排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 11 月 Nov. 2012 | 第 30 卷 第 6 期 Vol. 30 No. 6

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.06.018

梭式止回阀开启过程的数值模拟

李良超，曾祥炜，向科峰，徐斌，宋丹路
（西南科技大学制造科学与工程学院，四川 绵阳 621010）

摘要：为了研究梭式止回阀在高压差条件下启闭时阀瓣的运动特性以及阀内可能出现的气穴现象，采用计算流体力学(CFD)方法，建立梭式止回阀阀瓣运动方程和流场气穴模型，并通过动网格技术和用户自定义程序，对梭式止回阀开启过程中阀内速度场、压力场、气穴分布和阀瓣运动特性进行了数值仿真，仿真结果以可视的图形图像形式给出. 数值模拟研究表明：梭式止回阀在开启过程中，流体主要沿阀壁流动，阀体中间部位则出现回流；在阀内有涡流存在，在涡流的涡心位置流体流速小、压力低，易产生气穴；气穴的产生和发展与进出口压力大小和阀瓣开度等密切相关，气穴易引起阀内流场的不稳定. 阀瓣在压差作用下的运动特性为阀瓣首先开启到一极大开度，并逐渐以波动的形式回归到一稳定的开度，阀瓣在运动到稳定开度附近时速度最大. 模拟研究结果可以为梭式止回阀结构参数的设计和优化等提供参考.

关键词：梭式止回阀；开启过程；气穴；计算流体力学；数值模拟
中图分类号：S277.9；TH137　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2012)06-0710-05

Numerical simulation of opening process of shuttle check valve

Li Liangchao, *Zeng Xiangwei*, *Xiang Kefeng*, *Xu Bin*, *Song Danlu*
(School of Manufacturing Science and Engineering, Southwest University of Science and Technology, Mianyang, Sichuan 621010, China)

Abstract: The flow field in a shuttle check valve was numerically simulated by using the CFD method to examine whether the valve is subjected to cavitating flow during its opening process. A user defined subroutine and a dynamic mesh technique were used to involve the pool motion. The results show that the fluid flows mainly along the valve wall and backflow formed in the center of the valve during its opening process. And there have vortices existing in the shuttle valve. Cavity onsets easily in the center of the vortex as the pressure there is the lowest. The inception and development of cavitation in the valve are closely related to the inlet and outlet pressure and valve opening degree. Furthermore, cavitation can cause flow instabilities. It is demonstrated that under a certain pressure difference, the valve spool is opened to the maximum degree initially and then gradually rebound to a stable position with fluctuating steps.

Key words: shuttle check valve; opening process; cavitation; computational fluid dynamics; numerical simulation

梭式阀是通过管道系统自身能量来实现系统启闭操作的一种智能阀，可以在无外界提供动力源和控制电源的条件下，根据系统内流动状态，快速判断并实现管道系统的过流保护和启闭操作. 因其结构简单、操作方便和高度智能等特点，在化工、机场和海上石油等领域得到了广泛应用[1]. 许多学者

收稿日期：2012-05-15
基金项目：四川省科技厅应用技术研究与开发项目(2012JY0050)
作者简介：李良超(1976—)，男，安徽桐城人，讲师，博士(tchllc@126.com)，主要从事多相流体混合和液压元件内流体流动研究.
曾祥炜(1944—)，男，重庆市中人，教授(kxzxw@163.com)，主要从事流体控制研究.

对梭式阀进行了研究[2-3]. 如任予鑫等[4]对梭式阀的降噪特性进行了数值模拟研究;陈崑等[5]对梭式阀管道系统内的水击特性进行了分析;吕少力等[6]对梭阀试验台液压系统进行了改进等. 但对梭式阀在启闭过程中阀瓣的运动特性以及在高压差条件下阀内流体可能出现的空化气穴现象的研究还少见报道. 液压阀在启闭过程中流场极不稳定,而气穴是液压元件内一种常见的有害现象,不仅会对元件的表面造成物理损坏,还会诱发振动和噪音,导致环境污染等[7],因此有必要对梭式阀启闭过程和阀内的气穴流场进行研究. 文中根据梭式阀的运动特点,建立阀瓣运动模型和流场的气穴模型,采用计算流体力学软件 Fluent 6.2 对梭式止回阀开启过程中阀瓣的运动特性和阀内气穴流场进行数值模拟并实现可视化,为梭式止回阀结构参数的设计和优化提供参考.

1　模拟对象

1.1　几何模型

梭式阀根据其结构的不同可实现单向节流、单向逆止、双向节流和双向截止等功能. 文中研究的梭式单向止回阀,其结构如图 1 所示. 在入口压力的推动下,阀门开启到一定的开度,流体对阀瓣的作用力和弹簧的阻力平衡,阀瓣处于稳定状态. 当出、入口压力变化时,阀门开度在新的条件下平衡,从而实现了梭式止回阀对管道系统的流动控制.

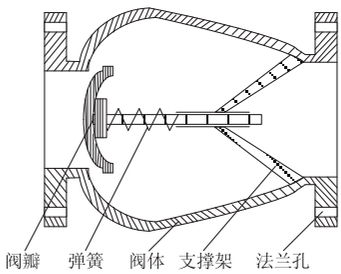


图 1　梭式止回阀结构示意图

Fig. 1　Schematic of structure of shuttle check valve

1.2　模拟条件

模拟的梭式止回阀对实际梭式止回阀进行了部分简化. 因支撑架对流场和阀瓣运动的影响不大,在模拟中对其进行了忽略. 对弹簧没有考虑其形体对流场的影响,但考虑了弹簧阻力对阀瓣运动的影响. 简化后的梭式止回阀如图 2 所示,其入口直径为 80 mm,出口直径为 92 mm. 考虑在开启过程中阀内局部负压下可能产生气穴现象,模拟的物系为常温水和水蒸汽. 阀的进口压力为 0.5 ~ 0.8 MPa,出口压力保持为 0.2 MPa,考察在不同的进口压力条件下,阀内的流场变化和阀瓣的运动特性.

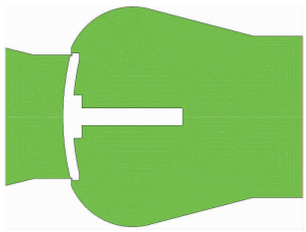


图 2　模拟的梭式止回阀结构

Fig. 2　Structure of shuttle check valve in simulation

简化后的梭式止回阀为中心轴对称结构,所以采用二维轴对称模型模拟. 采用 Fluent 的前处理网格生成软件 Gambit 建立二维模型并采用四面体网格划分,初始态时总网格数为 77 162,经试算发现,再增加网格数量对计算结果已基本没有影响.

2　数学模型

2.1　基本控制方程

文中采用 Fluent6.2 软件中多相流的 Mixture 模型对阀内的气穴流场模拟,假设流体为黏性不可压缩流体,在不考虑温度变化的条件下,气 - 液混合相的质量和动量守恒方程如下:

质量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{u}_m) = 0 , \tag{1}$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \boldsymbol{u}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{u}_m \boldsymbol{u}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \boldsymbol{u}_m + \nabla \boldsymbol{u}_m^T)] + \boldsymbol{F} + \rho_m \boldsymbol{g} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^{n} a_k \rho_k \boldsymbol{u}_{dr,k} \boldsymbol{u}_{dr,k} \right) , \tag{2}$$

式中:ρ_m,$\boldsymbol{u}_m$ 为混合相的密度和速度;$\boldsymbol{u}_{dr,k}$ 为气 - 液相对滑移速度.

气 - 液相间的曳力求解采用 Schiller - Naumann[8] 曳力系数模型. 对壁面边界层采用标准壁面函数处理;流体湍动采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型.

2.2　气穴模型

液相在负压下空化为水蒸汽,水蒸汽所占的质量分率可由其输运方程求得,即

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m f_v) + \nabla (\rho_m \boldsymbol{u}_v f_v) + \nabla (\gamma \nabla f_v) + R_e - R_c , \tag{3}$$

式中:R_e 和 R_c 分别为水在低压下的汽化速率和水

蒸汽在高压下的冷凝速率.

文中采用 Singhal[9] 提出的气穴模型描述流体的空化相变速率:

当 $p_{sat}>p$ 时,液相发生汽化,汽化速率为

$$R_e=C_e\frac{V_{ch}}{\sigma}\rho_l\rho_v\sqrt{\frac{2(p_{sat}-p)}{3\rho_l}}(1-f_v),\qquad(4)$$

当 $p_{sat}<p$ 时,气相发生冷凝,冷凝速率为

$$R_c=C_c\frac{V_{ch}}{\sigma}\rho_l\rho_v\sqrt{\frac{2(p-p_{sat})}{3\rho_l}}f_v,\qquad(5)$$

式中:C_e,C_c 为相变速率系数,文中取 $C_e=0.02$,$C_c=0.01$;V_{ch}为当地特征速度;σ 为饱和液体的表面张力系数,文中取 $\sigma=0.071\ 8$ N/m;p_{sat}为饱和水蒸汽压, 为2 368 Pa.

2.3 阀瓣运动模型

文中模拟的阀体水平放置,所以阀瓣在水平方向上运动的受力为压力、黏性剪切力、弹簧阻力和摩擦力,摩擦力很小可以忽略不计,由牛顿第二定律,阀瓣的水平运动方程可表示为

$$F_i=\oint\!\!\!\oint_A(p_i+\tau_i)\,dA-K(x-x_0)=ma=m\frac{du_i}{dt},\qquad(6)$$

式中:p_i 为流体对阀瓣在水平方向的分压力,Pa;τ_i 为流体对阀瓣在水平方向的分剪切力,Pa;A 为阀瓣面积,m^2;K 为弹簧弹性系数,文中取 125 kN/m;x 为阀门开度,m;x_0 为阀门初始开度,文中取 0.5 mm;m 为阀瓣质量,文中取 0.26 kg;u_i 为阀瓣水平运动速度,m/s.

对式(6)积分,可得到阀瓣在每个时刻的运动速度,阀瓣在水平方向的运动轨迹可表示为

$$\frac{dx}{dt}=u_i.\qquad(7)$$

对式(7)积分,可得到阀瓣在不同时刻的位置,即阀门的开度.

3 计算结果与分析

3.1 宏观速度场

图3为在进口绝对压力为0.6 MPa,出口绝对压力为0.2 MPa时,阀门在进出口压差作用下开启瞬间的速度场变化. 由图中可以看出,初始时阀的开度很小,流体从阀瓣和阀壁的间隙流进阀体,此时阀瓣后部的流速分布比较均匀,这主要是因为阀瓣向后移动,推动阀后流体以整体比较均匀的速度流动. 在压力作用下,阀门的开度逐渐增大,流体主要沿着阀壁流动,中间部位的流体速度相对较小. 当达到0.080 s时,阀瓣开度处于基本稳定,阀体内流型也基本稳定,此时阀内的流型为:流体主要沿阀壁流出,阀出口处边壁流速大,而中间部位流速小;阀体内有涡环存在,涡环涡心处流速很小;阀内中间部位由于受涡环的影响,流体速度呈现和流出方向相反的回流.

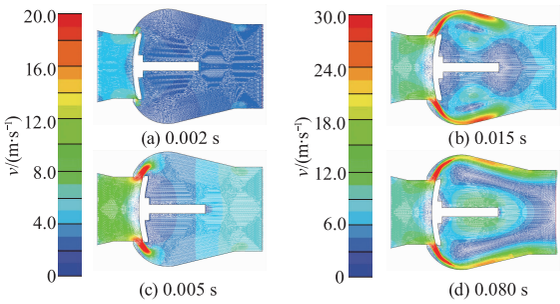


图3 开启过程速度场随时间变化矢量图

Fig. 3 Velocity vectors in shuttle check valve during opening process

3.2 压力场

图4反映了梭式止回阀开启时阀内压力场的变化. 在初始态时,阀门开度小,阀进口段压力高,随着压力推动下阀开度增大,流体沿阀壁流动,阀内出现涡环,在涡环的涡心位置流体压力最低,当低于常温下流体的汽化压力时,涡心处将产生气穴. 涡环的位置及压力分布随阀瓣和流体的运动在不断变化,达到0.080 s后,阀瓣和流体流动基本趋于稳定,阀内压力场也趋于稳定状态. 由于阀瓣对流体的阻挡作用,在阀瓣的迎流面压力高,特别在阀瓣的中心位置压力最高,而在阀瓣的背流面则压力相对较低. 另外,在阀瓣和阀壁间的流体入口处,开启过程中流体流速过快,会产生很低的负压.

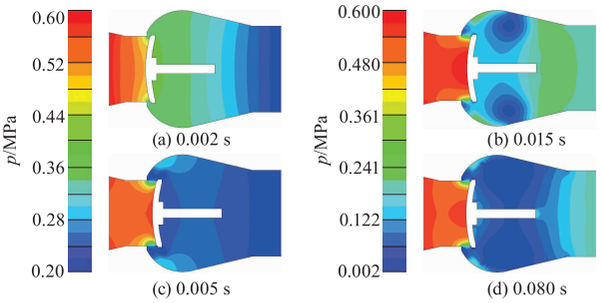


图4 开启过程压力场随时间变化云图

Fig. 4 Pressure contour in shuttle check valve during opening process

图5反映了在进口压力为0.6 MPa,将阀内流体看作单相流,不考虑液体空化的压力场模拟结

果. 从图中看出，阀内最低绝对压力为负压，而绝对压力为负值是不可能的，所以在高进出口压差条件下，阀内有气穴产生时，采用单相流对阀内流场进行数值模拟是不合理的，必须要采用液相空化的气液两相流进行数值模拟.

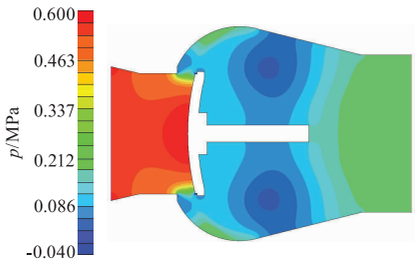


图 5　压力场单相流模拟结果（t = 0.02 s）

Fig. 5　Pressure without cavitation in shuttle check valve（t = 0.02 s）

3.3　气穴分布

图 6 显示了在进口压力为 0.6 MPa 条件下梭式止回阀开启过程中阀内气穴的变化. 由图中可以看出，开启的 0.010 s 内，阀内无气穴存在，随着阀开度增大，流体快速沿边壁流入阀体，在阀内循环涡涡心处产生了很低的负压（见图 4），在 0.015 s 左右涡心处出现气穴，且随着时间推移不断增大，在 0.040 s 左右，当涡心气穴增大到一定程度，气穴边缘被流体打散，形成很多较小的游移气穴，游移气穴脱离涡心进入高压区会很快消失. 一定时间后，阀内流场逐渐趋于稳定，气穴范围和水蒸汽含率逐渐减小，在 0.080 s 以后，阀瓣已基本完全开启，流体流动稳定，阀内气穴基本消失. 数值模拟结果表明：当进出口压差很小时，开启及稳定后阀内都无气穴；当进出口压差相对较大时，在开启过程中阀内有气穴，而阀瓣稳定后则无气穴；当进出口压差很大时，在开启过程中和阀瓣稳定后，阀内都有气穴存在，阀内气穴的产生和发展与进出口压差、出口压力大小和阀瓣运动开度等密切相关.

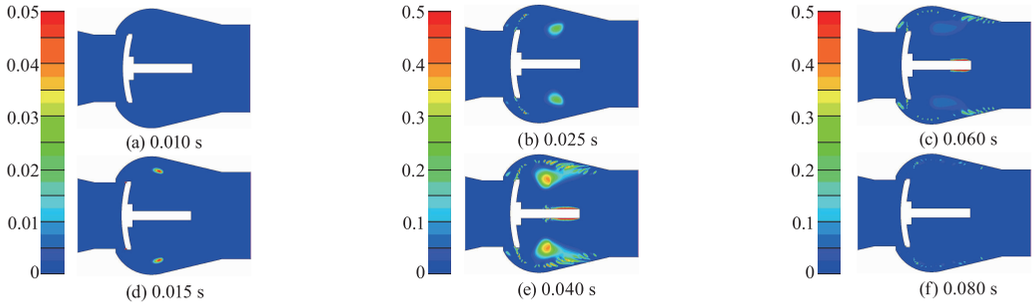


图 6　开启过程气穴随时间变化云图

Fig. 6　Cavity in shuttle check valve during opening process

气穴的存在不利于阀内流场的稳定，图 7 为在进口压力为 0.8 MPa 条件下阀体内的气穴流场. 由图 7a 可以看出，阀内涡心处气穴较大，涡心边缘气穴被流体打散而形成很多游移的小气穴随流体一起运动到高压区瞬间溃灭，而引起阀内靠近边壁处速度场和压力场很大的波动，所以在液压系统中要尽量避免和减少气穴的产生.

文中为了研究需要将梭式止回阀进出口压差设置在很高的条件下以模拟得到气穴流场，而在工程应用中，根据实际工况，通过对梭式止回阀结构优化和调节阀瓣开度等，可以较好地消除和减少阀内气穴的产生和发展，达到工程应用的要求.

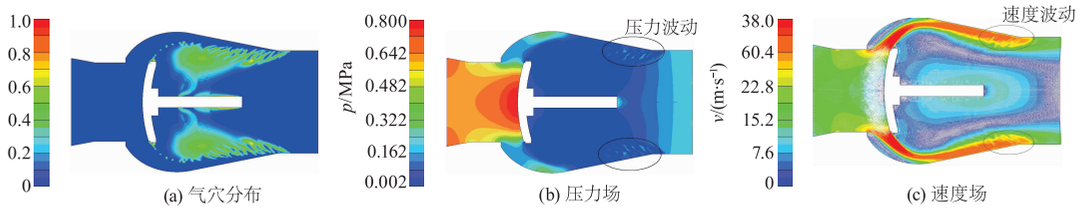


图 7　气穴对流场影响模拟结果

Fig. 7　Influence of cavity on flow filed in shuttle check valve

3.4　阀瓣运动特性

图 8 为在进口压力为 0.5 MPa 时数值模拟的梭式止回阀开启过程中，阀瓣的位置和速度随时间的变化曲线. 梭式止回阀在开启的过程中阀瓣有很大的波动，阀瓣不稳定. 在压力的推动下，阀瓣首先开启到一极大开度，并逐渐以波动的形式回归到稳定开度，在波动过程中，当阀瓣经过稳定开度大小时流体对阀瓣的作用力和弹簧的阻力平衡，阀瓣的运

动速度最大. 在0.080 s左右,阀瓣的开启达到基本稳定状态,阀瓣稳定时的开度约7.8 mm,此时阀瓣的波动振幅和速度都很小. 开启过程和稳定时阀瓣的波动幅度和进出口压差及阀内气穴相关,特别是阀内产生大量气穴时,由于气穴对阀内流场的影响,即使是在阀开启相对稳定时,阀瓣的波动幅度都还较大,这种波动如同阀瓣固有振动同步将会产生严重后果.

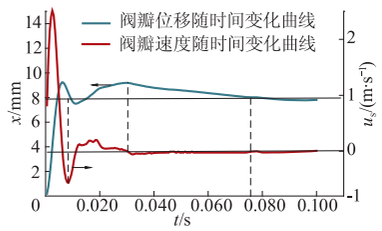


图8 梭式止回阀开启中阀瓣位置与速度变化图

Fig. 8 Location and velocity of valve spool in opening process

4 结 论

文中采用计算流体力学的方法,建立阀瓣运动模型和在高压差条件下流体气穴模型,对梭式止回阀开启过程进行了数值模拟,得出结论如下:

1) 梭式止回阀开启稳定后阀内流型为流体主要沿阀壁流出,阀内有涡流,在涡流涡心处流速很小;受涡流影响,阀体中部有回流现象.

2) 梭式止回阀开启过程中压力分布在不断变化,在阀内涡流涡心处压力很低易产生气穴,阀瓣迎流面中心压力很高,而背流面压力则较低.

3) 当进出口压差很小时,开启过程及稳定后阀内都无气穴产生;当进出口压差相对较大时,在开启过程中出现气穴,但稳定后气穴逐渐消失;当进出口压差很大时,在开启过程和阀瓣稳定后,阀内都有气穴存在;气穴的存在不利于阀内流场的稳定.

4) 压差开启过程中阀瓣不稳定,阀瓣首先开启到一极大开度,并逐渐以波动形式回归到一稳定开度,阀瓣运动到稳定开度附近时速度最大. 在进口压力为0.5 MPa时,梭式止回阀从接受信号到完全开启的响应时间只在0.100 s左右,说明梭式止回阀的灵敏度非常高.

参考文献(References)

[1] 曾祥炜, 陈崑, 邱小平,等. 从大连输油管爆炸反思油气设备驱动方式——非能动控制驱动对油气储运的特殊意义[J]. 中国工程科学,2010,12(9):34-38.
Zeng Xiangwei, Chen Kun, Qiu Xiaoping, et al. Discussion on the collection and transmission equipments' drive method of oil or gas from the explosions of Dalian pipeline—Gathering and conveyance of oil or gas with the help of passive control drive technology[J]. Engineering Sciences, 2010,12(9):34-38. (in Chinese)

[2] Zeng Xiangwei. The burst protectors for the pressure pipeline in shuttle-type passive control system[C]//9th World Multi-Conference on Systemic, Cybernetics and Informatics. Florida, America: [s. n.],2005.

[3] Zeng Xiangwei. A novel gas/hydraulic speed adjustment system [C]//Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. New Ordeans, USA: [s. n.],2001:203-209.

[4] 任予鑫,朱建公,向北平,等. 非能动梭式防水击止回阀的降噪特性研究[J]. 机床与液压,2011, 39(23): 74-76.
Ren Yuxin, Zhu Jiangong, Xiang Beiping, et al. Research on the noise reduction performance of passive shuttle-type anti-water-attack check valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(23):74-76. (in Chinese)

[5] 陈崑,曾祥炜,陈巍. 智能控制压力管道爆破保护系统的水击分析[J]. 液压与气动,2010,1:45-47.
Chen Kun, Zeng Xiangwei, Chen Wei. The waterhammer analysis of pressure conduit burst protection system with intelligent control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010,1:45-47. (in Chinese)

[6] 吕少力,王秋香. 梭阀试验台液压系统的改进[J]. 液压与气动,2011,9:108-109.
Lü Shaoli, Wang Qiuxiang. Improvement of hydraulic system for shuttle valve testing stand[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2011,9:108-109. (in Chinese)

[7] 高红,傅新,杨华勇. 锥阀阀口气穴流场的数值模拟与试验研究[J]. 机械工程学报,2002,38(8): 27-30.
Gao Hong, Fu Xin, Yang Huayong. Numerical and experimental investigation of cavitating flow within hydraulic poppet valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002,38(8): 27-30. (in Chinese)

[8] Schiller L, Naumann Z. A drag coefficient correlation [J]. Z Ver Deutsch Ing, 1935,77: 318.

[9] Singhal A K, Li H Y, Athavale M M, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.

(责任编辑 谈国鹏)