

1-8-2019

Air Admission Feature and Discharge Coefficient of Fixed Conical Valve

Chengbiao Tong

1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;; 2. College of Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China;;

Zhixiong Zhou

1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;;

Qiuxia Yan

3. Investigation and Design Institute of Water Resources and Hydropower Liaoning Province, Shenyang 110006, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Air Admission Feature and Discharge Coefficient of Fixed Conical Valve

Abstract

Abstract: The complicated flow pattern is existent in fixed conical valve. When the high speed jet flowing near the diversion cone injects the sudden enlargement area, the severe vortex and evident negative pressure are generated. To reduce or eliminate the negative pressure area, the admission pipe should be installed. For clarifying the air admission and flow rule beyond air admission, *a calculation mathematical model is built, the basic law of negative pressure generation and air admission is obtained; CFD is adopted to certify that the admission pipe is efficient to restrain the negative pressure; under air admission condition, the two-phase flow analysis for fixed conical valve are done, so the discharge coefficient and air injection law are gotten.* The conclusion is verified by experiment. The study testified that combining the CFD with theoretical model to solve the air admission and discharge coefficient for fixed conical valve is feasible.

Keywords

fixed conical valve, air admission, discharge coefficient, two phase flow

Recommended Citation

Tong Chengbiao, Zhou Zhixiong, Yan Qiuxia. Air Admission Feature and Discharge Coefficient of Fixed Conical Valve[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(8): 3188-3197.

固定锥形阀的补气及排放系数研究

童成彪^{1,2}, 周志雄¹, 阎秋霞³(1. 湖南大学机械与运载工程学院, 长沙 410030; 2. 湖南农业大学工学院, 长沙 410128;
3. 辽宁省水利水电勘测设计研究院, 沈阳 110006)

摘要: 固定锥形阀内部流场存在复杂流动, 导流锥附近的高速射流进入突然扩大区域, 形成强涡流流动并产生显著负压区。为减少或消除负压区域, 需要对固定锥形阀安装补气管。为揭示补气及在补气下的流动规律, 建立固定锥形阀流场计算的数学模型, 得出负压生成和补气的基本规律; 采用计算流体动力学方法证实了补气管对抑制负压的有效性; 在补气工况下对内部流场进行两相流分析, 得出固定锥形阀的排放系数和补气规律, 并采用实验进行验证。结果表明: 采用理论与计算流体动力学相结合的方法对固定锥形阀进行补气与排放系数研究具有可行性。

关键词: 固定锥形阀; 补气; 排放系数; 两相流

中图分类号: TG156 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2018) 08-3188-10

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201808045

Air Admission Feature and Discharge Coefficient of Fixed Conical Valve

Tong Chengbiao^{1,2}, Zhou Zhixiong¹, Yan Qiuxia³

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. College of Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China;

3. Investigation and Design Institute of Water Resources and Hydropower Liaoning Province, Shenyang 110006, China)

Abstract: The complicated flow pattern is existent in fixed conical valve. When the high speed jet flowing near the diversion cone injects the sudden enlargement area, the severe vortex and evident negative pressure are generated. To reduce or eliminate the negative pressure area, the admission pipe should be installed. For clarifying the air admission and flow rule beyond air admission, a calculation mathematical model is built, the basic law of negative pressure generation and air admission is obtained; CFD is adopted to certify that the admission pipe is efficient to restrain the negative pressure; under air admission condition, the two-phase flow analysis for fixed conical valve are done, so the discharge coefficient and air injection law are gotten. The conclusion is verified by experiment. The study testified that combining the CFD with theoretical model to solve the air admission and discharge coefficient for fixed conical valve is feasible.

Keywords: fixed conical valve; air admission; discharge coefficient; two phase flow

引言

固定锥形阀因其通过性强、过流能力大、结

构简单、工作可靠, 在引水、供水、水电、水利等项目中不断得到应用。国内外学者对其内部流场采用数值分析的方法开展了一些的研究, 如魏文礼、李超采用 RNG k- ϵ 湍流模型和 VOF 多相流模型对锥形阀出口的自由液面进行了模拟, 得出了出口的水和空气体积分数、自由液面分界面以及压力分布和流速分布、消能率^[1-2]。李志乾等对



收稿日期: 2016-11-17 修回日期: 2017-02-09;
基金项目: 湖南省重点研发计划(2017GK2182);
作者简介: 童成彪(1979-), 男, 湖南安乡, 博士, 研究员, 研究方向机械故障诊断与性能优化;
周志雄(1953-), 男, 湖南郴州, 博士, 教授, 研究方向为现代设计方法与高效加工技术。

<http://www.china-simulation.com>

• 3188 •

锥形阀消力池中淹没射流特征与涡结构进行了分析和研究, 对消力池中的复杂流动结构、特征、壁面脉动压强的起源以及消力池的消能机理等问题进行了全面、系统的分析^[3]。在固定锥形阀的消能结构方面, B.J. Prettyman 等对固定锥形阀的导流罩进行了研究, 对比了几种不同导流罩结构的消能率^[4-5]。魏文礼也对一种新型阀后导流罩进行了数值模拟研究, 进行了压强场、速度场和消能率的对比, 证明了新的导流罩结构的优越性^[6]。某工程 DN3000 锥形阀在运行工程中出现了异响和振动, 影响阀门的可靠运行, 原因是补气设置不当在流场内部产生了负压, 而负压会以一定的波速向壁面传递^[7], 形成压力波动, 严重的会形成空化和气蚀^[8-9]。由于排放系数是描述阀门过流能力的固有特性参数, 而补气影响阀门内部流场, 从而改变排放系数。到目前为止, 还鲜有学者对固定锥形阀的补气问题及在补气情况下的排放系数进行系统的研究。故对固定锥形阀进行补气和排放系数研究具有工程上的紧迫性和理论上的必要性。本文首先建立了固定锥形阀内流场的计算数学模型; 然后以 DN250 阀门为例, 采用计算流体动力学中的 Eulerian 方法^[10], 利用高性能云计算平台进行了大量的数值计算, 研究了固定锥形阀内部的压力场情况, 验证了补气管对负压的改善作用, 对不同补气管的设置方案进行了比较, 得出了较优的补气管设置方案; 最后基于前述成果, 对固定锥形阀的补气规律和排放系数展开研究, 通过实验进行了验证, 得出了若干有价值的结论。

1 理论模型

固定锥形阀的剖视图见图 1。其中 1-1 截面是进口截面, 2-2 是垂直于射流流线的截面, 3-3 截面是固定锥形阀的出口, S1 表示锥形阀出口导流锥面, S2 表示导流罩的导流锥面。下面用流体动力学方法建立流动区域的计算理论模型。

由于 2-2 截面附近区域属于流态突变区, 存在

涡流与射流混合、以及很大的机械能耗损, 甚至还有发生空化的可能, 不属于均匀流或渐变流, 因此在 1-1 和 2-2 截面间建立伯努利方程是不合适的。伯努利方程本来是基于流线建立的, 但可以通过引入动能修正系数而建立适用于总流的能量方程^[11]。因为 3-3 截面的流动基本稳定, 故取 1-1 和 3-3 截面的形心位置建立伯努利方程如下:

$$P_1 + \frac{a_1 V_1^2}{2g} + Z_1 = P_3 + \frac{a_3 V_3^2}{2g} + Z_3 + hw \quad (1)$$

式中: P_1 , V_1 , Z_1 分别是截面 1-1 上形心点的动水压强水头、平均速度水头, 形心点的位置水头, 同理, P_3 , V_3 , Z_3 是截面 3-3 的对应参数。 a_1, a_3 分别是截面 1-1 和截面 3-3 的动能修正系数。 hw 为局部压力损失。

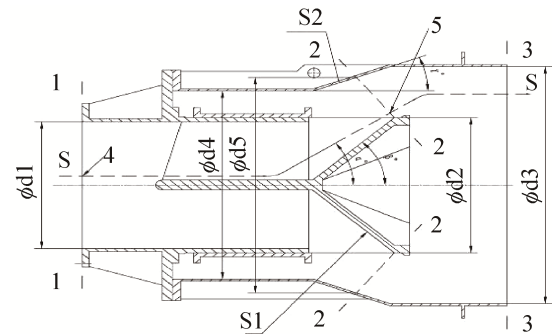


图 1 固定锥形阀剖视图

Fig. 1 Section view of fixed conical valve

$$a_1 = \frac{\int U_1^3 dA}{V_1^3 A_1} \quad (2)$$

$$a_3 = \frac{\int U_3^3 dA}{V_3^3 A_3} \quad (3)$$

式中: U_1 , U_3 分别是截面 1-1 和 3-3 上微小积分区域上的流速, V_1 , V_3 分别是截面 1-1 和 3-3 上的平均流速, A_1 , A_3 分别是截面 1-1 和截面 3-3 的面积。

$$hw = \sum \xi \times \frac{V_1^2}{2g} \quad (4)$$

式中: $\sum \xi$ 为按进口速度定义的流阻系数, V_1 为进口平均流速。

根据连续性方程, 可建立 1-1 截面与 3-3 截面的速度关系。

$$A_1 \times V_1 = A_3 \times V_3 \quad (5)$$

变换式(5)可得出:

$$V_3 = (d_1 / d_3)^2 \times V_1 \quad (6)$$

将式(6)代入式(1), 得出:

$$V_1 = \frac{\sqrt{2g(P_1 - P_3)}}{\sqrt{[a_3(d_1 / d_3)^4 + \sum \xi - a_1]}} \quad (7)$$

进口属于均匀流, $a_1=1$, 出口属于渐变流, $a_3=1.1$, 上式简化为:

$$V_1 = \frac{\sqrt{2g(P_1 - P_3)}}{\sqrt{[1.1(d_1 / d_3)^4 + \sum \xi - 1]}} \quad (8)$$

对截面 1-1 和截面 2-2 应用动量定理, 忽略流体接触壁面的摩擦力, 对 x 轴和 y 轴列方程如下:

$$\begin{cases} P_1 \times A_1 - P_2 \times A_2 \times \cos \delta - P_{s1} \times A_{s1} \times \sin \beta + \\ P_{s2} \times A_{s2} \times \sin \gamma = \\ \beta_2 \times A_2 \times V_2^2 \times \rho \times \cos \delta - \beta_1 \times A_1 \times V_1^2 \times \rho, \\ -P_2 \times A_2 \times \sin \delta + P_{s1} \times A_{s1} \times \cos \beta - \\ P_{s2} \times A_{s2} \times \cos \gamma = \\ \beta_2 \times A_2 \times V_2^2 \times \rho \times \sin \delta. \end{cases} \quad (9)$$

式中: β_2, β_1 分别为截面 2-2 和截面 1-1 的动量修正系数, P_{s1} 和 A_{s1} 分别为锥面 S1 上的平均动水压强和表面积, P_{s2} 和 A_{s2} 分别为锥面 S2 上的平均动水压强和表面积。 P_2, A_2 分别为截面 2 上的平均动水压强和截面积。

$$\beta_1 = \frac{\int U_1^2 dA}{V_1^2 A_1} \quad (10)$$

$$\beta_2 = \frac{\int U_2^2 dA}{V_2^2 A_2} \quad (11)$$

式中: U_1, U_2 分别为 1-1 和 2-2 截面上微小积分区域的流速。

V_1, V_2 为分别为截面 1-1 和 2-2 上的平均速度, 根据连续性方程:

$$A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \quad (12)$$

变换式(12)可得出:

$$V_2 = \frac{d_1^2 - d_2^2}{\cos \delta \times d_1^2} \times V_1 \quad (13)$$

因为, $P_{s2} \approx P_2$, 联立求解式(13)为:

$$P_2 = \frac{P_1 A_1 - \rho \times \beta_2 \times \frac{A_1^2}{A_2} \times \left[\frac{V_1^2 (\tan \beta \times \sin \delta + \cos \delta) + \beta_1 \times A_1 \times V_1^2 \times \rho}{A_2 \times \sin \delta \times \tan \beta - A_{s2} \times \sin \gamma} \right]}{A_2 \times \cos \delta + A_{s2} \times \cos \gamma \times \tan \beta +} \rightarrow \quad (14)$$

以上计算采用相对压力, 计算结果是 2-2 截面的平均压力值。当 P_2 值为负时就是负压。而对于流线上某点的压力可以利用基于流线的伯努利方程结合紊流速度分布理论求解。

$$\begin{cases} P_4 + Z_4 + \frac{V_4^2}{2g} = P_5 + Z_5 + \frac{V_5^2}{2g} \times a_3 + hw_{4-5} \\ hw_{4-5} = \sum \xi \times \frac{V_4^2}{2g} \end{cases} \quad (15)$$

式中: P_5, V_5, Z_5 是点 5 处的动水压强水头、速度水头、势能水头, P_4, V_4, Z_4 是点 4 处的动水压强水头、速度水头、势能水头, a_3 是速度修正系数。

按照尼库拉兹的结论, 粗糙圆管断面速度分布符合对数曲线, 在 2-2 截面上, 以管底面为基准, 距管道距离为 r 位置的速度为:

$$Vr = \sqrt{\frac{\lambda}{8}} V_2 \times (5.75 \lg \frac{r}{\Delta} + 8.5) \quad (16)$$

式中: Δ 为绝对粗糙度, V_2 为截面 2-2 上的平均速度。

联立求解上述方程, 得流线上 P_5 点的压力为:

$$P_5 = P_4 + (Z_4 - Z_5) + V_4^2 \left(\frac{1}{2g} - \frac{\sum \xi}{2g} \right) - Vr^2 \frac{1}{2g} \times a_3 \quad (17)$$

在边界条件不变的情况下, 阀门的开度越大, 过流面积越大, 流阻系数越小, 依据公式(8)得出以下推论: 开度越大, 流量越大。结合式(8)、式(14)和式(17), 可得出以下结论:

- 负压与流量的平方线性相关, 流量越大, 负压越大;
- 负压与压差线性相关, 压差越大, 负压越大;
- 负压与开度相关, 开度越大, 负压越大;
- 负压与导流罩直径相关, 导流罩直径越大, 负压越大。

假设补气管出口设在 2-2 截面上, 按照空气动力学中的拉瓦尔喷管公式, 当 $0.5283 < \frac{P_2 + P_0}{P_0} < 1$

时, 以亚声速流入空气

$$m = C_{in} A_{in} \sqrt{2P_0 \rho_0 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2 + P_0}{P_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2 + P_0}{P_0} \right)^k \right]} \quad (18)$$

当 $\frac{P_2 + P_0}{P_0} \leq 0.5283$ 时, 以临界速度流入空气

$$m = C_{in} A_{in} \sqrt{k P_0 \rho_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (19)$$

式中: m 为流入空气的质量流量, kg/s; C_{in} 为空气阀进气时的排放系数, $C_{in} = v / \sqrt{2g\Delta H}$; A_{in} 为空气阀的进气面积, 单位是 m^2 ; P_0 为管外大气的绝对压力, 单位是 Pa; ρ_0 为管外的大气密度, 单位是 kg/m^3 ; P_2 为管内的相对压力, 单位是 Pa; k 为空气的比热比, $k=1.4$ 。

结合式(18)和式(19)可得出以下结论, 补气量与负压相关, 负压越低, 补气量越大, 但负压(绝对压力)低于 53.4 KPa 以下时, 补气量与负压不再相关。

下面采用数值分析方法对固定锥形阀的补气和排放系数进一步展开研究。

2 计算及分析

2.1 研究对象及边界条件

本文的研究对象是 DN250 的固定锥形阀, 工作水头范围为 40 m~100 m, 阀门进口为 250 mm, 对空喷射工况导流罩直径为 $\phi 560$ mm, 淹没排放工况阀后直径 $\phi 560$ mm, 全开行程是 122 mm。为改善收敛性, 阀前延伸管取进口直径的 3 倍长度, 阀后延伸管取出口直径的 5 倍长度。

由于 VOF 模型适用于模拟两相不混合、不分离的分层流动^[12]; 混合模型适用于分散相有宽广的分布^[13]; 而本例补气点只是集中在区域的一部分, 采用欧拉模型会有更高的精度。故确定本研究

的两相流模型采用欧拉模型^[14], 水为第一相, 气体为第二相, 计算方式为稳态。湍流模型采用基于 Reynolds 平均法(RANS)^[15]的 Realizable K- ϵ ^[16-17]模型。阀前设置总压边界条件, 排气管设为压力进口, 阀后设置静压边界条件, 求解采用 couple 算法。在进口将水的体积分数初始化为 1, 导流罩内初始化为空气, 出口设置为气体零回流。

计算网格采用四面体网格。以淹没排放为例, 离散后包括 1 739 898 个单元, 335 158 个节点, 见图 2。最大高宽比(Aspect Ratio)为 10.054, 雅可比(Jacobian Ratio)为 1, 平均偏移率(Skewness)为 0.231 27, 网格质量较高。把网格再细化一个数量级, 计算结果变化在 5%以内, 网格对计算结果影响较小, 可认为网格符合无关性要求。

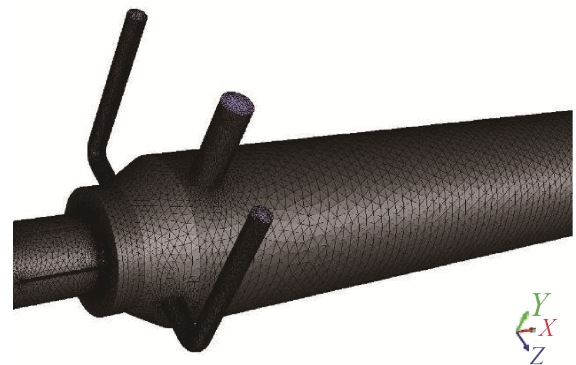


图2 淹没工况网格模型
Fig. 2 Mesh of submerged condition

2.2 补气有效性及补气管优化

首先对补气管大小进行对比计算, 选择以下方案: a. 没有补气管; b. 顶部设有 $\phi 100$ mm 补气管; c. 水平设有 $2 \times \phi 60$ mm 补气管; d. 顶部设有 $\phi 50$ mm 补气管, 水平设有 $2 \times \phi 30$ mm 补气管; e. 顶部设有 $\phi 100$ mm 补气管, 水平设有 $2 \times \phi 60$ mm 补气管。基于以上模型, 分别在 50%和 100%开度进行计算, 对比水流量、补气量和最小负压值。100%开度的流量计算结果见图 3, 负压的对比结果见图 4, 压力云图见图 5。

从图 3 来看, 补气使流量降低了 4.3%。

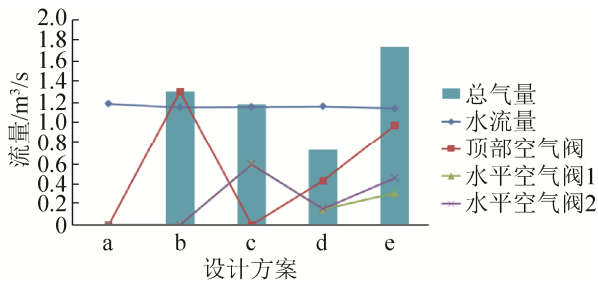


图3 100%开度水流量与补气量

Fig. 3 Water flow and air admission flow at 100% travel

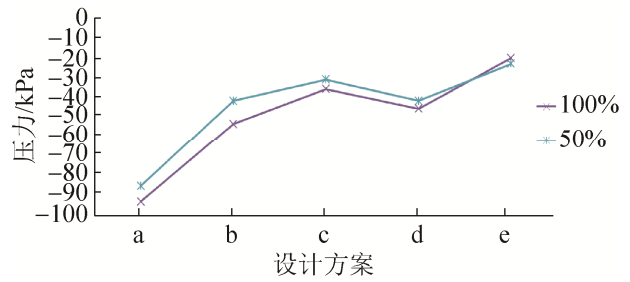


图4 两种典型开度负压

Fig. 4 Negative pressures at two typical travels

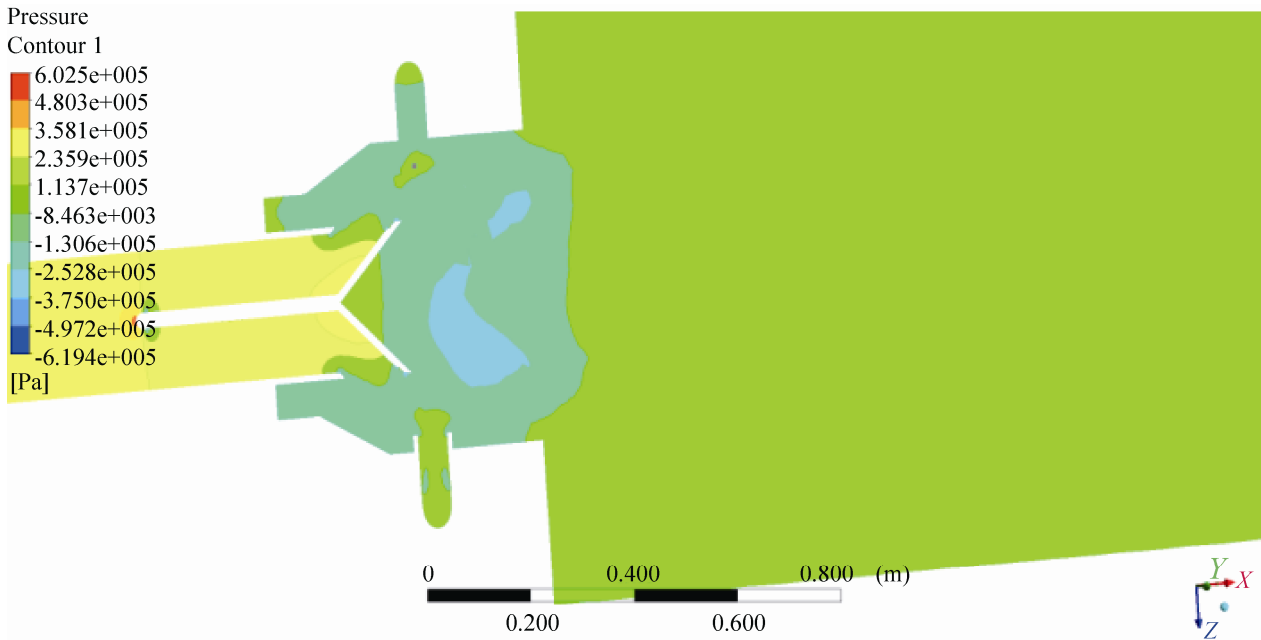


图5 方案e 100%开度压力云图

Fig. 5 Pressure contour of plan e at 100% travel

从图4来看，e方案的负压最低，效果最好。

由图5可见，e方案的负压值较低，且负压区域较小，补气取得了显著的效果。

在对空喷射情况下，对补气管的位置进行优化。分为4种情况：(1) 顶部补气管设在直管段，水平补气管设在锥管段；(2) 3个补气管均设在直管段；(3) 3个补气管均设在锥管段；(4) 顶部补气管设在锥管段，水平补气管设在直管段。分析结果表明，当顶部空气阀布置在锥管段时，顶部排气阀的补气量有所增加，但最大与最小差值在20%以内。无论如何布置补气管，并不改变阀门的过流能力。对负压的对比结果见图6，可见a方案的负压最小。

综上所述，锥形阀设置补气管，显著降低了流动区域内的负压，能有效抑制气蚀的发生。通过将过流能力和负压值进行对比，可知在导流罩直管段顶部设置空气阀，在锥管段水平位置设置空气阀，且空气阀总面积占导流罩柱面积的1.3%是相对较优的方案。

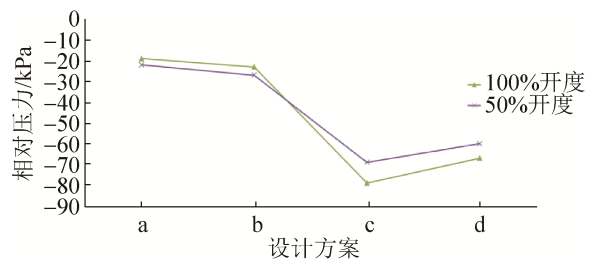


图6 负压对比图

Fig. 6 Comparison of negative pressures

2.3 补气规律

分别建立相应的三维模型, 在 CFD 中设置边界条件并进行分析, 将分析结果以图的形式予以表达。在淹没工况下, 阀前后压差为 60 m 水头, 开度为全开, 阀后水头从 1~10 m 时, 流量与水头的关系见图 7; 在不同开度下, 阀后水头为 10 m, 阀前后压差为 60 m 压差, 开度与流量的关系见图 8。在对空工况下, 阀前水头为 60 m, 开度与流量的关系见图 9; 在对空且全开情况下, 水头与流量的关系见图 10。

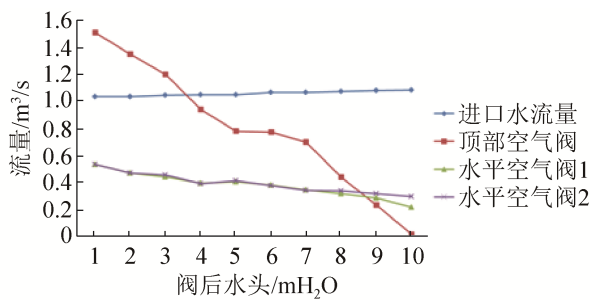


图 7 淹没工况下全开时阀后水头与流量关系

Fig. 7 Relationship between water head and flow with full open and submerged condition

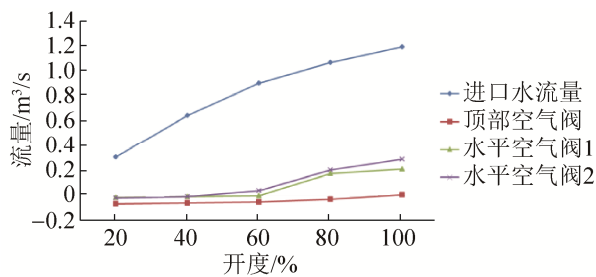


图 8 淹没工况下开度与流量的关系

Fig. 8 Relationship between travel and flow with submerged condition

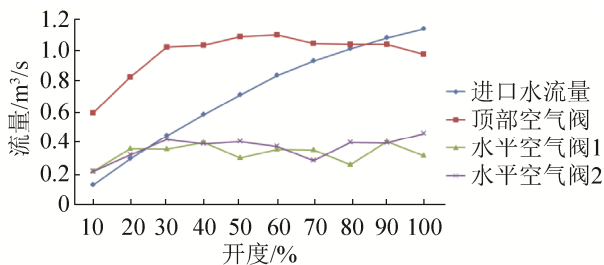


图 9 对空工况下开度与流量的关系

Fig. 9 Relationship between travel and flow with air spray condition

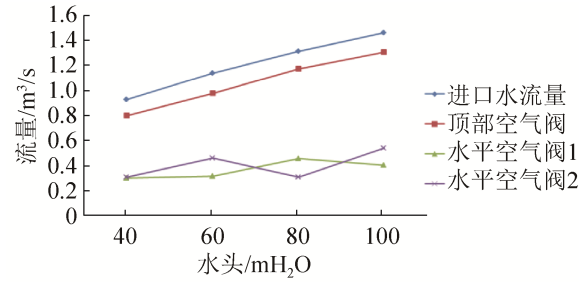


图 10 对空工况下全开时水头与流量的关系

Fig. 10 Relationship between water head and flow with full open and air spray condition

由图 7 可见, 在压差恒定的条件下, 阀后水头越高, 补气量越小, 但过阀水流量没有明显变化。

由图 8 可见, 淹没工况下, 当压差和阀后压力一定时, 开度越大, 流量越大, 补气量也越大。

由图 9 可见, 对空工况下, 当阀前压力一定时, 开度越大, 阀门的流量越大, 但达到一定开度后, 补气量并没有明显增加, 与前述理论分析相符。

由图 10 可见, 对空情况下, 阀前水头越高, 阀门流量越大, 顶部空气阀补气量越大, 但水平空气阀补气量比较稳定。

在对空工况下, 阀前水头为 60m, 导流罩直径与流量的关系见图 11, 可见顶部空气阀的补气量与导流罩直径较密切。

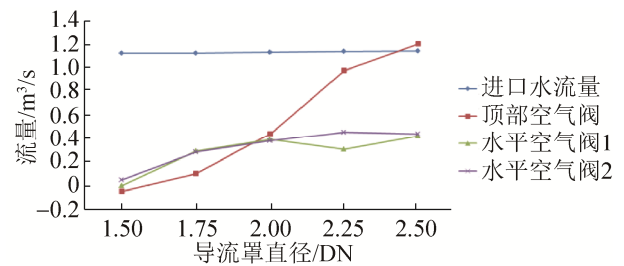


图 11 对空工况下全开位置导流罩直径与流量关系

Fig. 11 Relationship between hood size and flow with full open and air spray condition

定义 Q_{max} 为全开时过流量, Q 为当前开度的流量, 依据以上计算结果和图表, 可以进一步得出以下结论:

1) 阀后淹没水头越深, 补气量越小, 当阀门全开, 在阀后 1~10 m 阀后淹没水头工况的补气量为: 顶部空气阀: $0\sim 1.45Q_{max}$; 水平空气阀:

0.2~0.5 Q_{max} 。

2) 对空喷射工况下, 开度越小, 补气量与流量的比值越大; 开度越大, 补气量与流量的比值越小。此比值呈单调下降趋势。顶部空气阀与最大流量的比值为 0.96 Q_{max} , 水平空气阀与最大流量的比值为 0.36 Q_{max} 。

3) 在对空喷射工况下, 顶部补气量随导流罩直径的增大而单调增大, 最大达 1.05 Q , 而水平空气阀与导流罩直径的单调关系在导流罩直径达到 2DN 后则不再单调增加, 最大补气量 0.4 Q 。

2.4 补气与排放系数

依据水力学的基础理论, 导出排放系数的定义为:

$$Cd = \frac{Q}{A \times \sqrt{2 \times 9.8 \times (H_0 - P)}} \quad (20)$$

式中: H_0 , 阀前总水头, 包括静压和动压(速度水头), 单位为米水头(m H_2O); P , 阀后静压, 单位为米水头(m H_2O); A , 阀门进口过流面积, 单位为平方米(m^2); Q , 通过阀门的实际流量, 单位为立方米每秒(m^3/s)。

基于公式(20)得出淹没和对空工况下固定锥形阀的排放系数见图 12 和图 13, 可见固定锥形阀的排放系数呈近似线性关系。

导流罩直径与排放系数的关系见图 14, 可见当导流罩直径大于 1.5 倍公称口径时, 导流罩的直径对排放系数的影响可忽略。

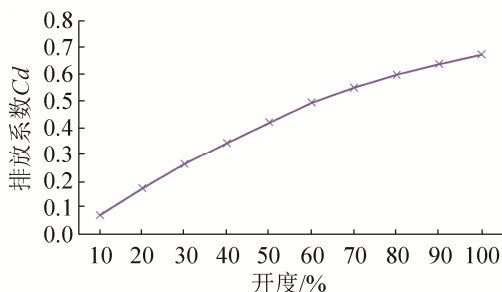


图 12 对空工况排放系数(导流罩 2.25DN)
Fig. 12 Discharge coefficient with air spray condition (Hood 2.25DN)

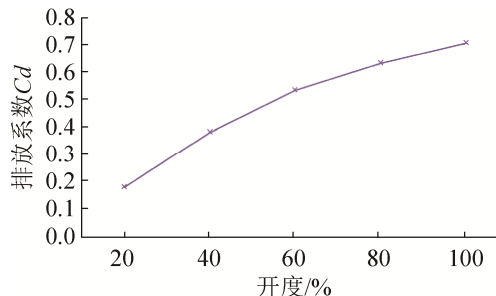


图 13 淹没工况排放系数(阀后管道 2.25DN)
Fig. 13 Discharge coefficient with submerged condition (Downstream Pipe 2.25DN)

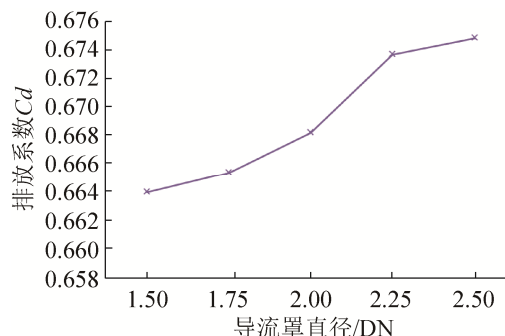


图 14 对空工况全开排放系数与导流罩直径关系
Fig. 14 Relationship between discharge coefficient and hood size with air spray condition

3 实验验证

为验证上述结果, 分别进行淹没工况和对空喷射工况的流动实验。

3.1 DN250 锥形阀淹没补气实验

将 DN250 锥形阀安装在-11m 的坑内, 阀后淹没 8.8 m 水头, 锥形阀出口采用透明有机玻璃管, 见图 15。阀前采用水泵送水, 水泵型号为 GS600-6/6, 流量 $Q=2\ 000\ m^3/h$, 电机型号为 6P-1000 kW, 扬程 $H=84\ m$, 在工作水头工况下, 取 7 个测点走完全程, 记录顶部空气阀的负压和补气量, 补气测量采用气体涡街流量计 CLUGB-DN25, 流量采用电磁流量计 KTLDE-200-103/DN300, 压力采用 0.4 级精密压力表(0~1.6 MPa)及 0.4 级精密压力表(0~0.6 MPa)各 1 只。实验数据见表 1, 测得阀后一直为正压, 未测到补气情况。

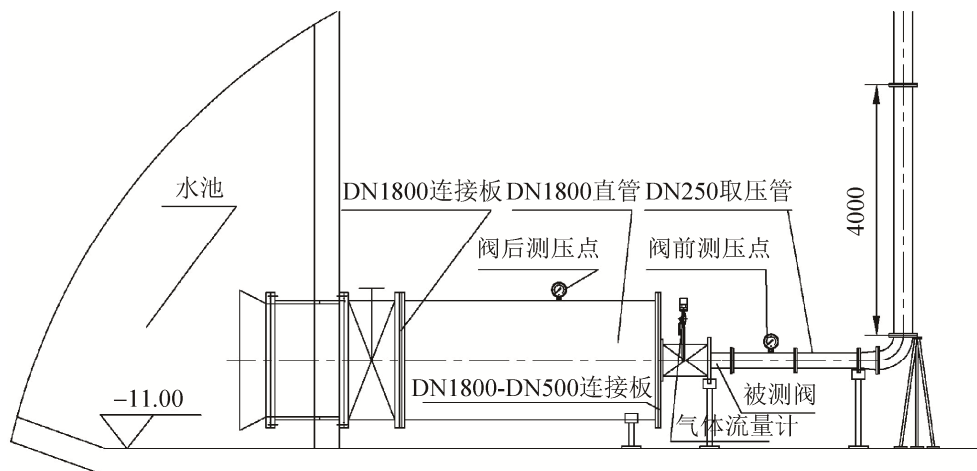


图 15 DN250 锥形阀实验

Fig. 15 DN250 fixed conical valve test

表 1 DN250 锥形阀实验数据

Tab.1 DN250 fixed conical valve test data

开度/%	流量 (m ³ /h)	阀前压 力/MPa	阀后压 力/MPa	排放 系数	顶部 补气量
14.3	407.7	0.468	0.088	0.08	0
28.6	839.2	0.295	0.088	0.24	0
42.9	1213.3	0.292	0.088	0.34	0
57.1	1609	0.291	0.088	0.46	0
71.4	2074.7	0.29	0.088	0.59	0
85.7	2453.3	0.292	0.088	0.73	0
100	2620.8	0.288	0.088	0.75	0

仿真结果表明,在淹没工况下,阀后水头达到 9 m 水头时,顶部排气阀存在轻微补气现象,而实验未测到补气现象,说明计算与实际存在一定误差。对于排放系数的对比见图 16,最大误差为 5.3%。

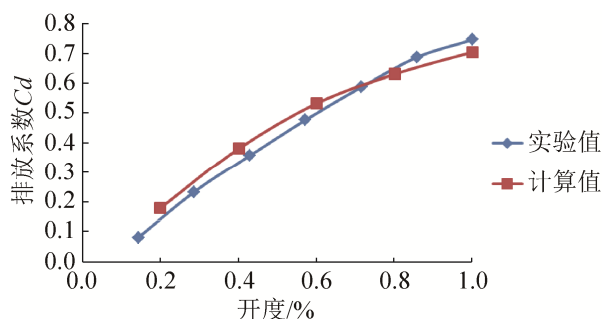


图 16 DN250 锥形阀排放系数对比

Fig. 16 Comparison of DN250 fixed conical valve

3.2 DN3000 锥形阀对空喷射实验

在某水库现场对 DN3000 锥形阀进行过流能力及补气进行测定,实验方案见图 17。压力测量采用 0.4 级精密压力表(0~1.6 MPa),流量采用超声波流量计。只开启顶部的排气阀,排气阀通径为 DN250,从 15%至 85%开度进行工况实验,观测补气情况。实验表明阀后空气阀有大量的补气,流速很高,这与仿真结果是一致的。实验数据见表 2,实验数据与计算值的对比见图 18,可见排放系数与实测值非常接近,计算精度较高。

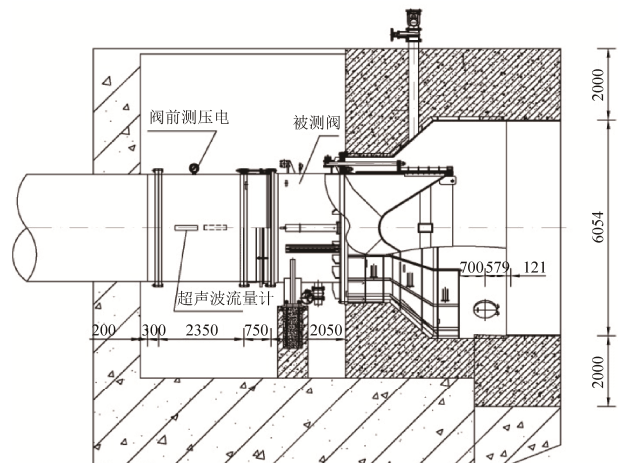


图 17 DN3000 锥形阀实验

Fig. 17 DN3000 fixed conical valve test

表2 DN3000 锥形阀实验数据
Tab. 2 DN3000 fixed conical valve test data

阀门开度	阀门流量 m^3/s	阀前静压 mH_2O	排放系数
15	14.00	29.0	0.08
20	24.68	28.0	0.14
30	34.50	27.0	0.18
40	46.00	25.0	0.25
50	57.12	23.0	0.30
55	61.56	22.0	0.33
60	65.40	21.0	0.36
65	69.12	20.0	0.38
70	72.68	18.0	0.43
80	78.78	16.0	0.48
85	79.38	13.0	0.56

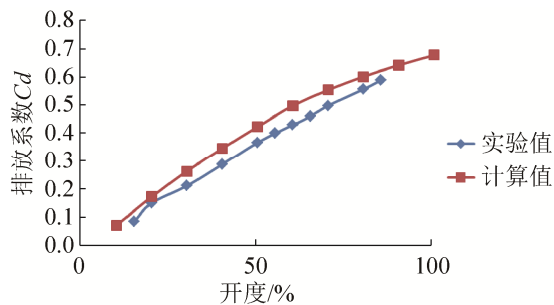


图18 DN3000 锥形阀排放系数对比

Fig. 18 Comparison of DN3000 fixed conical valve

4 结论

本文建立了固定锥形阀内部压力和补气量的计算数学模型,并采用欧拉多相流模型在云平台进行了大规模数值计算,最后进行了实验。结果表明:理论分析、计算机仿真、实验结果三者相互佐证了以下结论:

(1) 固定锥形阀内部流速快,射流出口又进入突然扩大区域,会造成很大的压力降,并在局部拉成真空(负压),负压随阀门开度、压差的加大而加大,随淹没水头的加大而减小。而补气量除与负压相关外,还与空气阀的截面积、导流罩的截面积有关。

(2) 固定锥形阀在淹没工况和带导流罩对空喷射工况设置补气是必要的。补气管对排放系数的影响在5%以内,对抑制负压产生了显著效果。

(3) 当导流罩直径大于1.5 DN后,导流罩的

大小对排放系数的影响可忽略。

(4) 补气装置宜设置在导流罩柱面段顶部及锥管段水平位置。

本文的研究结果对于固定锥形阀的选型及其补排气系统的设计具有重要的指导意义。

参考文献:

- [1] 李超. 管道内部锥阀水流水力特性及消能研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2008.
Chao Li. Study of Hydraulic Characteristics and Energy Dissipation of Water around the Fixed-Cone Valve in Pipelines [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2008.
- [2] 魏文礼, 李超. 锥阀附近水力特性的三维数值模拟研究 [J]. 计算力学学报, 2011, 28(1): 108-112.
Wenli Wei, Chao Li. Three-Dimensional Numerical Simulation of Hydraulic Characteristics near Conical Valve [J]. Journal of Computational Mechanics, 2011, 28(1): 108-112.
- [3] 李志乾, 杨玲霞, 张灵先. 锥形阀消力池淹没射流的大涡结构及特征[J]. 郑州大学学报(工学版), 2002, 23(1): 82-85.
Zhiqian Li, Lingxia Yang, Lingxian Zhang. Large Eddy Structure and Characteristics of Submerged Jet in Cone Valve Stilling Pool [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Edition), 2002, 23(1): 82-85.
- [4] Johnson M C, Dham R. Innovative Energy-Dissipating Hood [J]. Journal of Hydraulic Engineering (S0733-9429), 2006, 132(8): 759-764.
- [5] B J Prettyman, M C Johnson, Z B Sharp. Design Considerations for Stationary Hoods Used With Fixed-Cone Valves [J]. International Water Power & Dam Construction (S0306-400X), 2014, 21(6): 76-79
- [6] 魏文礼, 吕彬, 刘玉玲. 消能锥阀结构改进的三维数值模拟研究[J]. 应用力学学报, 2013, 30(1): 109-114.
Wenli Wei, Bin Lv, Yuling Liu. Three-Dimensional Numerical Simulation Study on Structure Improvement of Energy Dissipation Cone Valve [J]. Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(1): 109-114.
- [7] 孙良, 王建林, 赵利强. 负压波法在液体管道上的可检测泄漏率分析[J]. 石油学报, 2010, 31(4): 654-658.
Liang Sun, Jianlin Wang, Liqiang Zhao. Analysis of Detectable Leakage Rate of Negative Pressure Wave Method in Liquid Pipeline [J]. Petroleum Journal, 2010, 31(4): 654-658.
- [8] 莫丽, 杨琪, 王玉梅. 水力加载器内部汽蚀数值模拟

- 及失效分析[J]. 系统仿真学报, 2016, 28(6): 1432-1438.
- Li Mo, Qi Yang, Yumei Wang. Numerical Simulation of Cavitation and Failure Analysis in Hydraulic Loader [J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(6): 1432-1438.
- [9] 张晓宁. 调节阀闪蒸和气蚀现象分析[J]. 广东化工, 2013, 40(12): 156-156.
- Xiaoning Zhang. Analysis on Flash and Cavitation of Regulating Valve [J]. Guangdong Chemical Industry, 2013, 40(12): 156-156.
- [10] 覃昕慧. 溢洪道掺气水流的三维数值模拟[D]. 西安:西安理工大学, 2010.
- Xinhui Qin. Three-Dimensional Numerical Simulation of Aerated Flow in Spillway[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2010.
- [11] 王海军. 文丘里管射流装置的结构及工作原理[J]. 西南科技大学学报(自然科学版), 2004, 19(2): 41-44.
- Haijun Wang. Structure and Working Principle of Venturi Tube Jet Device [J]. Journal of Southwest University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2004, 19(2): 41-44.
- [12] 梁坤峰, 贾雪迎, 高春艳, 等. 液-液分散雾化非相溶两相流界面追踪模拟[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 363-371.
- Kunfeng Liang, Xueying Jia, Chunyan Gao, et al. Interface Tracking Simulation of Immiscible Two-phase Flow in Liquid-Liquid Dispersion Atomization System [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 363-371.
- [13] Hirt C W, Nichols B D. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries [J]. Journal of Computational Physics (S0021-9991), 1981, 39(81): 201-225.
- [14] Gonzalo, Alduncin. Evolution Filtration Problems With Seawater Intrusion: Two-Phase Flow Dual Mixed Variational Analysis[J]. Journal of Mathematics and Physics: English Version(S0252-9602), 2015, 35(5): 1142-1162.
- [15] 胡效东, 张德新, 姜蓉, 等. 三层搅拌式反应釜内部气液流动特性研究[J]. 系统仿真学报, 2016, 28(2): 396-403.
- Xiaodong Hu, Dexing Zhang, Rong Jiang, et al. Study on Gas-Liquid Flow Characteristics in Three-Layer Stirred Reactor[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(2): 396-403.
- [16] Menon S, Jou W H. Simulations of Ramjet Combustor Flow Fields. I - Numerical Model, Large-Scale and Mean Motions[C]//Aiaa, Fluid Dynamics, Plasma Dynamics, and Lasers Conference. 1987: 76-79.
- [17] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A New K-Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows [J]. Computers & Fluids (S0045-7930), 1995, 24(3): 227-238.

(上接第 3187 页)

- [14] Cedric F, Christian D. Two Contributions to Blind Source Separation Using Time-frequency Distributions[J]. IEEE Signal Processing Letters (S1070-9908), 2004, 11(3): 386-389.
- [15] Sui K K, Li H, Li X X. MIMO Radar Detection Performance Analysis in Clutter and Noisy Environments[J]. Computer Systems and Applications (S1003-3254), 2013, 22(9): 230-233.
- [16] 焦彦维, 侯德亭, 周东方, 等. 无人机在复杂电磁环境下的效能评估[J]. 强激光与粒子束, 2014, 26(7): 073201.
- Jiao Yanwei, Hou Deting, Zhou Dongfang, et al. Efficiency evaluation of unmanned aerial in complex electromagnetic environment[J]. High Power Laser and Particle Beams. 2014, 26(7): 073201.
- [17] 肖文书, 张兴敢, 都思丹. 雷达信号的盲分离[J]. 南京大学学报, 2006, 42(1): 38-43.
- Xiao Wenshu, Zhang Xinggan, Du Sidan. Blind Separation of Radar Signals[J]. Journal of Nanjing University, 2006, 42(1): 38-43.
- [18] Xu Jing, He Minghao, Han Jun, et al. A Comprehensive Estimation Method for Kernel Function of Radar Signal Classifier [J]. Chinese Journal of Electronics (S1022-4653), 2015, 24(1): 218-222.
- [19] 余先川, 胡丹. 盲源分离理论与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
- Yu Xianchuan, Hu Dan. The theory and application of blind source separation [M]. Beijing: Science Press, 2011.
- [20] 杨福生, 洪波. 独立分量分析的原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- Yang Fusheng, Hong Bo. Principles and applications of independent component analysis [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2006.