

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2012.13.046

梭式止回阀与旋启式止回阀的流固耦合特性对比分析

程国栋, 蔡勇, 臧红彬, 刘罡, 李贺军, 王江勇

(西南科技大学制造科学与工程学院制造过程测试技术教育部重点实验室, 四川绵阳 621010)

摘要: 基于有限元软件 ADINA, 分别建立梭式止回阀与旋启式止回阀的流固耦合有限元模型, 通过调用 FSI 模块, 实现两者的流固耦合仿真分析。通过对比分析数值模拟结果发现: 与旋启式止回阀相比, 梭式止回阀的启闭特性好、流场对称性好, 有利于降低噪声与振动。

关键词: 梭式止回阀; 流固耦合; ADINA 软件; 旋启式止回阀

中图分类号: TN751.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881(2012)13-158-4

Contrast Analysis on Fluid-structure Interaction Properties of the Shuttle Back Pressure Valve and the Swing Check Valve

CHENG Guodong, CAI Yong, ZANG Hongbin, LIU Gang, LI Hejun, WANG Jiangyong

(Key Laboratory of Testing Technology for Manufacturing Process (Ministry of Education),

School of Manufacturing Science and Engineering, Southwest University of Science and Technology, Mianyang Sichuan 621010, China)

Abstract: Based on the finite element software ADINA, fluid-structure interaction models of the shuttle back pressure valve and the swing check valve were established respectively. Their fluid-structure interaction simulation analyses were accomplished by calling FSI module. Through analyzing numerical simulation results, it is known that comparing to the swing check valve, the shuttle back pressure valve has better on-off characteristic and its flow field has better symmetry, which is helpful to reduce noise and vibration.

Keywords: Shuttle back pressure valve; Fluid-structure interaction; ADINA software; Swing check valve

止回阀又称单向阀或逆止阀, 其作用是防止管路中的介质倒流, 因此广泛应用于石油、化工、热力网、冶金和自来水管道的输送等各行各业中。目前, 旋启式止回阀不可能完好地密封, 有倒水倾向, 容易产生管道振动, 不能任意角度安装, 而且封密接触面易损坏^[1], 但由曾祥炜等发明的梭式止回阀冲击小, 不产生噪声, 密封性能良好, 其软密封泄漏量为零, 具有很好的工业发展前景^[2]。

ADINA 软件作为当今最为可靠的结构非线性、流固耦合计算系统^[3], 其非线性问题稳定求解、多物理场仿真等功能一直处在全球领导地位。文中围绕大口径 (直径不小于 200 mm) 梭式止回阀与旋启式止回阀的流固耦合性能数值分析展开, 以 ADINA 软件为平台, 建立流固耦合有限元模型, 对管道流场进行动态分析。根据数值模拟计算结果, 得到了流体流速场矢量图与压力场云图和阀体应力云图, 以及阀体极端口节点压力曲线, 并对此进行详细分析与对比, 为梭式止回阀的优越性验证及其结构优化提供了准确的数

据依据, 有利于梭式止回阀的研究和推广。

1 流固耦合的数学模型

流固耦合力学研究的是两相介质之间的相互作用, 即流体的作用力影响结构的变形, 同时结构的位移又影响流场的形态^[4], 其相关数学模型如下:

(1) 应用在流固耦合界面的基本条件是: $\underline{d}_f = \underline{d}_s$ 和 $n \cdot \underline{\tau}_f = n \cdot \underline{\tau}_s$ 。其中: $\underline{\tau}_f$ 和 $\underline{\tau}_s$ 分别表示流体和结构的应力, $\underline{d}_s$ 和 $\underline{d}_f$ 分别表示流体和结构的位移。

(2) 耦合系统的解向量记为 $X = (X_f, X_s)$, X_f , X_s 分别是定义在流体和结构点上的解向量。因此, $d_s = d_s(X_s)$, $\tau_f = \tau_f(X_f)$ 。流固耦合系统中的有限元方程可以表示为:

$$F[X] = \begin{bmatrix} F_f[X_f, d_s(X_s)] \\ F_s[X_s, d_f(X_f)] \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

其中: F_f 和 F_s 分别是与流体方程 G_s 和结构方程 G_f 相应的有限元方程。

(3) 文中采用的是双向流固耦合程序, 即流体

收稿日期: 2011-07-04

基金项目: 四川省教育厅资助项目 (10ZC011)

作者简介: 程国栋 (1986—), 男, 在读研究生, 主要从事流固耦合方面的学习研究。E-mail: chengguodong_208@163.com。

和结构模型之间需要迭代求解, 根据应力、位移或者两者的结合来检查迭代的收敛性。

应力的标准是:

$$r_{\tau} = \frac{\|\underline{\tau}_f^k - \underline{\tau}_f^{k-1}\|}{\max\{\|\underline{\tau}_s^k\|, \varepsilon_0\}} \leq \varepsilon_{\tau} \quad (2)$$

位移的标准是:

$$r_d = \frac{\|\underline{d}_f^k - \underline{d}_f^{k-1}\|}{\max\{\|\underline{d}_s^k\|, \varepsilon_0\}} \leq \varepsilon_d \quad (3)$$

式中: ε_d 和 ε_{τ} 分别是应力和位移收敛的容许误差, ε_0 是事先给定的常数 ($\equiv 10^{-8}$), 其作用是防止在检查收敛时应力和位移值太小。

2 模型建立

在管道中, 流体相对于梭式止回阀的运动实际上是全方位的轴对称流动, 而相对于旋启式止回阀的运动是剖分旋转轴的对称流动。考虑到两者的流动特性及仿真计算的方便与准确性, 作者采取二维建模。在实际情况下, 还有一些复杂小零件, 比如连接孔、螺钉、弹簧、圆角、垫片等, 但这些小零件不影响阀体在管道流场中的主要性能, 所以在进行有限元模型分析时, 可以忽略这些因素, 建立简化模型。由于在 AINDA 里面建模繁琐且不利于参数修改, 可以先从 CAD 里面根据相关尺寸建立原始模型, 然后通过 IN 文件导入 ADINA。修改坐标, 转换成 yz 平面坐标系^[5]。

在进行参数设定时, 采用无滑移边界条件, 管道壁为 wall, 阀体周围接触流体处都设为 Fluid-Structure-Interface, 管道左端边界施加速率 $v = 50 \text{ m/s}$, 右端边界施加压力 $p = 10^5 \text{ Pa}$ 。对于旋启式止回阀, 需约束阀体的旋转轴。当阀体开启时, 阀体将围绕旋转轴逆时针旋转 90° ; 对于梭式止回阀, 需采用大位移的求解迭代算法。当阀体开启时, 阀体将沿着管道平行移动 0.05 m 。根据实际情况, 可以选择相同的其他参数: 流体的密度为 1000 kg/m^3 , 黏度为 $0.0001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 阀体弹性模量 $2 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 泊松比为 0.3 , 密度为 7800 kg/m^3 。由于三角形部分在几何上有很大的灵活性, 对边界的逼近程度较好, 适合于复杂的几何图形划分, 因此采用 9 节点的三角形剖分来划分单元。图 1、2 分别为旋启式止回阀和梭式止回阀的流体模型。

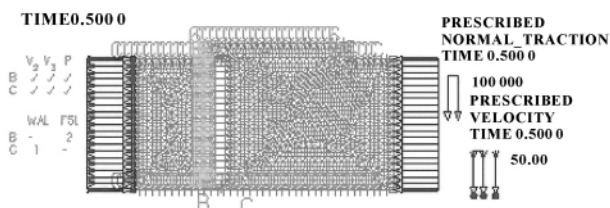


图 1 旋启式止回阀流体模型

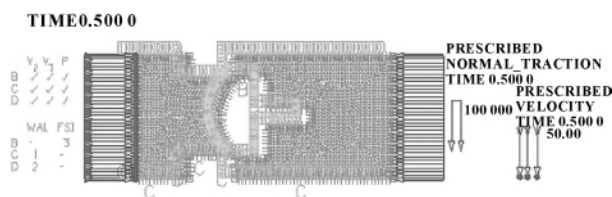


图 2 梭式止回阀流体模型

3 计算结果与分析

根据上述流固耦合数学模型方程, 流体与结构网格独立, 并有公差, 仿真时间为 0.5 s , 分别保存求解文件, 而后通过调用 FSI 模块进行仿真计算, 可得出阀体开启的流场云图。

3.1 旋启式止回阀开启的流场分析

通过分析旋启式止回阀开启的仿真计算结果, 可以得出以下结论:

(1) 由图 3 可知, 流场最大压力在节点 136, 即 $p = 1969799 \text{ Pa}$, 在管道左端入口处; 流场最小压力在节点 14, 即 $p = -980851 \text{ Pa}$, 在接近阀体的偏左端。流体压力从管道左端到右端总体呈阶梯性递减, 但局部产生较大或较小的流体压力, 特别是管道中段接近管道壁或阀体边界的压力变化尤为明显。这是由于在阀体提升的过程中, 阀体的快速开启致使阀体背部出现压力损失而在其他地方产生了附加压力, 造成流体压力不均匀而引起管道输送能量损失。

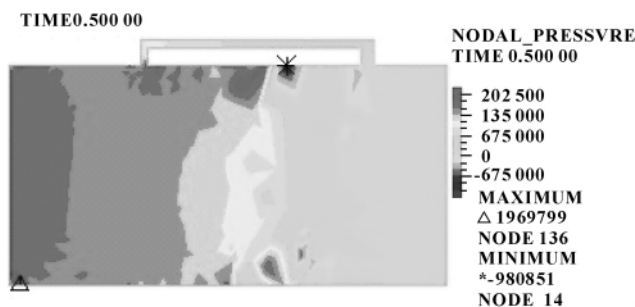


图 3 压力云图

(2) 由图 4 可知, 阀体最大应力为 78.62 Pa , 右端应力最大, 左端应力最小。这是因为阀体越远离旋转轴, 越容易受到流体的冲击, 阀体右端的移动与稳定都是由流体流动来支撑的。



图 4 阀体应力云图

(3) 由图 5 可知, 管道中的最大流速为 65.58 m/s 。

管道左端的流体流速大且较为均匀,而管道右端的流速变化大,几乎覆盖了从最大流速到最小流速的所有范围,并在管道中间部分甚至出现流速空白区域。这是由于速度分布跟沿流动方向的压力梯度有关,即压力变化最大之处,流速最小。

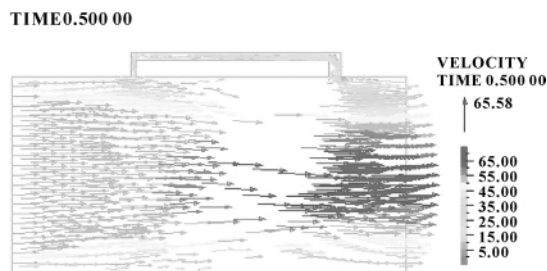


图 5 流速场矢量图

(4) 为了进一步了解清楚管道流场特性,选择接近流场变化最大且环境复杂的阀体极端节点 25 作为参考对象。由图 6 可知:阀体开启时,节点压力以最短的时间增加到最大值,而后大幅度地平稳收敛下降,在某一个时刻,突然垂直减小到某个值,然后以较小的斜度缓慢减少到最后趋于 0。这是由于阀体两侧的压力差大,当左端流体瞬间冲开阀体时,受到左端大压力的影响,极端节点压力提升快;经过短暂的“失稳”,随着阀体开度的增大,流体稳定地冲击着阀体,流量增大,阀体受到的压力快速减小;阀体是匀速地开启,在相同的时间内,阀体提升高度和流体冲击压力法向角越来越小且变化率不同,当在某一个位置时,变化率最大,压力快速降低;当阀体趋于平行时,法向压力减小的变化率不大;在阀体平行时,法向压力为 0。这是由于系统脉冲振荡和流量高动态变化时阀瓣与阀座撞击发生敲击、晃动,引起管道系统振荡,易产生扰动、湍流、负压和气蚀。

图 6 阀体极端节点 25 压力变化曲线图

3.2 梭式止回阀开启的流场分析

通过分析梭式止回阀开启的仿真计算结果,可以得出以下结论:

(1) 由图 7 可知:流场的最大压力为 $p_{\max} = 3.784 \times 10^8 \text{ Pa}$,在节点 404 处,即在阀体前端与管道缩径之间的最窄地方;最小压力为 $p_{\min} = -7.946 \times 10^7 \text{ Pa}$,在节点 256 处,即在阀体前端接近转角的地方。左端流体压力远远大于右端流体压力,在接近阀

体前端的流体压力变化很大,因为此处流速也是最大的。



图 7 压力云图

(2) 由图 8 可知,阀体应力都很小,总体分布较均匀,但应力集中都在阀体锐角处,不利于阀体使用寿命的延长,可改成小圆角,保证应力尽可能地分散。

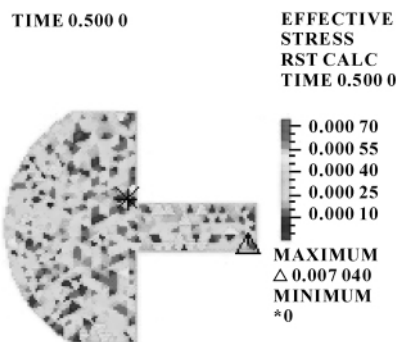


图 8 阀体应力云图

(3) 由图 9 可知,流体的最大速度 $v = 257.3 \text{ m/s}$,在阀体的前端转角处,呈对射状态。阀体前端出现流速空白,而后端只产生小范围的流速变化。这是由于流体快速流动时,致使阀体前端产生了较大的流体撞击,而冲击反射的水又与对冲的水在能量与动量损失方面刚好互补,从而出现局部流体静止;在阀体后端,产生两个小涡流,但在阀体两侧的大流速作用下,局部流体只能以微小的涡流形式运动。总体上来说,流体以层流为主,涡流为次,但涡流能量小,不影响整体流场趋势变化。

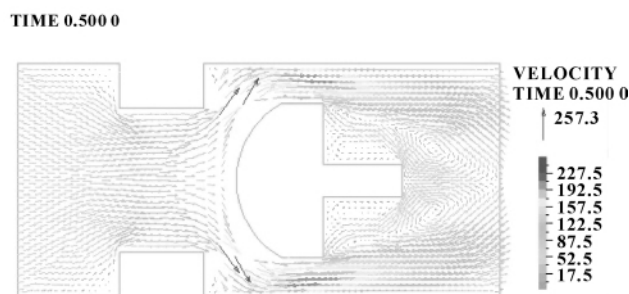


图 9 流速场矢量图

(4) 为了便于跟旋启式止回阀进行流场压力对比, 选择相同位置且流场复杂的节点 246 作为参考。由图 10 可知: 压力曲线从开始突然增加到最大, 然后迅速收敛, 先大斜率后小斜率地稳定回落, 压力大小始终大于 0。这是由于

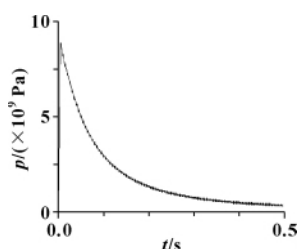


图 10 阀体极端节点 246 压力变化曲线图

于阀体移动时, 阀体两侧的流体迅速运动, 而前端的流体出现短暂的延迟, 因此阀体前端压力变化速度没有两侧的快; 阀体两侧的流体呈层流状态, 且局部湍流不影响整体运动, 保证了阀体的平稳移动, 减少了振动现象, 维持了管道输送的稳定性和安全性。

3.3 对比分析

根据旋启式止回阀和梭式止回阀的流场对比分析, 可得出以下共同点和不同点:

共同点: (1) 阀体极端压力都是呈一种走势, 即: 先上升, 后下降, 最后趋于平行; (2) 流速云图都出现了局部空白部分, 这是由于两种阀体附近都有因流体压力变化而引起的局部流速静止; (3) 压力云图都出现了明显的阶梯性变化。

不同点见表 1。

表 1 两种阀的流场变化

	旋启式止回阀	梭式止回阀
阀体受力	大	小
最大流速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	65.58	257.3
最大压力/Pa	$1.969\ 799 \times 10^6$	3.784×10^8
压力曲线	波动曲折	收敛平稳
右端流速	集中 不均匀	对称 均匀
流体状态	湍流为主 层流为次	层流为主 湍流为次

(上接第 157 页)

参考文献:

- [1] 马彪, 叶明. 车辆动力换挡液压缓冲阀动态响应特性研究[J]. 机械设计, 2000(7): 12-14.
- [2] 程钢, 安金华, 王红岩, 等. 车辆动力换挡过程液压系统动态特性研究[J]. 装甲兵工程学院学报, 2005(5): 17-19.
- [3] 郁凯元, 胡大, 路甬祥. 闭环控制先导比例溢流阀压力-流量特性计算机仿真[J]. 中国机械工程, 2000, 11(6): 10-18.

4 结论

目前, 还没有对旋启式止回阀流固耦合流场进行分析的具体例子, 同时对梭式止回阀的研究也主要停留在泄漏量试验、流阻系数试验和水锤压力测量阶段^[6]。通过文中的研究, 可以得出以下的结论:

(1) 实现了旋启式止回阀和梭式止回阀的二维流固耦合流场分析, 可以全程观察在阀体的影响下管道流体流场与压力场的动态变化, 为下一步研究奠定了基础。

(2) 通过对两种阀体的对比分析, 可知: 梭式止回阀比旋启式止回阀在流场特性方面更加平稳, 流畅, 且可靠性高。这是因为梭式止回阀与管道轴心线对称、平衡, 行程短, 冲击小, 不产生噪声, 保证了流速与压力变化的一致性。

(3) 在梭式止回阀开启的过程中, 维持了流体的层流状态, 从而降低了管道流体的能量损失, 减少了管道系统振动, 提高了阀体的寿命。因此在梭式止回阀的结构优化过程中, 应尽可能地消除管道流体中的湍流振荡, 满足流体从阀体前端流向后端的绕流要求。

参考文献:

- [1] 陈再富. 一种节能止回阀的研制及应用[J]. 冶金动力, 2006(2): 31-32.
- [2] 曾祥炜, 黄守一, 等. 梭式止回阀在管道输送中的应用[J]. 管件与设备, 1999(1): 9-11.
- [3] ADINA R & D Inc. 高级结构非线性及流固耦合计算系统-ADINA 软件简介[J]. CAD/CAM 与制造业信息化, 2006(8): 144-147.
- [4] 岳戈. ADINA 流体与流固耦合功能的高级应用[M]. 北京: 人民交通出版社, 2010.
- [5] 岳戈, 陈权. ADINA 应用基础与实例详解[M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [6] 曾祥炜, 黄守一. 梭式止回阀的特性试验研究[J]. 阀门, 1998(4): 10-13.
- [4] 胡燕平, 彭佑多. 先导式溢流阀稳态特性研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(8): 15-16.
- [5] 付永领, 祈晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [6] 张剑慈. 液力机械变速器的液压自动换挡系统[J]. 机床与液压, 2001(4): 128-129.
- [7] 张彦会, 谭戎, 李建平. 自动变速器电液控制系统设计[J]. 机床与液压, 2008, 36(9): 232-233.
- [8] 熊新, 王玮玲, 王琪. 汽车无级变速器液压系统的建模与分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(2): 88-90.