

The Comparison of Different Structures of Ash Slurry Water Valves

Qingwei He, Xiubo Liu, Jian Luo, Zhanfeng Xiang, Jia Ren

Soochow university, Suzhou
Email: qingwei.he@163.com

Received: Jan. 4th, 2014; revised: Jan. 30th, 2014; accepted: Feb. 7th, 2014

Copyright © 2014 by authors and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

The paper classifies and simulates different structures of ash slurry valves which are discussed in the published patents. Through our analysis and comparison, the advantages and disadvantages of various structures of valves are put forward. Meanwhile, this paper provides a method to evaluate the structure of regulating valve by CFD software.

Keywords

Coal Chemical Industry; Ash Slurry Control Valve; Valve Body; CFD Design

黑水调节阀阀体结构比较

何庆伟, 刘秀波, 罗 健, 相占凤, 任 佳

苏州大学, 苏州
Email: qingwei.he@163.com

收稿日期: 2014年1月4日; 修回日期: 2014年1月30日; 录用日期: 2014年2月7日

摘 要

本文对相关专利中介绍的黑水调节阀阀体结构进行分类、模拟, 并通过对模拟的结果进行分析、比较,

从而提出各种结构的优缺点。同时，本文也提供了一种使用CFD软件评估调节阀阀门结构的方法。

关键词

煤化工；黑水调节阀；阀体；CFDesign

1. 引言

黑水调节阀是一种适用于对煤化工行业煤气化过程中，从气化炉底部和洗涤塔进入高压闪蒸罐，以及从高压闪蒸罐底部到真空闪蒸罐这一过程中所要用的对黑水介质的压力、流量进行控制的调节阀[1]。

这些介质含有氯离子、氨、钾盐、硫化氢或磷酸等强腐蚀介质，并且阀门前后压差大[2]。面对这种高压差、腐蚀、闪蒸工况，普通的阀门使用寿命普遍都偏低。系统中高温热水器、低温热水器和真空闪蒸罐进口工艺管道、阀门多次出现腐蚀、穿孔的现象，给正常生产带来了极大的困难。严重时这些部位的管道、阀门使用不到7~10天就出现穿孔，需频繁地被动堵漏、焊补[3]。

目前，针对这种调节阀腐蚀失效机理、硬化处理等方面均有所研究，但是从流体力学的角度对产品结构的研究鲜有论述。本文拟在阅读相关论文、专利等资料的基础上，将常见的黑水调节结构分类建模并采用专业的CFDesign软件进行模拟，从流体力学角度探讨这几种结构的特点。为该产品的开发提供帮助，并确立黑水调节阀阀体软件模拟和评估的方法。

2. 模型分类

如下图，模型A(图1)阀体为带有斜面的球形空腔，斜面设置在阀体的进液口处，阀门采用整体结构，在填料下部设置导向套对阀芯进行导向。模型B和C的阀门结构相同(见图2)，阀体呈腰鼓型，阀体的内腔分割为上下两腔，上下腔通过平衡孔连接。在阀腔中部设计导向套，对阀芯进行导向。两个模型的区别在于阀体的进口流道：模型B的阀体进口流道正对阀芯，流道和阀芯的回转中心呈对称设计。模型C的阀体进口流道中心和阀芯的回转中心存在偏心E，详细的剖面情况请见图3[4]-[6]。

3. 数学模型

黑水调节阀流场的介质为水，选择流动模型为三维不可压缩粘性流动，采用不可压缩流动的雷诺时均方程组与k-ε湍流模型构成封闭的方程组求解。

1) 不可压缩流体连续性方程：

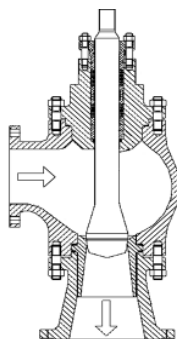


Figure 1. Model A
图 1. 模型 A

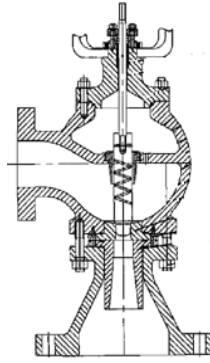


Figure 2. Model B, C

图 2. 模型 B、C

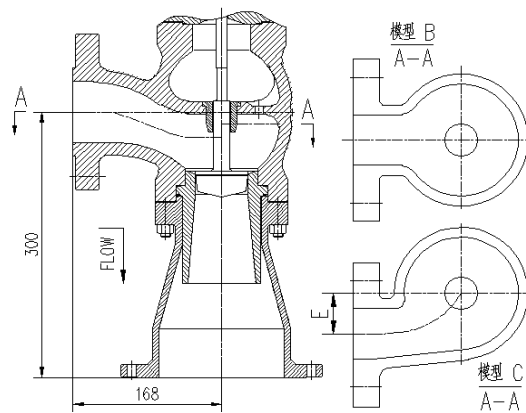


Figure 3. Valve body section of Model B, C

图 3. 模型 B、C 阀体剖面

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

2) 动量方程:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i u_j - (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho f_i$$

3) 湍流动能 k 的输运方程:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i k - \left(\mu + \frac{\mu_f}{\sigma_k} \right) \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \right] = G - \rho \varepsilon$$

4) 湍流耗散率 ε 的输运方程:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_j}{\sigma_\varepsilon} \right) \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \right] = G_{\varepsilon 1} G \frac{\varepsilon}{k} - G_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

其中, ρ 为密度, P 为压力, k 为湍流动能, ε 为湍流动能耗散率, 在标准 k - ε 模型中, 根据相关的试验验证模型参数[7]的取值为:

$$C_\mu = 0.09, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_k = 1.0, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

4. 数值模拟

4.1. 计算模型的建立

本文按照 DN80 规格建立阀体模型，阀门的行程为 38 mm。阀门水平方向的结构长度为 168 mm，竖直方向结构长度为 300 mm。为使阀门进出口流体流动稳定，在建模时对阀门进口(侧面)和出口管道(底面)做了适当延长，阀前延长的管道为 240 mm(3 倍管道直径)，阀后延长的管道为 400 mm(5 倍管道直径)。

1) 网格的划分：通过 CFX-Design 软件进行自动网格划分，对阀腔流体区域增添网格加密区域，所有流体壁面和流固分界面添加边界层网格。以连续方程、N-S 方程和基于各向同性涡粘性理论的 k- ϵ 双方程组成调节阀内部流动数值模拟的控制方程组，采用有限元法对控制方程组进行离散。

2) 边界条件：

阀门按照实际使用情况，阀门采用侧进底出流向(如图 4 所示)。模拟介质为水，进口压力为 2 MPaG，出口压力为 0 MPaG，湍流模型采用 k- ϵ 模型，启用智能求解控制器，对阀门进口进行流场初始化。

4.2. 数值结果及分析

4.2.1. X-X 平面 速度云图

以阀门入口和出口中心平面为 X-X 平面(对于模型 C 是指阀芯旋转中心与出口中心平面)考察介质在阀门内部的流动情况。介质从阀门入口流经阀芯，介质压力不断降低，在节流口部位压力降至最低，然后在阀后逐步恢复。速度与之相反，从入口开始逐步增大，节流口部位流速最大，在阀后逐步降低。从图 4~6 对 3 种模型的模拟结果来看，三种结构的阀门在阀腔中均行程不同程度的涡流，以模型 C 涡流更大，模型 B 次之，模型 A 的涡流相对较小。三种结构的阀门，在节流部位流速相似，但模型 A 从进口到出口的流速变化最小，模型 B 其次，模型 C 有更为明显的速度梯度。

4.2.2. Y-Y 平面 速度云图

以通过阀芯旋转中心且与 X-X 平面垂直的平面为 Y-Y 平面，考察介质在阀门内部的流动情况。如图 7~9

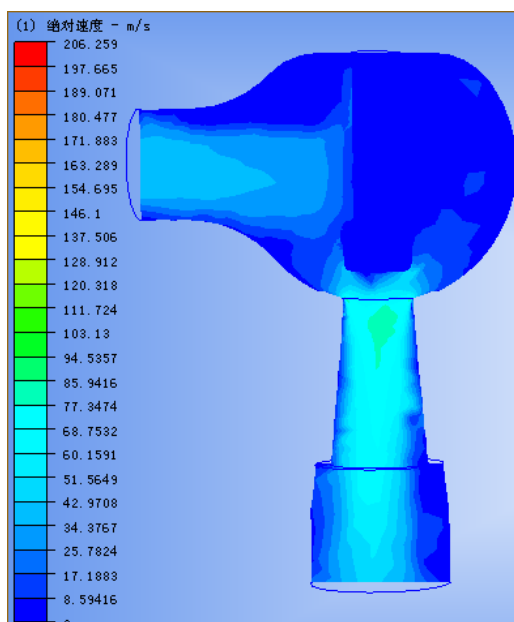


Figure 4. Model A

图 4. 模型 A

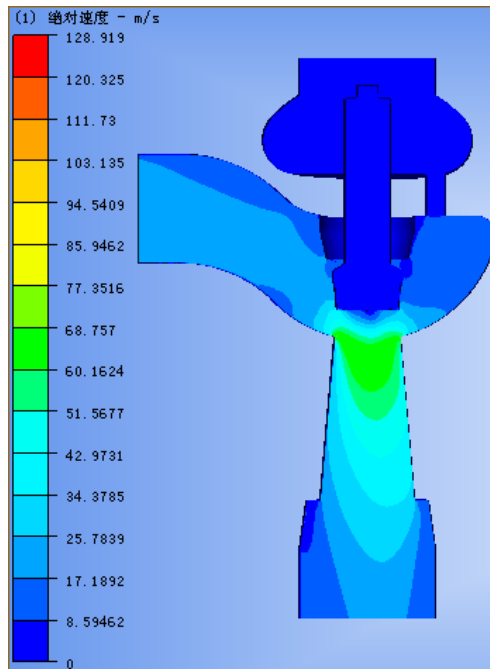


Figure 5. Model B
图 5. 模型 B

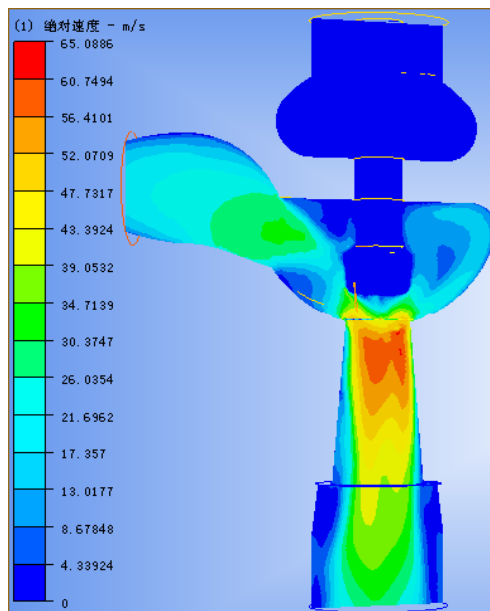


Figure 6. Model C
图 6. 模型 C

所示，模型 A、B 中，流速在阀腔左右两侧呈对称分布。模型 C 中，右侧的流速明显大于左侧。这种差别是由于模型 A、B 的进口流道和阀座中心在同一个平面上，而模型 C 的进口流道和阀座中心存在偏心 E 的原因。这种差别导致模型 A、B 的阀芯在该平面上承受的径向的推力相等，阀芯不会在径向偏离阀座。而模型 C 的阀芯则因为两侧流速不同，可能出现阀芯在介质作用下偏离阀座中心的现象，从而造成阀门的损坏。

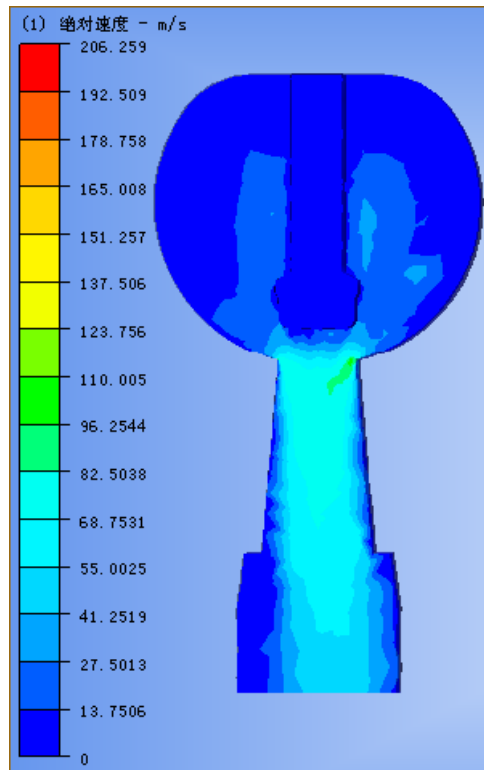


Figure 7. Model A
图 7. 模型 A

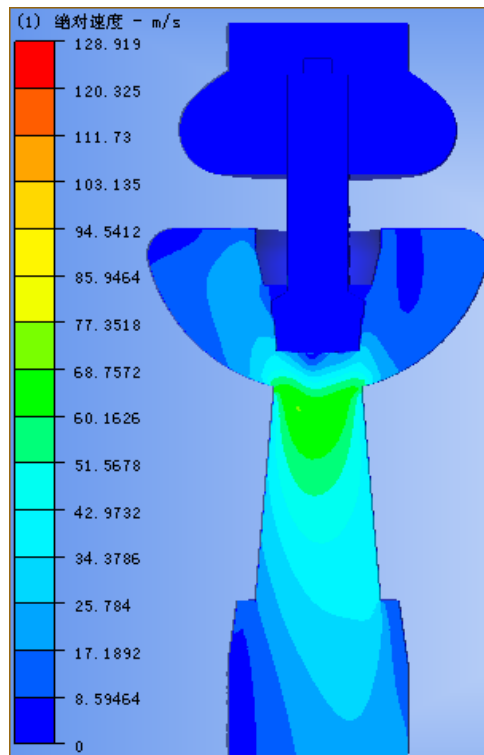


Figure 8. Model B
图 8. 模型 B

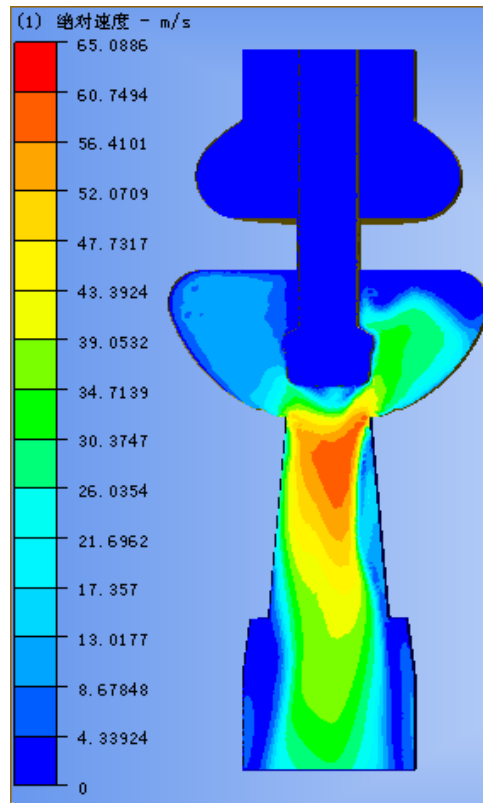


Figure 9. Model C
图 9. 模型 C

4.2.3. 阀门迹线图

图 10~12, 是阀门的迹线图, 清楚的表示出介质在阀门内部的流动状态。模型 A 由于进入阀腔后空间突然增大, 介质扩充到阀腔的空间中, 形成涡流。模型 B 和 C 由于下腔空间和 A 相比较小, 故涡流出现的范围要小一些, 但是从运动轨迹看, B 和 C 模型的介质在通过阀芯时, 产生旋转的力。这种旋转的力使阀芯具有旋转的趋势, 同时旋转着的介质更容易冲击到阀座及阀后的内壁上。而由于阀腔变小, 阀芯在受到介质正面冲击的面, 也承受更大的侧向力。

5. 结论

本文对运用 CFD 软件对三种常见的黑水调节阀结构进行分析, 从流体力学的角度探讨三种结构的特点, 结论如下:

1) 从介质在阀体内的流动情况来看: 在同样的边界条件下, 三种阀门的降压效果相同, 在节流口部位的流速在同一数值区间, 三种阀门均能满足调节要求。但是模型 A 在阀体内部涡流范围比较大, 涡流的强度相对较小。模型 B 采用上下腔结构, 下腔介质流梯度较大, 涡流强度比较高。模型 C 由于进口流道偏心的作用, 节流口部位流速梯度最大, 涡流强度也最强烈。同时由于偏心的作用, 介质在进入阀体的过程中, 对阀体内壁局部造成更强烈的冲刷, 该部位更容易因为冲刷出现穿孔导致阀门失效的风险。

2) 从介质对阀芯的冲击角度来看: 模型 A 对阀芯的冲击最小, 主要表现为径向的推力。模型 B 和 C 的径向推力比 A 大, 且都有使阀芯旋转的趋势。但是模型 C 由于进口流道偏心作用, 介质对阀芯具有更明显的让其发生径向偏移的趋势, 而且介质使阀芯旋转的趋势更强烈。

考虑到高速介质的冲刷, 介质对阀芯的冲击等因素, 认为模型 B 阀芯的受力更均匀(和模型 C 相比)。

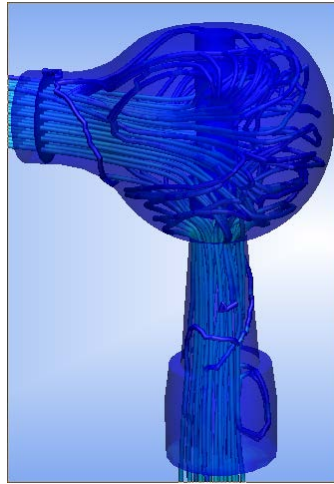


Figure 10. Model A
图 10. 模型 A

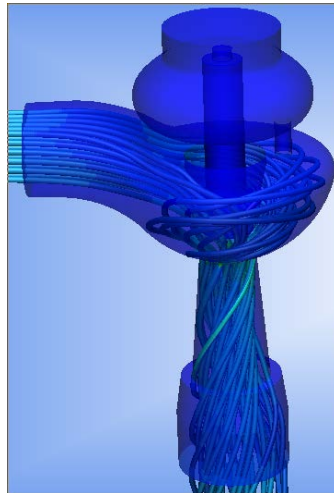


Figure 11. Model B
图 11. 模型 B

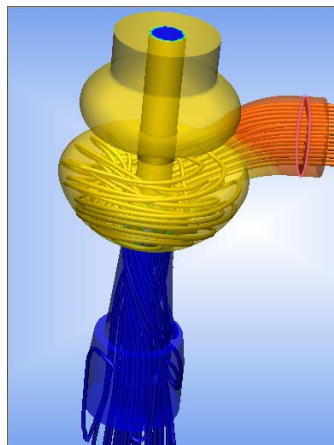


Figure 12. Model C
图 12. 模型 C

同时,从结构上分析,模型 B 具有更靠近阀座的长导向,抑制了阀芯的径向振动,以及阀体采用的上下腔结构对填料的保护等因素(和模型 A 相比)。综合各方面因素认为,模型 B 是更为理想的结构。

参考文献 (References)

- [1] 贺永德 (2003) 现代煤化工手册. 化学工业出版社, 北京, 562-564.
- [2] 郭风忠 (2011) 煤化工用黑水调节阀的研制. *阀门*, **3**, 31-32.
- [3] 周夏 (2006) 灰水系统管道阀门损毁原因分析与对策. *管道技术与设备*, **3**, 22-24.
- [4] 胡建 (2011) 黑水调节阀. 中国专利: CN 102182865 A, 1-3.
- [5] 刘培林 (2010) 自清洗涡流型角形调节阀. 中国专利: CN 201679973 U, 1-3.
- [6] 卓育成 (2010) 腰鼓型阀体. 中国专利: CN 201651494, 1-3.
- [7] 王福军 (2004) 计算流体力学分析——CFD 软件原理与应用. 清华大学出版社, 北京, 24-25.