

文章编号:1673-5005(2009)05-0072-04

液压卡紧对射流式液动锤性能的影响

陈家旺¹, 彭视明², 殷其雷², 赵志强²

(1. 浙江大学 流体传动及控制国家重点实验室, 浙江 杭州 310027; 2. 吉林大学 建设工程学院, 吉林 长春 130026)

摘要:运用CFD动态数值模拟方法,计算新一代射流式液动锤试验样机的性能参数,并将其与实测结果进行对比。结果表明,若不考虑液压卡紧引起的摩擦力,射流式液动锤冲击频率、冲击末速度和冲击功计算值分别是实测值的1.853~1.898倍、2.024~2.107倍和4.097~4.439倍;将由液压卡紧效应引起的摩擦力考虑在内,冲击频率、冲击末速度和冲击功计算值分别是实测值的1.218~1.439倍、0.936~1.171倍和0.876~1.371倍,大幅度提高了数值计算结果与实测值之间的吻合程度。这说明液压卡紧引起的轴向摩擦力,大幅度增加了活塞运动阻力,减小了其加速度和速度,进而显著降低了冲击功和冲击频率等性能参数。设法减小甚至消除液压卡紧力的影响可望成为提高射流式液动锤冲击功和能量利用率的新途径。

关键词:射流式液动锤; 液压卡紧; CFD分析

中图分类号:TE 242.7 **文献标识码:**A

Effects of hydraulic locking on performance of liquid-jet hammer

CHEN Jia-wang¹, PENG Jian-ming², YIN Qi-lei², ZHAO Zhi-qiang²

(1. Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun 130026, China)

Abstract: The performance parameters of the prototype of a new generation of the liquid-jet hammer were calculated by means of CFD dynamic simulation. The simulated results were compared with those measured results. The results show that if the friction caused by hydraulic locking was ignored, the calculated blow frequencies, impact velocities and blow energies were 1.853–1.898 times, 2.024–2.107 times and 4.097–4.439 times as great as the measured values respectively. While the friction caused by hydraulic locking was taken into account, the calculated blow frequencies, impact velocities and blow energies were 1.218–1.439 times, 0.936–1.171 times and 0.876–1.371 times as great as the measured values respectively, the simulated results were more highly consistent with the measured values. The friction caused by hydraulic locking can greatly increase the resistance to the movement of the piston, and reduce its acceleration and velocity, and thus decrease the blow energy and blow frequency of the hammer. The blow energy and energy efficiency might be increased by taking measures to eliminate the friction caused by hydraulic locking.

Key words: liquid-jet hammer; hydraulic locking; CFD analysis

将CFD动态分析技术成功应用于射流式液动锤的性能分析^[1],是其理论研究手段里程碑式的重大进步,实现了射流式液动锤内部流体运动分析与活塞冲锤刚体运动分析的有机统一^[2-6]。然而,基于现有忽略摩擦力的假设,CFD动态分析计算得到的性能参数与实测值相差甚远。笔者修正现有假设,将液压卡紧效应引起的轴向摩擦力叠加到活塞冲锤所受合力中,

再进行射流式液动锤性能参数CFD动态分析,以考察液压卡紧力对射流式液动锤性能的影响。

1 试验样机性能参数测定

研制了结构更加完善的SC71B型射流式液动锤,试验测定了其性能参数,主要试验装置和设备包括:SC71B型射流式液动锤和BW320型往复式泥浆

收稿日期:2009-05-11

基金项目:国家“863”高技术研究发展计划项目(2006AA06A-109-3-2-1)

作者简介:陈家旺(1978-),男(汉族),浙江兰溪人,在站博士后,主要从事深海机电装备技术、钻井工程、深海油气水下生产研究。

泵(图1)。



图1 试验装置
Fig.1 Testing device

SC71B型液动锤射流元件喷嘴尺寸 $2.4\text{ mm} \times 14\text{ mm}$;实测行程 59 mm ;活塞冲锤质量 11.2 kg ;活塞公称直径 42 mm ,活塞杆公称直径 20 mm ;活塞与内缸间无密封件,二者间实测单边间隙平均值为 $35\text{ }\mu\text{m}$;活塞杆与缸盖间亦无密封件,二者间实测单边间隙平均值为 $28\text{ }\mu\text{m}$ 。

采用基于配对霍尔传感器的非接触测试系统^[7]测量活塞冲锤冲击末速度和冲击频率。不同输入流量下SC71B型液动锤的实测性能参数见表1。

表1 SC71B型液动锤实测性能参数

Table 1 Measured performance parameters of SC71B liquid-jet hammer

输入流量 $Q/(L \cdot \text{min}^{-1})$	泵压 p/MPa	冲击频率 f_r/Hz	冲击末速度 $v/(m \cdot \text{s}^{-1})$	冲击功 E_{blow}/J
63	0.8	3.658	0.745	3.108
87	1.5	5.202	0.985	5.433
124	3.0	7.431	1.436	11.548

2 不考虑液压卡紧效应的CFD数值模拟

2.1 基本假设

(1)工作介质为水,其密度和黏度在工作过程中变化极小,因而采用不可压缩流体控制方程求解射流式液动锤内部流场。

(2)忽略工作介质的温度变化。

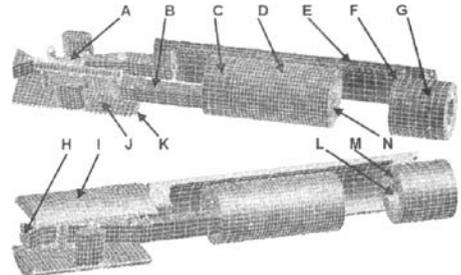
(3)视射流式液动锤所有的构件为绝对刚体,即射流元件、缸体和缸盖在工作过程中没有相对位移,各构件在工作中没有变形。

(4)忽略活塞与缸体之间、活塞杆与缸盖之间实际存在的泄漏和滑动摩擦阻力。

2.2 网格模型

计算所用SC71B型射流式液动锤网格模型如图2所示。

该网格模型除射流元件输出道与缸体下腔流道的过渡区域做了较小简化外,其余各处均是在SC71B型射流式液动锤缸体和元件中流体区域的1:1几何模型基础上划分的,与实际情况一致性很好。为清楚地显示射流元件工作腔网格,图2中上图隐去了一侧射流元件与外缸内壁间的流体区域网格。网格划分充分考虑了捕捉流场特征的需要,在流场参量梯度较大区域兼顾计算速度适度加密网格,难以划分区域采用六面体和五面体混合单元类型进行划分,局部区域在二维网格自动划分完成后采用了必要的手工处理。该网格模型中共有15581个单元,其中五面体(楔形体)单元数为378个,其余为六面体单元,节点总数为20103个。



A—射流元件工作腔; B—缸体上腔流道; C—缸体上腔空间固定流域; D—缸体上腔随活塞运动体积发生变化的流域; E—缸体下腔流道; F—缸体下腔随活塞运动体积发生变化的流域外圆柱面; G—缸体下腔空间固定流域; H—射流元件入口; I—缸体下腔对应的射流元件与缸体间流道; J—缸体上腔对应的射流元件与缸体间流道; K—射流元件与缸体间流道的下游出口; L—缸体下腔随活塞运动体积发生变化的流域内圆柱面; M—活塞上端面; N—活塞下端端面

图2 流域网格模型

Fig.2 Meshed model of flow field

2.3 计算条件

在CFD软件中,选择清水作为流体介质,其密度和黏度分别为 998.2 kg/m^3 和 $1.003\text{ mPa} \cdot \text{s}$;选用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型;速度-压力耦合算法选择SIMPLE算法;控制方程中的扩散项采用一阶迎风差分格式;压力、密度、体积力、动量、 k 和 ϵ 的默认松弛因子分别取为 $0.3, 1, 1, 0.7, 0.8$ 和 $0.8^{[8]}$ 。

射流元件进口(图2中H)边界条件类型设为速度入口,按输入流量除以入口截面确定输入速度,设定速度方向为射流元件入口面法线方向,其水力直径为 0.01535 m ;射流元件与外缸内壁间流道下端面(元件两侧各有一个如图2中所示的K)设为压力出口,水力直径为 0.012685 m 。设置边界条件时,按文献[8]推荐的方法估算湍流强度。

射流元件与外缸内壁间流道下端面(图2中K)压力近似设为 0.1 MPa 。

将射流式液动锤内部流体运动与活塞冲锤刚体运动耦合在一起分析,瞬态上下缸体工作腔内流体的瞬态特性参数,计算活塞上下端面液体压力,结合活塞冲锤重力,代入刚体运动方程,从而计算得到活塞冲锤加速度、速度和位移等参数。计算时考虑了活塞在行程终了的反弹特性。

进行有关网格的设置时,将活塞上下端面(图2中M和N)类型设为刚体,缸体工作腔柱面(图2中上腔D;下腔由于活塞杆的存在,流体空间为桶状,有两个可变的壁面即图2中的F和L)类型设为变形壁。动网格参数设置:弹性常数因子为1,边界节点松弛因子为0.7,收敛残差为0.001,分离因子为0.4,收缩因子为0.3,单位高度0.0025m,最小长度为0.001m,最大长度为0.007m。

2.4 计算结果

每一个求解过程由稳态计算和瞬态计算两部分组成,稳态计算结果作为瞬态计算的初始值。曲型瞬间速度场如图3所示。回程终了瞬间与冲程终了瞬间的速度场是影响射流元件内流场产生射流附壁的直接原因。计算结果见表2。比较表1和表2中的数据可知,在不考虑摩擦力的情况下,SC71B型射流式液动锤数值模拟结果与实测值之间存在很大的差异。

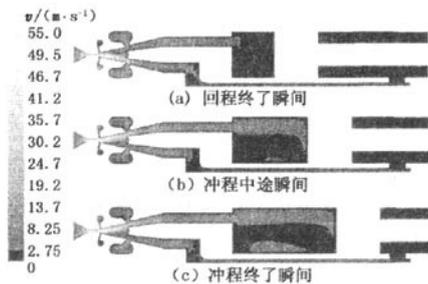


图3 网格模型上下对称平面上的3个典型瞬间速度场

Fig.3 Sectional views of three representative transient velocity fields in symmetry plane

表2 不考虑液压卡紧效应的SC71B型液动锤性能参数计算结果

Table 2 Calculated performance parameters of SC71B liquid-jet hammer ignoring effect of hydraulic locking

输入流量 $Q/(L \cdot \min^{-1})$	冲击频率 f_s/Hz	冲击末速度 $v/(m \cdot s^{-1})$	冲击功 E_{blow}/J	计算值与实测值之比		
				冲击频率	冲击末速度	冲击功
63	6.779	1.549	13.437	1.853	2.079	4.323
87	9.718	2.075	24.112	1.868	2.107	4.438
124	14.104	2.907	47.324	1.898	2.024	4.098

3 液压卡紧效应的性能影响分析

经过分析和比较,认为产生上述计算值与实测值很大差异的主要原因是数值计算过程中忽略了液压卡紧效应。

由于射流式液动锤中活塞与缸体间、活塞杆与缸盖间存在配合间隙,活塞、活塞杆、缸体内孔、缸盖内孔4个圆柱形配合面加工过程中存在锥度,装配后存在偏心情况,因此当这两个圆柱副两端有压差和相对运动时,由于配合间隙绕轴线方向分布非对称,产生液压卡紧现象,活塞冲锤的运动必将受液压卡紧引起的摩擦力的制约,而且这种摩擦力与活塞冲锤所受重力相比较不能忽略。

以SC71B型射流式液动锤活塞与缸体这对圆柱副为例,活塞直径为42mm,密封段长度为50mm,其大端与缸体单边间隙为0.030mm,小端与缸体单边间隙为0.035mm,完全偏心,清水动力黏度为0.001 Pa·s,活塞与缸体间摩擦系数为0.1,考虑液压卡紧的侧向力^[9]计算式为

$$F = \frac{\pi D l (\delta_2 - \delta_1)}{4e} (p_2 - p_1) \left[\frac{\delta_2 + \delta_1}{\sqrt{(\delta_2 + \delta_1)^2 - 4e^2}} - 1 \right] - \frac{6\pi\mu D l^2 U}{(\delta_2 - \delta_1)e} \left[\frac{\sqrt{\delta_2^2 - e^2} - \sqrt{\delta_1^2 - e^2}}{\delta_2 - \delta_1} - \frac{\delta_2 + \delta_1}{\sqrt{(\delta_2 + \delta_1)^2 - 4e^2}} \right] \quad (1)$$

式中, F 为侧向力, N ; D 为圆柱副直径, m ; l 为密封段长度, m ; δ_1 为 p_1 端半径间隙, m ; δ_2 为 p_2 端半径间隙, m ; e 为偏心距, m ; p_1 和 p_2 为圆柱副配合段两端压力, Pa ; U 为轴和套相对运动速度, m/s ; μ 为动力黏度, $Pa \cdot s$ 。

由式(1)计算得到的不同压差和相对运动速度下的液压侧向力和摩擦力见表3。最大摩擦力可达

表3 不同压差和速度下活塞与内缸间液压卡紧力
Table 3 Hydraulic locking forces between piston and inner cylinder under different pressure drops and moving velocities

压差 p_d/MPa	运动速度 $U/(m \cdot s^{-1})$	侧向力 F/N	摩擦力 f/N
0.5	0.5	-6414.05	-641.405
0.5	1.0	-13048.00	-1304.800
0.5	1.5	-19682.00	-1968.200
1.0	0.5	-6194.14	-619.414
1.0	1.0	-12828.10	-1282.810
1.0	1.5	-19462.10	-1946.210
1.5	0.5	-5974.23	-597.423
1.5	1.0	-12608.20	-1260.820
1.5	1.5	-19242.20	-1924.220

活塞冲锤所受重力的17倍多,而以往试验资料证明

活塞冲锤所受重力对射流式液动锤性能影响显著,因此由液卡紧引起的摩擦力在数值模拟过程中若被忽略则必引起计算值与实测值间较大的差异。

4 考虑液卡紧效应的射流式液动锤性能参数 CFD 数值模拟

综合考虑加工、装配等方面的因素,缸体与活塞、缸盖与活塞杆间处于图4所示的配合状态可能性最大,具有典型性,因此在数值模拟的每个时间步长内,将该状态下由液卡紧引起的摩擦力叠加到活塞冲锤所受合力中。

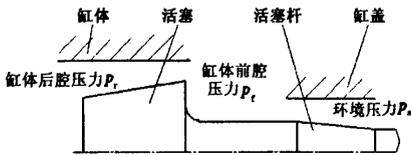


图4 液卡紧力计算模型示意图
Fig.4 Schematic diagram of hydraulic locking forces calculation model

活塞冲锤回程运动过程中, p_r 大于 p_r 和 p_a , 活塞、活塞杆向左运动,在活塞与缸体配合处,压差产生卡紧作用,活塞、活塞杆的运动速度引起对中作用;在活塞杆与缸盖配合处,压差和活塞、活塞杆的运动速度均产生卡紧作用。

活塞冲锤冲程运动过程中, p_r 大于 p_r , p_r 大于 p_a , 活塞、活塞杆向右运动,在活塞与缸体配合处,压差产生对中作用,活塞、活塞杆的运动速度引起卡紧作用;在活塞杆与缸盖配合处,压差产生卡紧作用,活塞、活塞杆的运动速度引起对中作用。

按公式(1)计算,若起对中作用的部分大于起卡紧作用的部分,对中力占主导,则配合面上无液卡紧引起的摩擦力,此时按无摩擦力计算活塞冲锤所受合力;若卡紧力占主导,则配合面上存在液卡紧引起的摩擦力,此时将该摩擦力叠加到活塞冲锤所受合力中。

按照此思路,在网格和其他计算条件不变的情况下,设活塞大端半径间隙为 0.035 mm,小端半径间隙为 0.030 mm,活塞杆配合段大端半径间隙为 0.030 mm,小端半径间隙为 0.025 mm,数值模拟得到的 SC71B 型液动锤性能参数计算结果见表4。

比较表1和表4中的数据可知,在考虑由液卡紧效应引起的摩擦力的情况下,SC71B型射流式液动锤数值模拟结果与实测值之间的差异大大减

小,但差异仍然存在,其原因尚待进一步深入研究。

表4 考虑液卡紧效应的 SC71B 型液动锤性能参数计算结果

Table 4 Calculated performance parameters of SC71B liquid-jet hammer as effect of hydraulic locking being taken into account

输入流量 $Q/(L \cdot \min^{-1})$	冲击频率 f_i/Hz	冲击末速度 $v/(m \cdot s^{-1})$	冲击功 E_{blow}/J	计算值与实测值之比		
				冲击频率	冲击末速度	冲击功
63	5.054	0.872	4.258	1.382	1.171	1.370
87	6.337	0.922	4.761	1.218	0.936	0.876
124	10.695	1.592	14.193	1.439	1.109	1.229

5 结论

(1) 基于现有忽略摩擦力的假设,CFD 动态分析计算得到的性能参数与实测值相差甚远。修正现有假设,将液卡紧效应引起的轴向摩擦力叠加到活塞冲锤所受合力中,再进行射流式液动锤性能参数 CFD 动态分析,大大提高了计算结果与实测值的吻合程度。由液卡紧效应引起的轴向摩擦力在射流式液动锤性能 CFD 动态分析中不可忽略。

(2) 液卡紧引起的轴向摩擦力,大幅度增加了活塞运动阻力,减小了其加速度和速度,进而显著降低了冲击功和冲击频率等性能参数。设法减小甚至消除液卡紧力的影响可望成为提高射流式液动锤冲击功和能量利用率的新途径。

参考文献:

[1] 陈家旺. 射流式液动冲击器仿真计算与实验研究[D]. 长春:吉林大学建设工程学院,2007:39-113.
 [2] 陶兴华. 液动射流式冲击器工作数学模型建立[J]. 石油钻探技术,2005,33(1):44-47.
 TAO Xing-hua. A mathematical model of hydraulic percussion tool[J]. Petroleum Drilling Techniques,2005,33(1): 44-47.
 [3] 彭视明,殷琨,王清岩,等. 射流式液动锤高压腔内液体压力的数学模型[J]. 石油大学学报:自然科学版,2005,29(6):50-52.
 PENG Jian-ming, YIN Kun, WANG Qing-yan, et al. Mathematical model of liquid pressure in high-pressure chamber of liquid-jet hammer[J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science),2005,29(6):50-52.

(下转第79页)

参考文献:

- [1] SINOR L A, POWERS J R, WARREN T M. The effect of PDC cutter density, back rake, size, and speed on performance [R]. IADC/SPE 39306, 1998.
- [2] 邹德永,梁尔国. 硬地层 PDC 钻头设计的探讨[J]. 石油机械, 2004, 32(9): 28-31.
ZOU De-yong, LIANG Er-guo. Design of PDC bit for hard formation [J]. China Petroleum Machinery, 2004, 32(9): 28-31.
- [3] 邹德永,王瑞和. PDC 钻头的岩石研磨性试验研究[J]. 石油大学学报:自然科学版, 2003, 27(2): 41-43.
ZOU De-yong, WANG Rui-he. Experimental study on rock abrasiveness with PDC bit [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 2003, 27(2): 41-43.
- [4] 邹德永,王瑞和. 刀翼式 PDC 钻头侧向力平衡设计[J]. 石油大学学报:自然科学版, 2005, 29(2): 42-44.
ZOU De-yong, WANG Rui-he. Lateral force balancing design of blade PDC bits [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 2005, 29(2): 42-44.
- [5] 黄红梅,翟应虎,王辉,等. 实体 PDC 钻头流场数值模拟与实验验证[J]. 石油大学学报:自然科学版, 2005, 29(3): 49-52.
HUANG Hong-mei, ZHAI Ying-hu, WANG Hui, et al. Numerical simulation and experimental checking for downhole flow field of a real PDC bit [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 2005, 29(3): 49-52.
- [6] 张召平,苏新亮,葛洪魁. 利用岩石三轴抗压强度优选 PDC 钻头[J]. 石油大学学报:自然科学版, 2005, 29(5): 39-40.
ZHANG Zhao-ping, SU Xin-liang, GE Hong-kui. Selection of polycrystalline diamond compact bits based on triaxial compressive strength of rock [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 2005, 29(5): 39-40.
- [7] 宋洵成,邹德永. 采用遗传算法的 PDC 钻头侧向力平衡优化设计[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2006, 30(4): 50-52.
SONG Xun-cheng, ZOU De-yong. Optimization design of lateral force balance of PDC bits by genetic algorithm [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2006, 30(4): 50-52.
- [8] 马清明,王瑞和. PDC 切削齿破岩受力的试验研究[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2006, 30(2): 45-47.
MA Qing-ming, WANG Rui-he. Experimental study on force of PDC cutter breaking rock [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2006, 30(2): 45-47.
- [9] 沈忠厚,彭焯. 双级 PDC 钻头井底应力场分析[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2006, 30(1): 62-67.
SHEN Zhong-hou, PENG Ye. Analysis of bottom-hole stress field of two-stage PDC bit [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2006, 30(1): 62-67.
- [10] ROBERT Clayton, SHILIN Chen, GUY Lefort. New bit design, cutter technology extend PDC application to hard rock drilling [R]. SPE/IADC 91840, 2005.
- [11] 尹宏锦. 实用岩石可钻性 [M]. 东营:石油大学出版社, 1988: 87.
(编辑 李志芬)
- (上接第 75 页)
- [4] 汪志明,薛亮. 射流元件附壁与切换流动规律研究[J]. 水动力学研究与进展, 2007, 22(3): 352-357.
WANG Zhi-ming, XUE Liang. Study on the attached flow and alteration flow character in fluidic element of down hole pressure intensifier [J]. Journal of Hydrodynamics, 2007, 22(3): 352-357.
- [5] 汪志明,薛亮. 射流式井底增压器水力参数理论模型研究[J]. 石油学报, 2008, 29(2): 308-312.
WANG Zhi-ming, XUE Liang. Hydraulic parameter model for design of fluidics downhole boost compressor [J]. Acta Petrolei Sinica, 2008, 29(2): 308-312.
- [6] 索忠伟,殷琨,徐克里,等. 射流式液动锤内部动力过程的数学模型及仿真分析[J]. 吉林大学学报:地球科学版, 2007, 37(1): 200-203.
SUO Zhong-wei, YIN Kun, XU Ke-li, et al. Mathematical model and synthetic analysis of hydro-efflux DTH hammer inside power process [J]. Journal of Jilin University (Earth Science Edition), 2007, 37(1): 200-203.
- [7] 李国琳,彭视明. 射流式液动锤冲击功非接触测量系统的改进[J]. 石油机械, 2008, 36(7): 56-58.
LI Guo-lin, PENG Jian-ming. Improvement of non-contact measuring system of jet hydraulic hammer blow energy [J]. China Petroleum Machinery, 2008, 36(7): 56-58.
- [8] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用 [M]. 北京:清华大学出版社, 2004: 63-159.
- [9] 盛敬超. 工程流体力学:机械类 [M]. 北京:机械工业出版社, 1980: 197-201.
(编辑 李志芬)