quad (10)$$

$$L_W = 10 \log \left( \frac{P_A}{P_{\text{ref}}} \right) \quad (11)$$

式中  $u$ ——湍流速度

$l$ ——特征长度

$\alpha_0$ ——声速

$\alpha$ ——与模型相关的常数

$P_{\text{ref}}$ ——基准声功率( $P_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ W/m}^3$ )

为了与工程相结合,研究过程中,将数值计算得到的声功率级  $L_W$  转化为声压级  $L_p$ 。

$$L_p = L_W - 10 \log \left( \frac{0.16 \pi r^2}{\rho \alpha_0} \right) \quad (12)$$

### (4) 瞬态噪声方程

Fluent 采用基于 Lighthill's 声学类比理论的

FW-H 模型计算声信号。首先计算出与时间相关的流场,记录压力、速度和密度波动情况,然后经过傅里叶变换得到声压信号。FW-H 方程是通过连续性方程和 N-S 方程推导出的非均匀波方程

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{ T_{ij} H(f) \} - \frac{\partial}{\partial x_i} [P_{ij} n_i + \rho u_i u_n \delta(f)] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho u_n \delta(f)] \quad (13)$$

式中  $u_i$ —— $x_i$  方向上的速度分量

$u_n$ ——垂直于  $f=0$  面上的速度分量( $f=0$  面为声源面)

$\delta(f)$ ——狄拉克  $\delta$  函数

$H(f)$ ——亥维赛函数

$p'$ ——远场的声压( $p' = p - p_0$ )

$a_0$ ——远场声速

$T_{ij}$ ——Lighthill 应力张量

$P_{ij}$ ——压应力张量

### 3.2 建模

#### (1) 网格划分

控制阀内部结构较复杂,因此利用 UG-NX 软件对研究对象进行三维建模,并利用面向 CFD 的前处理软件 Gambit 对控制阀内部流道进行网格划分。控制阀内腔为对称结构,为了减少计算量,计算域为实际流动区域的一半,且将其划分为 8 个区域,主要采用结构化网格,其中 3 个区域采用非结构化网格,经过网格无关性验证,选取网格单元数约为 975 320 的模型(图 4)。以阀门开度为 60% 情况下阀内流体的流动情况为研究对象。

#### (2) 边界条件

计算域以入口为压力入口,总压为 5.7MPa,温度为 7 013K,出口为压力出口,总压为 0.88MPa,温度为 703K,壁面采用无滑移边界,介质为水蒸汽,密度选用理想可压缩气体模型。分析时,首先计算稳态流场,得到速度和湍流强度分布,然后利用宽频噪声模型计算稳态噪声分布并分析噪声源位置,确定监测点(图 5),再开启 Lighthill 模型,针对各个监测点计算非稳态流动时的频谱曲线,并确定噪声类型,根据各监测点的平均噪声分析指向性。

## 4 分析

### 4.1 流场和声场分布

通过稳态模拟得到对称面上速度、马赫数、湍流强度和声功率级分布情况(图 6)。在节流点(阀芯和两个孔板处)流速出现极值,且在阀芯处为最大

值,这是压能转换为动能的结果。除了入口腔基本没有旋涡,在阀芯后腔和孔板后的空腔内均出现大量旋涡。马赫数和速度大小的分布基本一致,在阀芯处马赫数最大,且大于 1,成为超音速流动。在节流点后方,湍流强度迅速增加,腔内由于旋涡作用,湍流强度也较大。在节流点及其后方的声功率级较大,噪声较高。

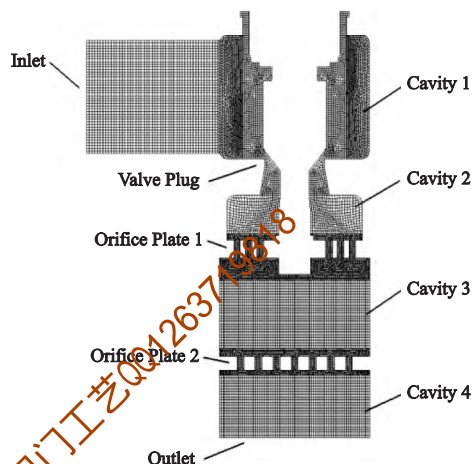


图 4 控制阀内部流体网格模型

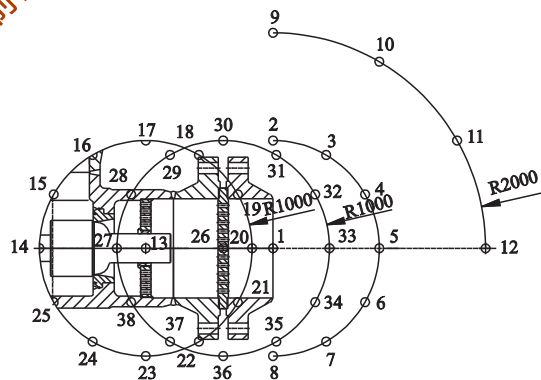


图 5 监测点分布(1~38 点)

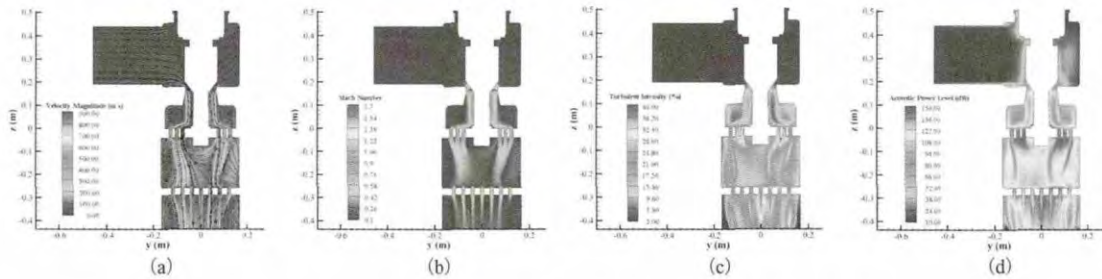
由速度、湍流强度和声功率级沿  $z$  轴的变化曲线(图 7)定量分析噪声产生的原因。速度沿  $z$  轴有 3 个极值点,最大为  $z=200\text{mm}$  附近的极值点,且极值点峰值过后的左方为一个较为平缓的过程。湍流强度有 3 个极值点,最大为  $z=0\text{mm}$  附近的极值点,且峰值过后左方为较明显的下降过程。声功率级的极值分布与湍流强度分布较为一致,但其峰值过后左方变化不明显,与速度大小分布相似。通过对沿  $z$  轴的变化曲线可以看到,噪声的强弱不仅与湍流强度相关,而且和速度大小有一定联系。流速较大的位置位于节流点后方延伸区域,湍流强度较大的位置除了节流点后方还包括孔板后空腔的外侧一

周,而声功率级较强的位置位于节流点后方延伸区域和孔板后空腔的外侧一周,再一次说明噪声与湍流强度分布较为一致,同时包括了速度较大的区域。

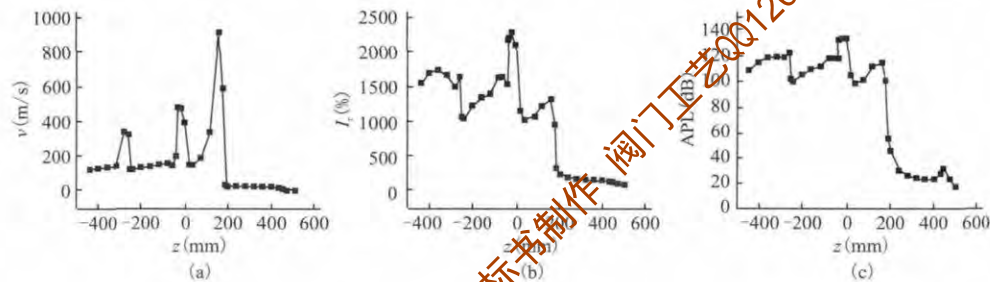
#### 4.2 孔板的作用

在相同边界条件下,无孔板模型的流速高,旋涡

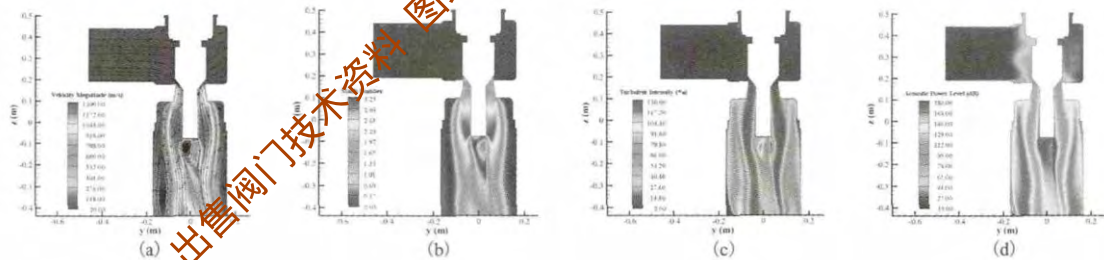
多,湍流强度大,噪声高(图 8),几个参数均比带有孔板的模型高。无孔板模型的声功率级最高可达 180dB 以上,而孔板模型的声功率级最高约 150dB,证明孔板可以实现多级减压,并可以有效降低流动噪声。



(a) 速度 (b) 马赫数 (c) 湍流强度 (d) 声功率级  
图 6 模拟结果



(a) 速度 (b) 湍流强度 (c) 声功率级  
图 7 流场和声场沿 z 轴变化曲线



(a) 速度 (b) 马赫数 (c) 湍流强度 (d) 声功率级  
图 8 无孔板模型模拟结果

#### 4.3 瞬态频谱分析

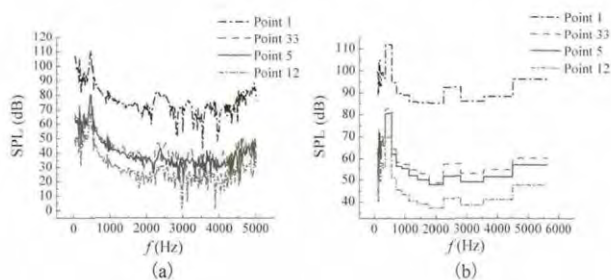
瞬态模拟中记录各个监测点的声压,通过傅里叶变换得到总声压级和频谱曲线及 1/3 倍频程曲线。点 1、33、5、12 为从出口沿 z 轴负方向的监测点(图 9) 4 个点的频谱曲线变化趋势一致,且随着监测点与出口距离增加,声压级逐渐降低。峰值频率集中在 0~600Hz。随着频率增大声压级降低;当频率高于 1500Hz 时声压级随机波动,不再降低,表现为连续的宽频噪声。4 个点的 1/3 倍频程曲线变化趋势一致,点 1 的声压级明显高于另外 3 个点,阀

内气动噪声主要以低频为主,几个点的总声压级(表 1) 随距离出口的距离增加,总声压级逐渐降低。点 5 距离出口 1m,其总声压级小于 85dB,满足 GB/T 10868-2005 对噪声的要求。

表 1 总声压级随点到出口距离的变化

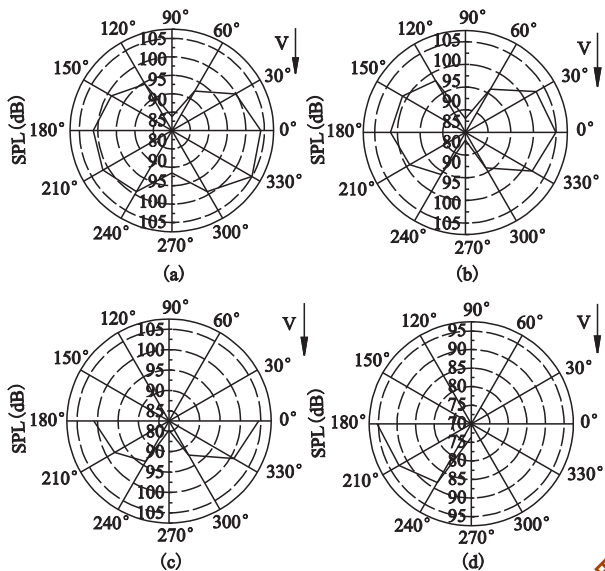
监测点	$l/\text{mm}$	SPL/dB
1	0	116.71
33	862	86.53
5	1000	84.33
12	2000	73.58





(a) 频谱 (b) 1/3 倍频程

图 9 监测点 1、33、5、12 的瞬态频谱



(a) 点 13 为圆心 (b) 点 26 为圆心 (c) 点 1 为圆心 (d) 点 5 为圆心

图 10 噪声圆周分布

#### 4.4 指向性

分别以点 13、26、1、5 为圆心, 从以 1m、1m、1m 和 2m 为半径的圆上各监测点的噪声总声压级分布规律(图 10)中可以看到, 随着角度的变化, 圆周上各点的噪声强弱不同, 呈两个圆部分相交的形状, 说

明阀门气动噪声有明显的指向性。随着与流动方向夹角度数增加, 总声压级增加, 与流速垂直的方向总声压级最大。由于阀体结构不对称, 导致右侧噪声相对于左侧高。

#### 5 结语

通过对控制阀流场和声场的研究, 得到了噪声的分布规律和各监测点的总声压级。

(1) 稳态结果表明, 噪声最大点位于速度最大和湍流强度最大的地方, 即两个孔板后方延伸区域和孔板后空腔的外侧一周。

(2) 无孔板控制阀的噪声比有孔板的控制阀高约 30dB, 流速和湍流强度也明显高于有孔板的控制阀, 说明孔板可以实现多级减压、降低流速, 并可以有效降低流动噪声。

(3) 沿出口方向各监测点的频谱图和总声压级大小表明, 控制阀噪声呈宽频特性, 峰值频率集中在 0~600Hz 范围内, 总声压级大小符合国家标准的要求。

(4) 控制阀内噪声的周向分布呈两个圆部分相交的形状, 说明阀门气动噪声有明显的指向性。

#### 参考文献

- [1] 陆培文. 实用阀门设计手册第 2 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 李进良, 李承曦, 胡仁喜, 等. 精通 FLUENT 流场分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [3] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014: 122—125.
- [4] 韩占忠, 王敬, 王小平. FLUENT 流体工程仿真实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.
- [5] GB/T 10868—2005 电站减温控制阀[S].

(收稿日期: 2014. 07. 22)

(上接第 8 页)

螺杆所需驱动扭矩  $T$  为

$$T = F \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \varphi_s) = 4\,879.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

$T/T_2 = 1.80$ , 则锥形齿轮传动比  $i = 2$ , 即可满足输出力矩要求。

#### 4 结语

设计中重点对液压操控端及 ROV 操控端进行了计算, 确定了主要设计参数并对传动比以及螺杆强度进行了校核, 证明是一种可行的水下球阀用液压执行机构解决方案。

#### 参考文献

- [1] 彭飞, 段梦兰, 肖玄, 等. 深水闸板阀 ROV 传动机构的设计研究[J]. 石油机械, 2013, 41(12): 67—70.
- [2] 郭涛. 水下采油树中执行机构的设计及力学分析[J]. 河南科技, 2014, 4(1): 75—76.
- [3] 彭飞, 王钰, 段梦兰, 等. 深水闸板阀液压执行机构可视化位置指示器的设计及仿真[J]. 机械设计与制造, 2013, 3(3): 71—74.
- [4] 祝晓丹, 王国富, 廉立伟, 等. 浅谈水下球阀的选用[J]. 中国制造, 2013, 53(2): 423—428.
- [5] 王文斌. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [6] 陆培文. 实用阀门设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.

(收稿日期: 2014. 07. 01)