

旋启式止回阀瞬态关阀过程与碰撞响应分析^{*}

ANALYSIS OF TRANSIENT CLOSING PROCESS AND COLLISION RESPONSE OF SWING CHECK VALVE

张希恒^{**} 张孙力^{***} 白亚州 张晓康

(兰州理工大学 石油化工学院, 兰州 730050)

ZHANG XiHeng ZHANG SunLi BAI YaZhou ZHANG XiaoKang

(College of Petrochemical Technology, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

摘要 为了延长旋启式止回阀使用寿命,减小能量损失,通过建立阀瓣运动模型,结合结构动力学模型,采用 Fluent 与 Ansys/Ls-Dyna 有限元软件和分析模块,对阀门关闭过程阀瓣运动状况及冲击碰撞现象进行了仿真分析。结果表明:阀门关闭时,流体逆流具有滞后性,阀瓣运动速度呈抛物线式上升,动力矩先缓慢减小后又反向突然增大,阀瓣底部产生了明显的涡旋现象,流道中心线上流体流动方向变化存在时间差;在碰撞与回弹过程中,阀瓣背部圆角处以及摇杆筋板部分出现应力峰值,阀瓣发生轻微摆动,短时间内与阀座发生多次碰撞。模拟研究结果为优化设计阀门结构提供参考依据。

关键词 旋启式止回阀 阀瓣运动 冲击碰撞 Ansys/Ls-Dyna 动态仿真分析

中图分类号 TH134

Abstract In order to prolong the service life of the swing check valve and reduce the energy loss, by establishing the valve flap motion model, combined with the structural dynamics model, using the analysis module of Fluent and ANSYS/LS-DYNA finite element software, the valve flap movement and impact collision during the valve closing process were simulated and analyzed. Through analysis, it was shown that the fluid backflow has a hysteresis, the movement speed of the valve flap shows a parabolic rise, and the dynamic torque presents a process of slowly decreasing to suddenly increasing in the reverse direction when the valve is closing. Vortex phenomenon obvious occurs at the bottom of the valve flap, and there is a time difference in the change of fluid flow direction on the center line of the flow channel; In the process of collision and rebound, the peak stress appeared at the rounded corners of the back of the flap and the rocker rib, and the valve flap swings slightly and collides with the valve seat many times in a short time. The study results provided a reference for the design and optimization of the structural parameters of the valve.

Key words Swing check valve; Flap motion; Impact collision; ANSYS/LS-DYNA; Dynamic simulation analysis

Corresponding author: ZHANG XiHeng, E-mail: zhangxhdm@163.com, Tel: +86-931-7823095, Fax: +86-931-7823001

Manuscript received 20200613, in revised form 20200705.

引言

旋启式止回阀是阀瓣绕固定轴做旋转运动的单向阀,由于结构简单、压降低、经济性好、密封可靠、维护维修相对方便、适用范围广等优点^[1]被广泛应用于工业生产中。核电装置泵类设备出口多数设置了止回阀,因其特定的运行环境和工作介质,与常规行业用止回阀相比,止回阀的可靠性水平高低对系统安全性能和维修成本影响尤为突出^[2]。止回阀的启闭运动时

间很短,易产生水击和冲击碰撞。停泵时,止回阀随着流体流动方向的改变而延迟关闭,其回流速度的大小直接决定着不同的水击压力峰值和关阀撞击速度^[3]。水击的影响是巨大的,但碰撞对于止回阀的影响也不容忽视。撞击会影响止回阀的寿命,甚至直接使之破坏失效^[4]。

近年来,许多学者对止回阀的启闭特性进行了研究。文献[5]研究了止回阀在管道系统中的动态行为,理论推导出了阀瓣运动时的流体运动方程,并对管

* 20200613 收到初稿, 20200705 收到修改稿。

** 张希恒, 男, 1966 年 2 月生, 甘肃兰州人, 汉族, 兰州理工大学副教授, 硕士生导师, 主要从事阀门设计与密封技术, 管道工程等教学与研究工作。

*** 张孙力, 男, 1995 年 12 月 11 日生, 浙江温州人, 汉族, 兰州理工大学研究生, 主要研究领域为阀门设计与密封技术。

道和阀门进行了耦合分析研究,给出了相关动态实验研究方法。文献[6]采用源汇法和数学解析法相结合的方法设计了轴流式止回阀的阀芯线型,有效地降低了阀门运行的流阻损耗。文献[7-8]利用数值模拟方法分别对轴流式和旋启式止回阀进行了三维关阀过程的研究分析,得到了止回阀的关阀水力特性,流道压力、速度分布。在流动特性的研究中,学者们为了便于求解分析,对阀瓣和流道结构进行了大量简化,且对于流体运动方向变化的仿真模拟较少。

对于阀门的碰撞特性,文献[9]运用 Ansys 显示动力学模块模拟分析了单板结构矩形止回阀在长期工作中出现的开关阀失效问题,并对解决方案的合理性进行了验证。文献[10]³⁴⁻⁴² [11]³⁶⁻³⁹ [12]⁶⁻¹⁰ [13-14]都运用了 Ansys/ls-Dyna 模拟分析了阀门阀瓣的水平运动动态冲击碰撞过程,且文献[10]³⁴⁻⁴² [11]³⁶⁻³⁹ [12]⁶⁻¹⁰分别通过理论计算与实验验证了该分析方法的合理性与可行性。近年来,学者们主要集中于水平运动碰撞特性的研究,对于旋转碰撞特性的相关研究还较少。

本文采用 Fluent 与 Ansys/ls-Dyna 联合仿真分析方法,在保留阀瓣和阀体特征结构的基础上,完整地模拟了止回阀停泵-关阀-碰撞的过程,分析了流体流动方向变化过程中阀瓣运动与流体的流动特性和阀瓣旋转碰撞阀座的应力传播与变化特性,并对碰撞后阀瓣与摇杆绕销轴旋转时的应力变化进行了分析。研究内容可为旋启式止回阀的设计与结构改进提供一定的参考依据。

1 旋启式止回阀的结构原理

旋启式止回阀结构如图 1 所示,主要由阀体、阀座、阀瓣、摇杆等零部件组成。流体正向流动时,阀瓣在流体压力的作用下打开;停泵时,阀门进口压力下降,阀瓣在自重和逆流流体作用下关闭。本文研究的止回阀阀瓣、阀座,阀体材料属性见表 1,密封面堆焊铁钴硬质合金。

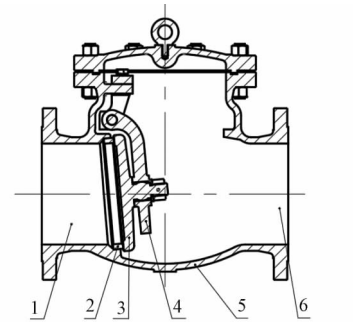
2 计算模型与驱动程序

2.1 动网格计算模型

对于边界移动的任意控制体积 V 上的一般标量 ϕ 的守恒性方程^[15]为

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\mathbf{u} - \mathbf{u}_g) \cdot d\mathbf{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_\phi dV \quad (1)$$

式中, V 为空间中大小和形状都随时间变化的控制体积; ∂V 为控制体积的运动边界; ρ 为流体密度; ϕ 为通



1-进口 Inlet; 2-阀座 Disk seat; 3-阀瓣 Disk; 4-摇杆 Rocker; 5-阀体 Valve body; 6-出口 Outlet

图 1 旋启式止回阀结构简图

Fig.1 Structure diagram of swing check valve

用变量; Γ 为耗散系数; S_ϕ 代表标量的源项; \mathbf{u} 为流体速度矢量; \mathbf{u}_g 为运动网格的运动速度。

2.2 阀瓣运动模型

旋启式止回阀工作时,阀瓣主要受流体的液动力、自身重力和摩擦力的共同作用。根据牛顿第二定律,分析阀瓣在关闭时的运动特性,阀瓣受力如图 2 所示。采用 UDF(动网格)技术,对阀瓣的运动过程进行微元化,迭代计算微元的运动过程,每一个微元运动遵循以下计算公式

$$N - P_y \sin(\beta) + P_x \cos(\beta) - G \sin(\beta) = m r \omega^2 \quad (2)$$

式中, N 为阀瓣绕转轴运动正压力, N; P_y 为流体作用于板上的纵向分力, N; P_x 为流体作用于板上的横向分力, N; β 为图示夹角; G 为阀瓣重力, N; r 为阀瓣重心到转动中心的距离, m; ω 为阀瓣运动角速度, rad/s。

$$f = N \mu \quad (3)$$

式中, f 为阀瓣与转轴之间的摩擦力, N; μ 为摩擦因数。

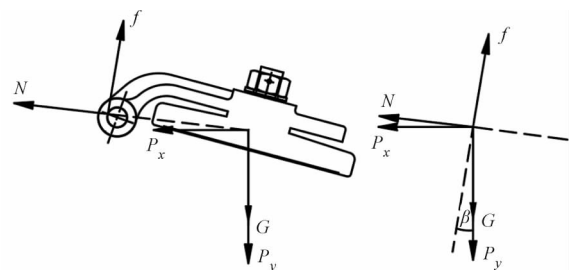


图 2 阀瓣受力图

Fig.2 Diagram of disc force

阀瓣的力矩平衡方程

$$f r_1 + G x - (P_y x + P_x y) = J \frac{d\omega}{dt} \quad (4)$$

式中, r_1 为摩擦力到转动中心的距离; x 为 P_y 到转动中心的垂直距离, m; y 为 P_x 到转动中心的垂直距离, m; J 为阀瓣转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; $\frac{d\omega}{dt}$ 为阀瓣转动角加速

度,rad/s²。

阀瓣关闭运动方程

$$\theta = dt \left(\frac{d\omega}{dt} + \omega \right) \quad (5)$$

式中,θ 为阀瓣单位时间内的转动角度; dt 为单位时间。

表 1 材料属性

Tab.1 Material properties

零件 Component	材料 Materials	弹性模量 Elastic modulus/GPa	泊松比 Poisson ratio	密度 Density/(kg·m ⁻³)	许用应力 Allowable stress/MPa
摇杆 Rocker	WCB	210	0.269	7 850	155
阀瓣 Disc	CF8M	195	0.3	7 750	138
阀座 Valve seat	A105	201	0.3	7 750	138

2.3 结构动力学模型

结构动力学方程的一般形式为^[16]

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F \quad (6)$$

式中, **M**、**C**、**K** 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; **F** 为系统的载荷向量; \ddot{u} 、 \dot{u} 、**u** 分别为加速度向量、速度向量、位移向量。

对加速度、速度的导数采用中心差分代替,即

$$\begin{cases} \ddot{u}_t = \frac{1}{\Delta t^2} \{ u_{t-\Delta t} - 2u_t + u_{t+\Delta t} \} \\ \dot{u}_t = \frac{1}{2\Delta t} \{ -u_{t-\Delta t} + u_{t+\Delta t} \} \end{cases} \quad (7)$$

将式(7)带入式(6),得到

$$\hat{M}u_{t+\Delta t} = \hat{R}_t \quad (8)$$

式中,下标 *t* 和 Δt 分别表示当前时间和时间增量。

\hat{M} 为有效质量矩阵,计算式为

$$\hat{M} = \frac{1}{\Delta t^2}M + \frac{1}{2\Delta t}C \quad (9)$$

\hat{R}_t 为有效载荷矩阵,计算式为

$$\hat{R}_t = F_t - \left(K - \frac{2}{\Delta t^2}M \right) u_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2}M - \frac{1}{2\Delta t}C \right) u_{t-\Delta t} \quad (10)$$

通过公式(8),求解得到 *t* + Δt 时刻的节点位移,由几何方程与物理方程即可获得该时刻的单元应变与单元应力。

2.4 运动驱动程序

对于三维模型,引入并行计算函数 #if! RP_NODE(串行进程或主机进程),#if! RP_HOST(串行或计算节点进程),#if! RP_NODE(节点进程)。利用 UDF(User Define Function) 函数控制边界运动,其部分运动函数为

```
#include "udf.h"
#include "math.h"
DEFINE_CG_MOTION( valve, dt, vel, omega, time, dtime)
```

```
{
...
m_glob = torque1 + torque2 + torque3;
domega_n = ( -m_glob ) / I;
omega_prev += ( dtime ) * domega_n;
dangle_n = omega_prev * 180 / PI * ( dtime );
angle_prev -= dangle_n;
...
}
```

该函数定义了阀瓣的旋转运动。运用宏 Define_Cg_Motion 来设定 Fluent 能识别的运动函数。宏的参数 torque1 和 torque2 分别指动水力矩和重力矩, torque3 为摩擦力矩, m_glob 指总力矩, I 是转动惯量, domega_n 指的是角加速度, dtime 指单位时间步长, omega_prev 指运动角速度, dangle_n 指角度变化量, angle_prev 表示开启角度。上述函数体表达了总力矩随时间的变化影响着阀瓣的运动规律。

3 方法合理性验证

采用本文的流场仿真方法对 Li G 等^[17]研究的旋启式止回阀关闭过程进行模拟计算,通过与实验结果对比分析,对采用的仿真方法进行合理性验证。

图 3 为不同时刻关闭角度的模拟与实验结果比较图。从图 1 中,可以看到模拟阀门关闭曲线与实验结果曲线误差不大,吻合较好。说明在同时考虑阀瓣的静力矩和动水力矩的基础上,采用 CFD 动态仿真方法可以较好地对阀门的关闭过程进行模拟。

4 网格绘制及相关设置

4.1 流体计算

4.1.1 网格划分

在流场计算中,网格质量对模拟计算精度和稳定性有很大影响。本次研究止回阀采用 Fluent 前处理软件 Icem Cfd 进行网格绘制,通过网格无关性和步长独立性验证,选用网格数量为 1 873 054 个的模型进行仿

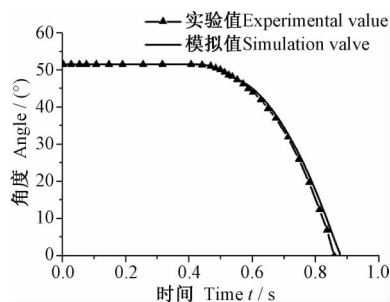


图3 旋转角度模拟值和实验值比较

Fig.3 Comparison diagram of simulation and experimental values of rotation angle

真计算,时间步长选用 0.000 2 s。全开状态的三维网格图如图 4 所示。

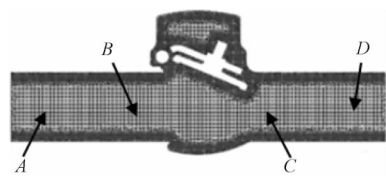


图4 流道网格划分

Fig.4 Division of runner grid

为了获得准确的动水力矩数值来求取运动速度,对壁面进行了网格加密,用于模拟边界层。由于关阀过程中,阀瓣运动会带来网格重构,对流域网格设置网格渐变率,使初始网格过渡更加均匀,以减小运动过程网格突变的问题。

4.1.2 Fluent 计算设置

阀门入口和出口均采用压力边界条件,运用 UDF 中的 Define_Profile() 函数设置进口压力,用于模拟关阀的边界条件。阀门入口压力约束条件为^{[10]20-22[18]}

$$P_a = E \cos(kt) + F \quad (11)$$

式中, E 、 F 、 k 为常数。

利用 Fluent 3D 单精度求解器进行计算。在稳态计算结果上进行瞬态计算,选择非稳态(unsteady)时间求解,湍流模型选用 Realizable k-s 模型。修改壁面函数为 Non-Equilibrium Wall Functions 函数。选用压力基求解器,求解方法为 PISO 分离算法,弹性常数取 0.6,边界节点松弛因子为 0.4。

4.2 碰撞计算

4.2.1 网格与计算设置

采用 Ansys/Ls-Dyna 显示动力学软件计算,网格绘制如图 5 所示,对碰撞体与碰撞面进行了网格加密,节点数为 56 566,单元数为 211 804。

阀体和阀座施加摩擦约束,摇杆和销轴间设置转动约束;全约束阀体一端法兰,另一端对 x 方向进行约束。根据流场计算结果在 Initial Condition 中设置阀瓣碰撞初始角速度,由关阀瞬间的进出口压力设置阀瓣

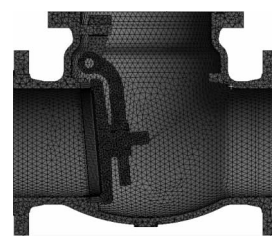


图5 阀门网格划分

Fig.5 Division of the valve grid

前后压差,对固体施加重力加速度,添加合适碰撞过程结束时间来提交求解。

5 流场计算结果及分析

旋启式止回阀在关闭过程中,流体从正向流动转变到反向流动,阀瓣受到流体与重力的共同作用加速关闭。在实际情况下,停泵造成阀前压力非线性减小,流体与阀瓣之间产生的相互作用,使流场的变化更为复杂。

5.1 流道中心线不同位置速度曲线

图 6 为流道中心线不同监测点流速曲线图,监测点位置如图 3 所示,进口管段监测点 A 、 B 的流速变化较稳定,速度值趋近。监测点 C 流速在流体逆流时变化波动较大,监测点 D 在流体正向流动时,流速波动较大,两点速度值存在差异。流道内流动方向变化在 0.25 s~0.30 s 间完成,存在时间差异。分析原因为流体正向流动绕流阀瓣,形成高速流动区与低速流动区, D 点位于该交界处,此处流体流动较复杂。随着阀前压力减小,低速流动区流速先转变方向,造成中心线上不同监测点流动方向转变产生时间差异。 C 点在逆流过程中波动较大以及流速方向转变最迟,主要是流体逆流阀板边缘与下端的涡旋造成的。

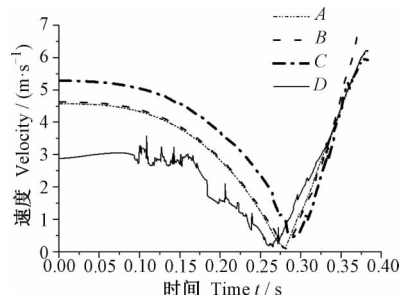


图6 流道中心线不同监测点流速曲线图

Fig.6 Flow velocity curve of different monitoring points on the center line of the flow channel

5.2 流道速度矢量图

图 7 为不同关阀时刻的速度矢量图。在 $t=0.15$ s 时,阀前压力小于阀后压力,但由于流体流动的惯性作用,速度矢量图显示流体仍处于正向流动,流速的减小

相对于边界压力变化具有滞后性。此时, a, b 区域产生了两个相邻的流速不同的漩涡, 流动滞止区 c 也产生了漩涡, 漩涡的存在会造成流体输送的能量损耗与易带来阀体的振动与噪声。在 $t = 0.3 \text{ s}$ 时, 流体与重力共同作用使阀瓣关闭速度增大, 阀瓣发生了较大的角位移。

此时流体反向流动, 但是流体流速不大, 这是由于流体流动方向瞬间转变产生的复杂流动过程的影响;

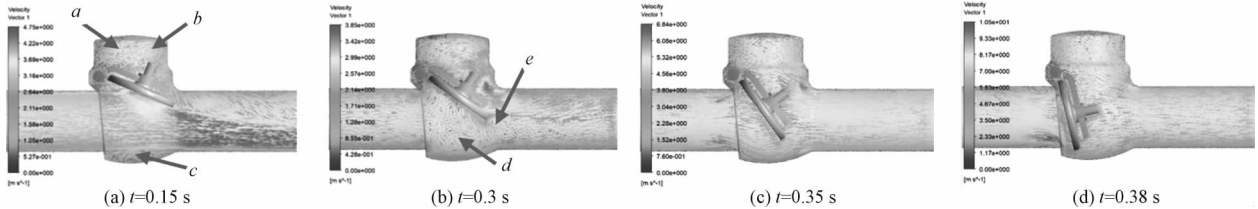


图 7 不同关闭时刻速度矢量云图

Fig.7 Vector cloud illustration of speed at different closing moments

5.3 阀瓣动力矩与速度曲线

图 8 所示的是阀瓣的动力矩-角速度曲线图。阀瓣在运动初始, 动力矩呈现微小波动, 主要是阀瓣开始运动致使附近流体震荡反作用于阀瓣引起的。动力矩总体呈现先缓慢减小后又反向增大的过程, 变化率逐渐增大, 是由于边界压力变化带来的流体流动方向与速度变化、以及阀瓣位置改变带来的综合影响, 最大动力矩为 $943 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。阀瓣运动速度呈现抛物线变化趋势, 速度变化率不断增大, 关闭时间在 0.384 s 时出现最大速度, 最大速度为 23.72 rad/s 。

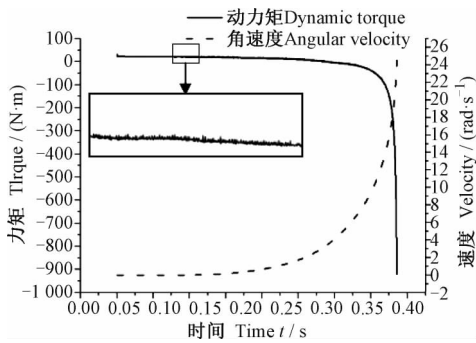


图 8 阀瓣的动力矩-角速度曲线图

Fig.8 Dynamic torque-angular velocity curve of valve flap

6 动态响应结果及分析

关闭瞬间, 阀瓣与阀座的冲击碰撞会产生应力波, 应力波分为横波和纵波。物体碰撞表面还存在 Rayleigh 表面波的影响。波在同一部件内和部件间的反射和透射会使得结构体的应力变化十分复杂^{[19]61-67}。

6.1 碰撞响应结果

6.1.1 碰撞过程应力结果

阀瓣背面的下端流体流速相对较大。阀瓣正下方的 d 处存在一个明显的大涡, 阀瓣边缘 e 处存在一个小涡, 该位置的涡旋会造成阀瓣的振动。在 $t = 0.35 \text{ s} \sim t = 0.38 \text{ s}$ 时, 阀体内漩涡消失, 反向流动流速增大, 阀体拐角处流速值较大, 阀板边缘出现射流。随着阀瓣进一步关闭, 与阀座缝隙的减小, 该处流体速率迅速变大, 湍动能较大, 易产生较大的湍流噪声。

图 9 为运动部件碰撞过程应力云图。在 $t = 9.9831 \times 10^{-6} \text{ s}$ 时, 由于阀瓣下部线速度较上部大, 且碰撞瞬间阀瓣边缘受到约束, 应力在边缘产生, 此时表面最大应力产生在下部。在 $t = 2.9986 \times 10^{-5} \text{ s}$ 时, 最大应力在阀瓣背面, 表面波和横波的传播速度差别不大, 阀瓣表面出现月牙形的高应力区。按照钢的横波传播速度为 3260 m/s ^{[19]62}, 计算从图 8a~图 8b 的应力波的传播距离为 65.209 mm , 模拟结果与该值相近, 较符合实际情况。在 $t = 6.9983 \times 10^{-5} \text{ s}$ 时, 阀瓣与阀座冲击最大, 阀瓣背面月牙形高应力区逐渐上移, 圆角处出现 464.73 MPa 的峰值应力, 同时阀瓣厚度方向的应力也增大。在 $t = 1.8998 \times 10^{-4} \text{ s}$ 时, 阀瓣最大应力迅速减小, 但最大应力位置未发生变化, 峰值应力为 268.27 MPa 。

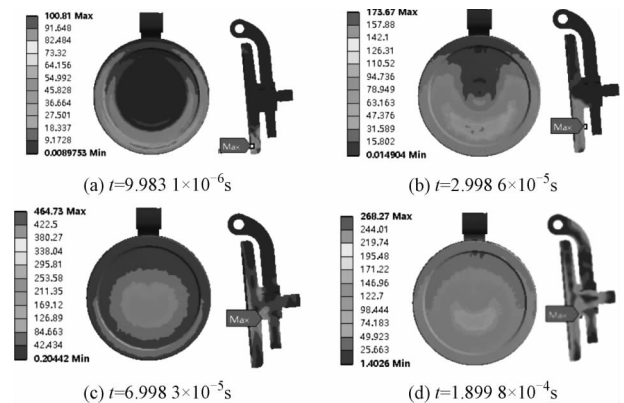


图 9 运动部件碰撞过程应力云图

Fig.9 Stress cloud diagram of moving parts during collision process

图 10 为阀座碰撞不同时刻最大应力曲线图。在第一个波峰处, 阀瓣与阀座发生第一次碰撞, 出现最大应力峰值, 随后应力快速减小。由于应力波在非弹性

介质中传播时,会产生衰减,一部分能量会被介质吸收,转变为不可逆的内能^[20],且应力波在阀座与阀体接触部分会产生透射,阀座最大应力随时间快速下降。图10中显示最大应力在0 ms~0.4 ms内出现多个波峰,对比阀座碰撞面接触应力曲线,波峰的出现与碰撞面的压力变化呈对应关系。分析原因为运动部件旋转运动造成上下部分线速度差异大,第一次碰撞后阀瓣发生上下微量摆动,从而发生多次偏碰撞,产生多个应力峰值后,运动部件才与阀座完全分离。通过对比有无摇杆时的阀座应力曲线,得出摇杆结构对碰撞瞬间阀瓣摆动与阀座的应力波动特性影响不大。

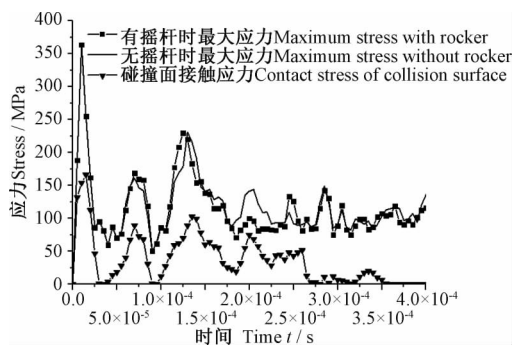


图10 阀座碰撞不同时刻最大应力与碰撞面接触应力曲线图

Fig.10 The maximum stress and contact stress of collision surface curve of valve seat collision at different moments

6.2 回弹过程应力与位移结果

第一次碰撞结束后,运动部件会与阀座分离,在转动销约束下,开启一个小角度,而后在重力与流体力的共同作用下再次关闭,称此过程为回弹过程。图11为运动部件回弹过程应力云图。在 $t=5.0 \times 10^{-4}$ s~ 7.5×10^{-3} s时,最大应力主要出现在摇杆筋板处,且最大应力位置随时间发生变化,通过分析得到是运动部件各部分回弹线速度的不同以及摇杆不规则结构造成运动部件角位移滞后带来的应力集中产生且不断转移。

图12为运动部件边缘点(图11a的f点)线位移-最大应力曲线。在7.5 ms时间内,最大应力呈现波动变化,主要是应力集中位置的变化造成的。在4 ms时运动部件回弹达到最大位置,此时出现峰值应力,由于阀瓣与摇杆受力不同,此时运动趋势方向相反,阀瓣与摇杆部分挤压,在摇杆筋板末端产生应力集中。在回弹过程中,摇杆在不同时刻出现的多个峰值应力超过材料屈服强度,应对摇杆结构进行优化,减小峰值应力。

7 结论

通过 Fluent 与 Ansys/Ls-Dyna 联合仿真分析方法研究旋启式止回阀关闭过程流体和阀瓣的运动特性与

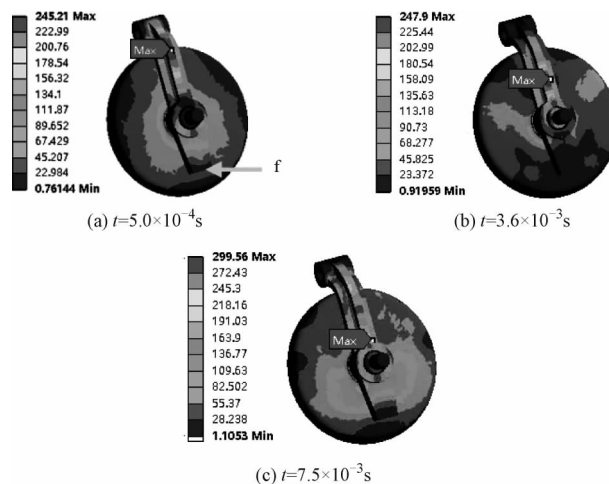


图11 运动部件回弹过程应力云图

Fig.11 Stress cloud diagram of moving parts during springback process

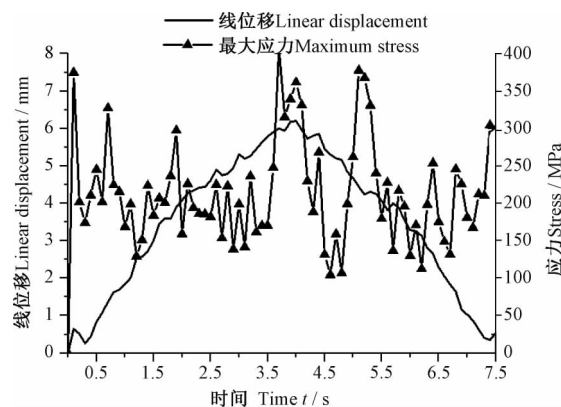


图12 运动部件边缘点线位移-最大应力曲线

Fig.12 Linear displacement of the edge point-maximum stress curve of the moving part

碰撞回弹过程运动部件的的应力特性,得到如下结论:

1) 阀门关闭过程中,流速的减小相对于边界压力变化具有滞后性,流体在阀瓣的上部和下部产生旋涡,易产生较大的湍流噪声,流道中心线上流速方向变化存在时间差。

2) 建立了阀瓣运动方程,分析阀瓣的运动过程表明阀瓣运动速度呈抛物线式上升;动力矩呈现微小波动,总体呈现先缓慢减小后又反向突然增大的过程。

3) 碰撞分析结果表明,Ansys/Ls-Dyna 能较真实的反应应力波在非弹性介质中的传播与衰减,阀瓣与阀座碰撞时发生了轻微摆动,短时间内两者产生了多次碰撞,摇杆结构对阀瓣碰撞阀座的应力波动特性影响不大。碰撞过程总体对阀座强度影响不大,但阀瓣出现了高应力区,且随着时间变化其位置也发生变化,峰值应力在一段时间内超过了材料的许用应力,对此应力必需予以约束。

4) 由回弹过程分析结果可知,摇杆各部分回弹线速度不同以及角位移的滞后,造成摇杆应力集中区域

不断转移。在不同时刻出现的多个峰值应力超过材料屈服强度,应对摇杆结构进行优化,减小峰值应力。

参考文献 (References)

- [1] Xu H, Guang Z M, Qi Y Y. Hydrodynamic characterization and optimization of Contra-push check valve by numerical simulation [J]. Annals of Nuclear Energy, 2011, 38(6): 1427-1437.
- [2] 于俊崇. 船用核动力 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2016: 158-160.
YU JunChong. Marine nuclear power technology [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2016: 158-160 (In Chinese).
- [3] Himr D, Habón V, Hudec M. Experimental investigation of check valve behaviour during the pump trip [J]. Journal of Physics Conference Series, 2017: 813.
- [4] 王 戈, 韩伟实, 孟现珂, 等. 对冲式止回阀局部流动特性仿真模拟 [J]. 原子能科学技术, 2013, 47(7): 1206-1211.
WANG Ge, HAN WeiShi, MENG XianKe, et al. Numerical simulation of local flow characteristics of counter-pressure check valve [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2013, 47(7): 1206-1211 (In Chinese).
- [5] Kruisbrink A C. The dynamic behaviour of check valves in pipeline systems [D]. London: City University London, 1996: 50-53; 1996: 141-148; 1996: 191-198.
- [6] 张希恒, 吴佳宝, 段峰波, 等. 基于源汇法和数学解析法的轴流式止回阀阀芯流道型设计及流阻系数分析 [J]. 石油化工设备, 2013, 42(4): 23-26.
ZHANG XiHeng, WU JiaBao, DUAN FengBo, et al. Streamline design of axial check valve spool and analysis of flow resistance coefficient base on singularity distribution method and mathematical analysis method [J]. Petro-Chemical Equipment, 2013, 42(4): 23-26 (In Chinese).
- [7] 张希恒, 冯 明, 张延斌. 轴流式止回阀关闭过程的瞬态分析 [J]. 机械制造, 2016, 54(11): 51-53.
ZHANG XiHeng, FENG Ming, ZHANG YanBin. Transient analysis of the closing process of axial flow check valve [J]. Machinery Manufacturing, 2016, 54(11): 51-53 (In Chinese).
- [8] Turesson M. Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5 [D]. Sweden: Chalmers University of Technology, 2011: 27-36.
- [9] 邓玲惠, 康豫军, 王军民, 等. 冲击载荷作用下阀门阀瓣断裂失效的有限元分析 [J]. 中国电力, 2017, 50(1): 125-129.
DENG LingHui, KANG YuJun, WANG JunMin, et al. Failure analysis of a valve clack under impact load with finite element method [J]. Electric Power, 2017, 50(1): 125-129 (In Chinese).
- [10] 王 廷. 轴流式止回阀关闭过程动力学研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017: 20-22; 2017: 34-42.
WANG Ting. Study on the dynamics of axial flow check valve closing process [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2017: 20-22; 2017: 34-42 (In Chinese).
- [11] 吴益晓, 刘 胜, 岳建平, 等. 弹簧式隔爆阀冲击强度有限元分析 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2013, 27(5): 36-39.
WU YiXiao, LIU Sheng, YUE JianPing, et al. Finite element analysis of the impact strength of spring loaded explosion-proof valve [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2013, 27(5): 36-39 (In Chinese).
- [12] 吴益晓, 刘 胜. 基于 Ansys/ls-Dyna 的弹簧式速关阻爆阀冲击仿真 [J]. 机械设计与研究, 2014, 41(8): 6-10.
WU YiXiao, LIU Sheng. Impact simulation of spring type quick-closing explosion-proof valve based on ANSYS/LS-DYNA [J]. Mechanical Design and Research, 2014, 41(8): 6-10 (In Chinese).
- [13] 王 瑶, 张进杰, 刘锦南, 等. 往复压缩机网状阀瞬态运动模拟与应力分析 [J]. 机械强度, 2016, 38(3): 543-548.
WANG Yao, ZHANG JinJie, LIU JinNan, et al. Transient motion simulation and stress analysis of reciprocating compressor net valve [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(3): 543-548 (In Chinese).
- [14] 卢朝霞, 王玉鹏, 张增营, 等. 往复式压缩机环状阀工作过程冲击应力分析 [J]. 流体机械, 2008(11): 11-16.
LU ZhaoXia, WANG YuPeng, ZHANG ZengYing, et al. Analysis of impact load stresses on the working process of the ring valve in reciprocating compressor [J]. Fluid Machinery, 2008(11): 11-16 (In Chinese).
- [15] 隋洪涛. 精通 CFD 动网格工程仿真与案例实战 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2013: 16.
SUI HongTao. Proficient in CFD dynamic grid engineering simulation and case combat [M]. Beijing: People's Posts and Telecommunications Press, 2013: 16 (In Chinese).
- [16] 白金泽. ls-Dyna3D 理论基础与实例分析 [M]. 北京: 科学出版社, 2005: 33-35.
BAI JinZe. LS-DYNA3D theoretical basis and case analysis [M]. Beijing: Science Press, 2005: 33-35 (In Chinese).
- [17] Li G, Liou J C P. Swing check valve characterization and modeling during transients [J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(6): 1043-1050.
- [18] 王学芳, 叶宏开, 汤荣铭, 等. 工业管道中的水锤 [M]. 北京: 科学出版社, 1995: 56-65.
WANG XueFang, YE HongKai, TANG RongMing, et al. Water hammer in industrial pipelines [M]. Beijing: Science Press, 1995: 56-65 (In Chinese).
- [19] 金栋平, 胡海岩. 碰撞振动与控制 [M]. 北京: 科学出版社, 2005: 61-67.
JIN DongPing, HU HaiYan. Collision vibration and control [M]. Beijing: Science Press, 2005: 61-67 (In Chinese).
- [20] 马晓青, 韩 峰. 高速碰撞动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 12-15.
MA XiaoQing, HAN Feng. High-speed collision dynamics [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998: 12-15 (In Chinese).