

Numerical Simulation and Structure Optimization of the Minimum Flow Valve

Zhenzhen Liu¹, Jin Jiang¹, Na Zhang², Lisheng Zhang¹, Yanhui Li¹

¹School of Power and Machine, Wuhan University, Wuhan

²Wuhan Boiler Group Valve CO., Ltd., Wuhan

Email: 740888546@qq.com

Received: Mar. 19th, 2013; revised: Apr. 22nd, 2013; accepted: May 6th, 2013

Copyright © 2013 Zhenzhen Liu et al. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Abstract: Based on three-dimensional numerical simulation results, the minimum flow valve is studied under different opening level. The flow inside the valve was controlled by the Reynolds averaged Navier-Stokes equations together with the continuity equation. The RNG k-epsilon turbulence model was selected to govern the turbulence characteristics. Pressure and velocity distributions in the flow fields were obtained and analyzed under every opening level. The variation curves of the loss coefficient and the flow rate along with the opening level were obtained to study the valve performance. The location where the major pressure loss happening was found by analyzing the pressure distribution. Then, the improvement method was proposed. The results of the valve with the new structure show that the pressure loss is decreased and the impaction of the fluid to the valve is alleviated.

Keywords: Minimum Flow Valve; Numerical Simulation; Structure Optimization

最小流量阀的数值分析及结构优化

刘贞贞¹, 蒋劲¹, 张娜², 张立胜¹, 李燕辉¹

¹武汉大学动力与机械学院, 武汉

²武汉锅炉集团阀门有限责任公司, 武汉

Email: 740888546@qq.com

收稿日期: 2013年3月19日; 修回日期: 2013年4月22日; 录用日期: 2013年5月6日

摘要: 对最小流量阀在不同开度下进行了三维数值模拟研究。采用 RNG k-epsilon 湍流模型封闭 N-S 方程组以求解阀门内部流场, 得到了各个开度下的阀门压力和流速的分布情况。根据阀门的损失系数和流量随开度的变化曲线, 研究了阀门的特性。通过对压力分析确定了主要压力损失发生的部位, 并提出改进方案。结果表明改进后的阀门, 其压力损失得到明显的降低, 流体对阀门的冲击也得到明显改善。

关键词: 最小流量阀; 数值模拟; 结构优化

1. 引言

最小流量阀是电站锅炉给水旁路系统的重要流量控制部件, 当锅炉给水泵输出流量减少到最小额定流量时, 最小流量阀立即自动开启, 将超出部分的流量分流到除氧器(或冷凝器), 从而使给水泵在可靠的

条件下运行, 保护了给水泵的安全运行, 同时将余热循环利用, 可有效的节约能源^[1]。

对于最小流量阀的研究, 许多学者对流量特性与控制性能之间的关系进行了研究。张雨润按控制系统运行时所需要的工作特性导出阀门的固有流量特性,

并取阀门运行在低压降比下设计得到的新流量特性,达到了确保调节品质,提高生产效率又降低能耗的目的^[2]。徐锡年根据实际需要,探讨调节阀流量特性及放大系数的四种表达形式,讨论干扰作用下的线性、对数、快开流量特性调节阀的变化规律,论证求取干扰作用下对象放大系数K-P变化规律的可行性以及对常用理论选用方法的适用性^[3]。此外,还有一些学者对最小流量阀的选型以及结构设计进行了研究,探索了最小流量阀寿命短、漏流量大的原因以及选型原则。然而,对阀门内部流动细节与其外特性之间关系的研究较少。数值模拟能够有效预测阀门的外特性,并获得丰富的内部流场信息。因此本文通过建立物理模型并进行数值模拟,对流体在流道中的压力和速度分布情况进行分析,并针对压力损失的所产生的主要部位,提出相应的改进方案。

2. 物理模型与网格划分

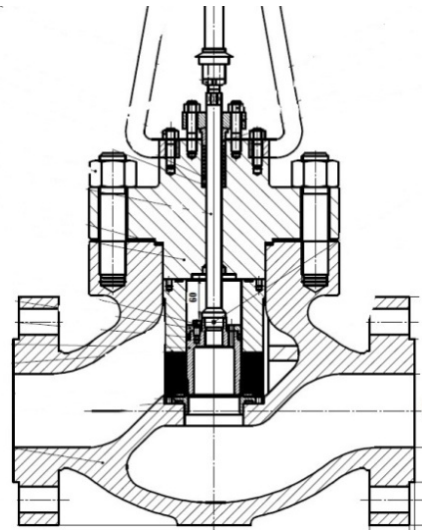
最小流量阀是电站中运行工况最为恶劣的几种调节阀之一^[4-6]。它用于保证泵的安全,工作原理如下:最小流量阀是三通流开式阀门,高压给水通过阀门入口进入阀体,阀芯利用浮子流量计原理测量主流量的大小。阀芯在高压给水推动下发生位移,并带动旁路阀杆同向移动,开启或关闭旁路。当主流量小于设定值时,在弹簧的作用下,旁路处于开启状态,给水回到除氧器,完成旁路循环过程。旁路阀在结构上设计成具有减压、流量调节的通道,经过减压后基本达到除氧器的压力,从而保护了除氧器的正常运行。当给水泵流量大于最小流量时,阀芯完全向左移动,带动阀杆关闭旁路。当给水泵突然停止时,高压给水倒流强迫阀芯向左移动,起到了逆止阀的功能^[7]。

该阀为迷宫盘片层叠式阀门,具有特殊、复杂结构的盘片,阀体结构见图 1(a),阀门全开时阀体升程为 55 mm,盘片堆叠后厚度为 55 mm。它利用多个盘片上的小通道、流道截面突变、多级 90 度拐弯进行续步降压,每一个盘片通道都固定在阀芯内,无论阀门开度多少,高压给水通过每个通道都是限制在一定速度以下^[8],盘片结构如图 1(b)。

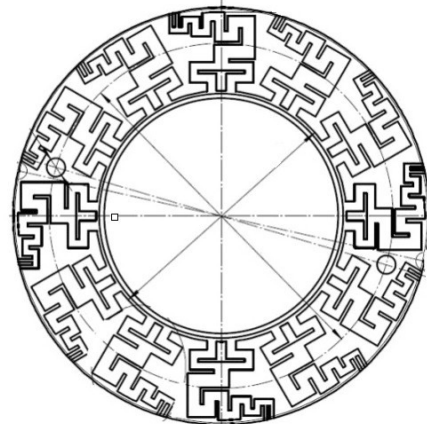
采用 Gambit 软件进行网格划分时,中间盘片的部位由于是本文研究的主要区域所以需要进行网格加密,用节点间距 0.4 划分四面体体网格,在其他部位用节点间距为 3 划分网格,详见图 2。

3. 算法及边界条件

最小流量阀内部的流动可视为定常不可压缩流动,控制方程可用连续方程(1)和雷诺平均 N-S 方程(2)



(a) 阀体结构



(b) 盘片结构

Figure 1. Sketch of valve and disc
图 1. 阀体和盘片结构图

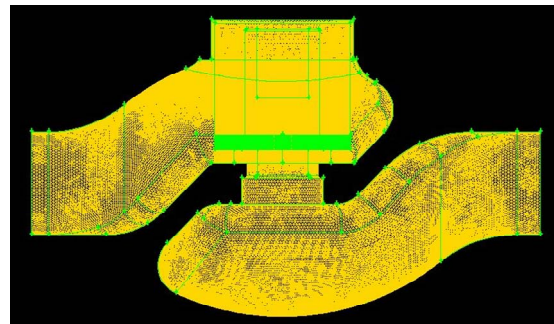


Figure 2. Mesh details
图 2. 网格细节

来描述。由于标准 k-epsilon 模型用于强旋转流或带有弯曲壁面流动时会出现失真，而 RNG k-epsilon 模型通过修正湍动粘性系数和在 epsilon 方程中增加了反映主流的时均应变率，考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况，因此可更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动问题。因此，本报告采用 RNG k-epsilon 模型方程(3)和(4)来封闭雷诺平均 N-S 方程。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i u_j - (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

上式中， $x_i (i=1,2,3)$ 为笛卡尔坐标系坐标； $u_i (i=1,2,3)$ 为沿 i 方向的速度分量(下文中三个坐标方向的速度分别用 v_x, v_y, v_z 表示)； $f_i (i=1,2,3)$ 为沿 i 方向的质量力； k 为紊动能； ε 为紊动能耗散率； p 为压力； ρ 为水的密度； G 为紊动能生成率， μ 为水的运动粘性系数； μ_t 为涡粘性系数，具体计算公式如下：

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon};$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.393, \quad c_\mu = 0.0845,$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) / \left(1 + \beta \eta^3 \right), \quad C_{1\varepsilon} = 1.42,$$

$$C_{2\varepsilon} = 1.68; \quad \eta = \sqrt{2E_{ij}E_{ij}k} / \varepsilon, \quad E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right),$$

$$\eta_0 = 4.377, \quad \beta = 0.012.$$

最小流量阀中的介质是 104℃ 的水，粘度为 2.831968e-7 m²/s，密度为 956.3347 kg/m³；采用压力进出口边界条件，进口总压为 16.825 Mpa，出口总压为 2 Mpa。各个工况以残差低于 10⁻⁴ 作为收敛标准。本文的模拟工作由 ANSYS FLUENT 12.1 软件实现。

4. 计算结果分析

由于阀门压力损失集中在盘片流道上，所以选取盘片截面来展示结果，以下是开阀行程分别为 5 mm、30 mm、55 mm(也即开度分别为 9.09%、54.54%、100%) 阀门前后压差为 14.825 Mpa 时的压力云图和速度云图。

4.1. 压力和速度分析

从各个开度相同压差时的压力(图 3)分布中可以看出，不同开度下阀门压力损失部位几乎相同，均处于层状盘片处，而盘片中压力梯度较大的位置在其进口端前三分之一处，因此压力损失也主要发生在此部分。

从最大工作压力差时各开度的速度分布(图 4)可以得出：不同开度时盘片出口流速基本相同，但是，小开度时由于盘片数量小，对上下盘片流出流体影

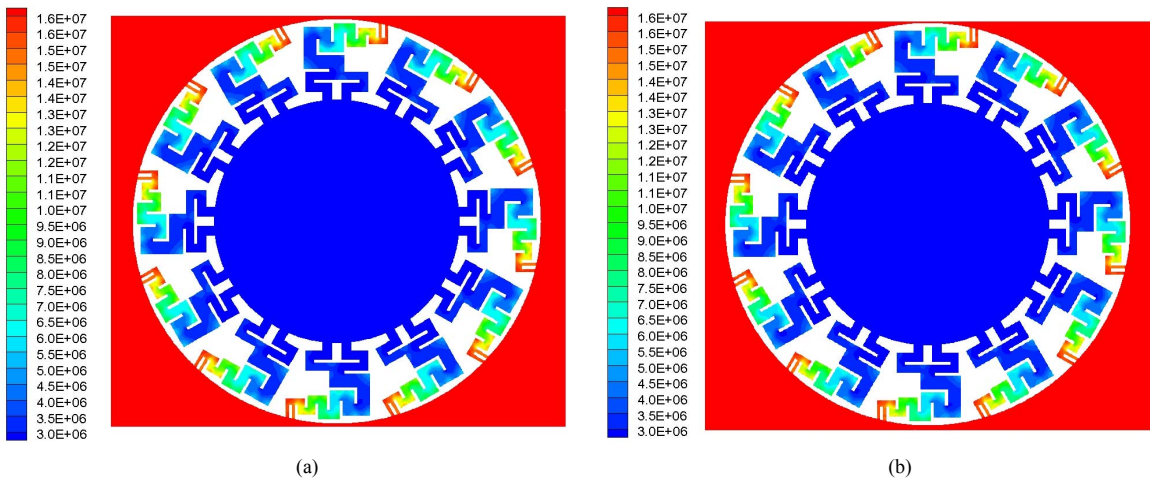


Figure 3. Pressure distribution: (a) Opening level 9.09%; (b) Opening level 100%
图 3. 压力云图: (a) 开度为 9.09%; (b) 开度为 100%

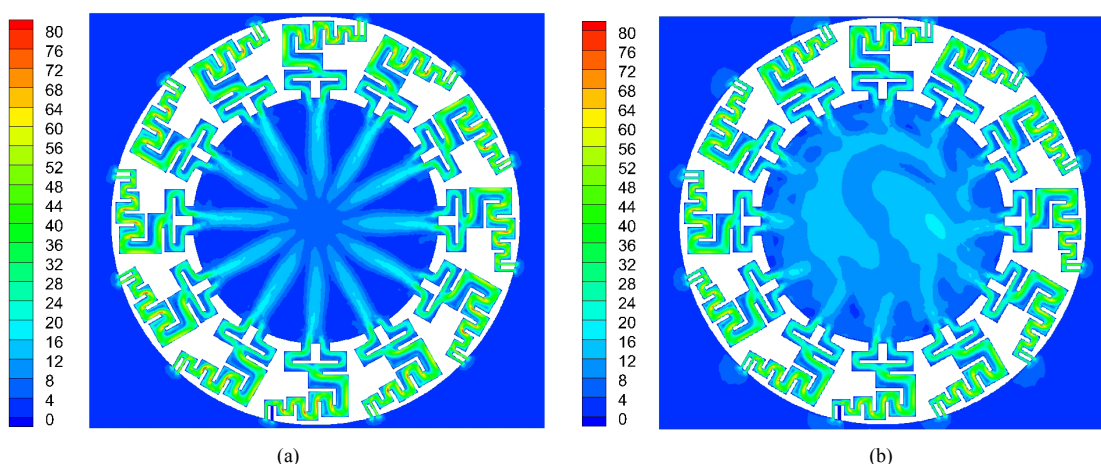


Figure 4. Velocity distribution: (a) Opening level 9.09%; (b) Opening level 100%
图 4. 速度云图: (a) 开度为 9.09%; (b) 开度为 100%

响较小，所以小开度时流体呈喷射状射出后，在出口流道中心形成较小的漩涡。而大开度工况下，尽管流体喷射速度与小开度下相同，但是由于上下各层之间混合流动影响较大，所以在出口流道处不能形成小开度时那样的远距离喷射，在中心处产生漩涡，而是喷出后很快被上下层流体(主要是上层流体)冲击改变初始速度，所以开度越大出口流道处的对冲效果越差。

阀门内部流速最大的区域在盘片进口端的小流道处。计算结果显示，在压力差为 14.825 Mpa 时，最大流速被控制在 90 m/s 以下，且不同开度下的最大速度和盘片内的流速分布几乎相同。由此可以推测，在其他压力差下不同开度时，盘片流道内部的流速也是处于一定的可计算范围内，并且可以根据改变流道形状来控制最大流速，以保证阀门的安全性。

4.2. 阀门的性能曲线

通过计算获得阀门在不同开度下的流量系数与阀门损失系数并进行作图(图 5)。从图 5 中可以看出，随着开度的增大，体积流量逐渐增大，阀门的流量系数也逐渐增大，而且呈线性增加，故该阀门线性度很好。从图 6 中可以看出，随着开度的增大，阀门的损失系数逐渐降低，但是即使是在全开的情况下阀门的损失系数也在 1000 左右，因此该阀门的能耗很高。

5. 改进方案与改进结果对比

5.1. 改进方案

为了平衡压力，在盘片如图 7 所示处加上槽深为

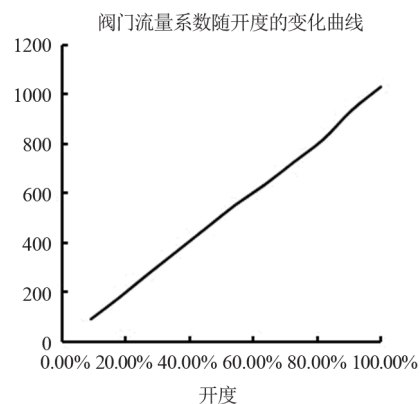


Figure 5. Flow rate coefficient vs. opening level
图 5. 阀门流量系数随开度的变化

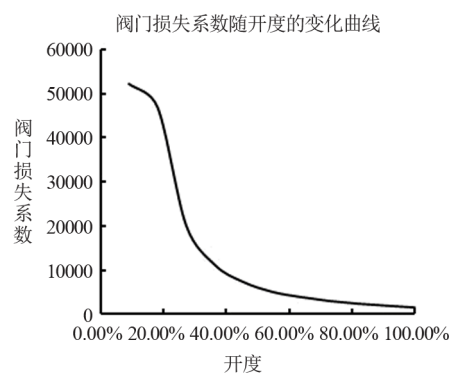


Figure 6. Loss coefficient vs. opening level
图 6. 阀门损失系数随开度的变化

1.5 mm 厚的连接槽。

5.2. 改进结果对比

以同样的方法进行网格划分和流场计算得到的

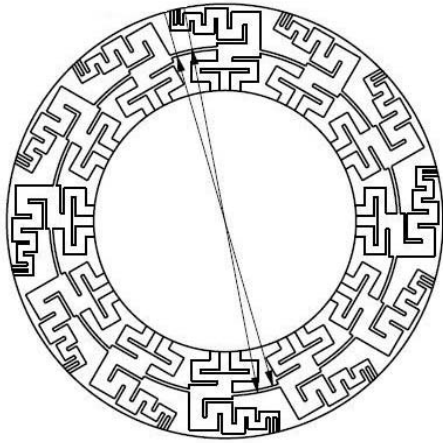


Figure 7. Improved structure of the disc
图 7. 改进后的盘片结构

压力云图(图 8 和 9)和速度云图(图 10 和 11)对比如下。

通过加连接槽和不加连接槽的压力云图(图 8 和 9)

的对比可以看出,相同之处是它们的压力损失部位几乎相同,都处于层状盘片处,而盘片中压力梯度最大的也是位于其进口端前三分之一段,因此压力损失也主要发生在此部分。不同之处在于加上连接槽之后,与连接槽接触的部分压力变小,因此该连接槽可以使压力得到缓解。

通过加连接槽和不加连接槽的速度云图(图 10 和 11)的对比可以看出,它们的相同之处在于在开度较小的时候,小开度时由于盘片数量小,上下盘片流出流体影响较小,所以小开度时流体呈喷射状射出后,在出口流道中心形成较小的漩涡。而大开度工况下,尽管流体喷射速度与小开度下相同,但是由于上下各层之间混合流动影响较大,所以在出口流道处不能形成小开度时那样的远距离喷射,从而在中心处产生漩涡,而是喷出后很快被上下层流体(主要是上层流体)

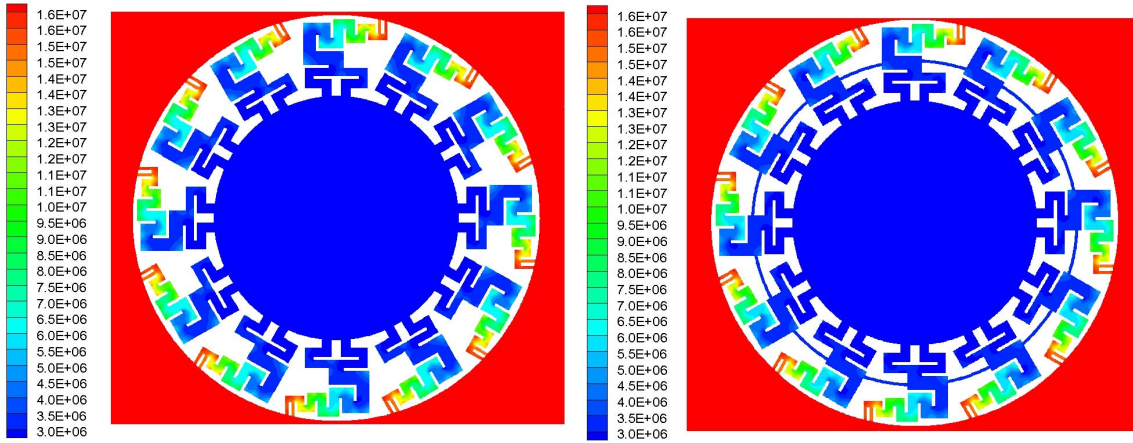


Figure 8. Comparison of pressure distribution (opening level 9.09%)
图 8. 压力云图对比(开度为 9.09%)

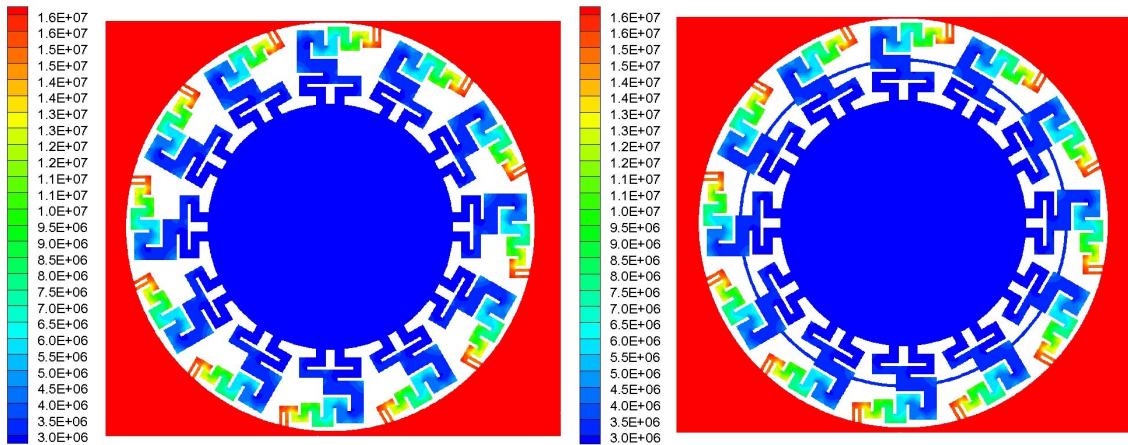


Figure 9. Comparison of pressure distribution (opening level 100%)
图 9. 压力云图对比(开度为 100%)

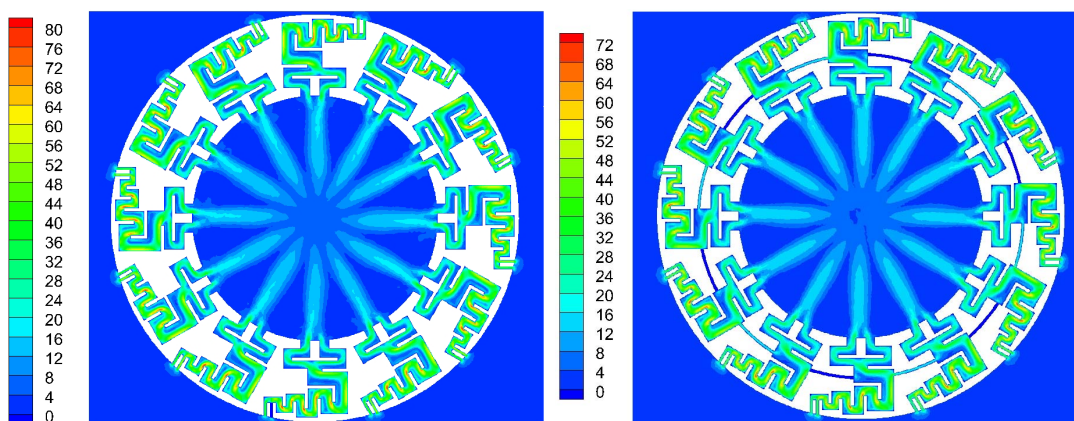


Figure 10. Comparison of velocity distribution (opening level 9.09%)
图 10. 速度云图对比(开度为 9.09%)

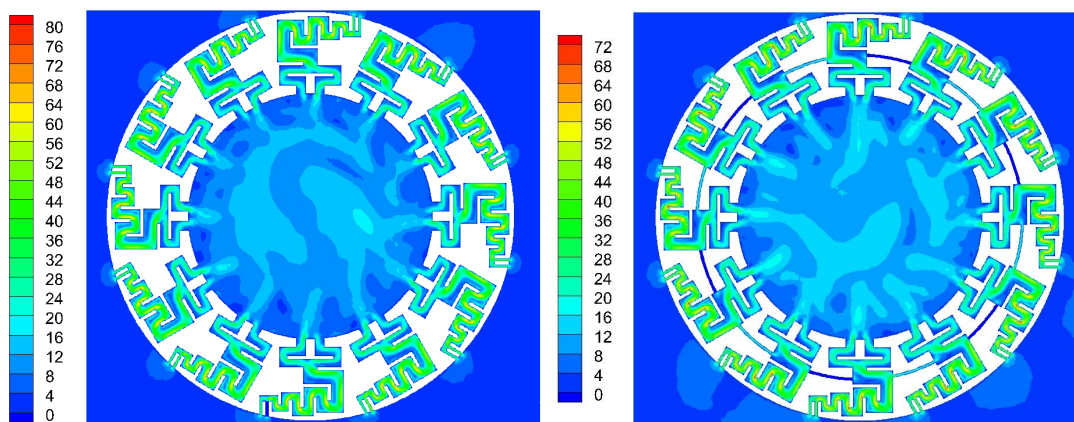


Figure 11. Comparison of velocity distribution (opening level 100%)
图 11. 速度云图对比(开度为 100%)

冲击改变初始速度, 所以开度越大出口流道处的对冲效果越差。它们的不同之处在于加连接槽之后, 最大流速减小(从速度云图可以看出), 而在相同开度下加连接槽后流量几乎没有变化(通过查看进出口流量可以得到), 所以加连接槽后流速变得更加均匀, 这样可以减小对壁面的冲击和对阀门的损坏。

6. 结论

1) 随着开度的变化, 该最小流量阀的压力损失均集中在进口盘片的三分之一处。

2) 随着开度的增大, 受上下层流体的影响, 在中心处由流体喷射产生的漩涡越来越不明显。

3) 该种阀门能耗较高, 但线性度较好。

4) 加连接槽改进过后, 可以使与连接槽接触的盘片部分的压力得到缓解。此外, 加连接槽后在各个开度下流量与之前相比几乎不变, 但是最大流速减小,

从而减少对阀门壁面的冲击和损坏。

参考文献 (References)

- [1] 蒋旭平, 王海民, 钟方胜, 陈明涛. 迷宫式最小流量阀的流动特性研究[J]. 流体机械, 2009, 37(5): 9-12.
- [2] 张雨润, 陈意秋. 调节阀流量特性探索[J]. 阀门, 1997, 3: 15-19.
- [3] 徐锡年, 孙华蔬, 彭宇宇等. 调节阀流量特性理论选用方法和研究[J]. 炼油化工自动化, 1992, 2: 51-59.
- [4] 郑建农, 孙叶柱. 进口电站阀门选型分析[J]. 热力发电, 2007, 36(2): 83-84.
- [5] 贾青, 陶正良. 从对我国电站调节阀的调研看其现状及发展前景[J]. 水利电力机械, 2005, 27(1): 8-10.
- [6] V. B. Kakuzin. Experience in operating the water-injection system control valves at power station boilers. Thermal Engineering, 2002, 49(4): 300-305.
- [7] 阎志敏. 给水泵再循环调节阀的设计与控制[J]. 发电设备, 2008, 23(4): 332-334.
- [8] 俞天存. 给水泵最小流量阀选型分析[J]. 青海电力, 2007, 26(1): 53-55.