

6-8-2020

Numerical Simulation of Cavitation and Failure Analysis in Hydraulic Loader

Mo Li

1. Department of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;;

Yang Qi

1. Department of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;;

Yumei Wang

2. Shanghai Hi-long Drill Pipe Co. , Ltd. shanghai 200949, 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.

Numerical Simulation of Cavitation and Failure Analysis in Hydraulic Loader

Abstract

Abstract: Using software CFX with SST $k-\omega$ model and Rayleigh-Plesset cavitation model, the numerical simulation of 3-D steady flow with water liquid and water vapour two phases in whole flow passage of *hydraulic loader* was conducted. The influences of different parameters (inlet flow rate, rotational speed and *blade angle*) on cavitation of hydraulic loader were studied. The results show that, under small flow rate, large blade angle ($\geq 60^\circ$) and low speed ($\leq 3\ 000$ r/min), cavitation is light. At different working conditions, where cavitation appears in radial direction of position is the same. The cavitation mainly distributes where the r/R is 0.4 to 0.8 and severe cavitation distributes where the r/R is 0.6~0.7. *The results of numerical simulation are consistent with the actual failure of hydraulic loader. So the cavitation damage is a main reason for the failure of hydraulic loader.*

Keywords

hydraulic loader, two-phase flow, cavitation, numerical simulation, failure analysis

Recommended Citation

Mo Li, Yang Qi, Wang Yumei. Numerical Simulation of Cavitation and Failure Analysis in Hydraulic Loader[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(6): 1432-1438.

水力加载器内部汽蚀数值模拟及失效分析

莫丽¹, 杨琪¹, 王玉梅²

(1.西南石油大学机电工程学院, 成都 610500; 2.上海海隆石油钻具有限公司, 上海 200949)

摘要: 采用 CFX 软件, 选用 SST $\kappa\text{-}\omega$ 模型及 Rayleigh-Plesset 空化模型对水力加载器进行了全流道三维定常汽液两相流的数值模拟, 研究了进口流量、转速、叶片倾角对水力加载器内部汽蚀的影响规律。结果表明: 在小流量工况、较大的叶片倾角($\geq 60^\circ$)及低转速($\leq 3\ 000$ r/min)下汽蚀较轻; 不同工况下, 汽蚀出现在径向方向上的位置一致, 主要分布在 $r/R=0.4\sim 0.8$, 在 $r/R=0.6\sim 0.7$ 出现严重汽蚀。数值模拟的结果与水力加载器实际产生失效的情况相符, 说明汽蚀破坏是其工作失效的一个主要原因。

关键词: 水力加载器; 两相流; 汽蚀; 数值模拟; 失效分析

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2016) 06-1432-07

Numerical Simulation of Cavitation and Failure Analysis in Hydraulic Loader

Mo Li¹, Yang Qi¹, Wang Yumei²

(1. Department of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;

2. Shanghai Hi-long Drill Pipe Co., Ltd. Shanghai 200949, China)

Abstract: Using software CFX with SST $\kappa\text{-}\omega$ model and Rayleigh-Plesset cavitation model, the numerical simulation of 3-D steady flow with water liquid and water vapour two phases in whole flow passage of hydraulic loader was conducted. The influences of different parameters (inlet flow rate, rotational speed and blade angle) on cavitation of hydraulic loader were studied. The results show that, under small flow rate, large blade angle ($\geq 60^\circ$) and low speed ($\leq 3\ 000$ r/min), cavitation is light. At different working conditions, where cavitation appears in radial direction of position is the same. The cavitation mainly distributes where the r/R is 0.4 to 0.8 and severe cavitation distributes where the r/R is 0.6~0.7. The results of numerical simulation are consistent with the actual failure of hydraulic loader. So the cavitation damage is a main reason for the failure of hydraulic loader.

Keywords: hydraulic loader; two-phase flow; cavitation; numerical simulation; failure analysis

引言

水力加载器是石油矿场油气开采中热回收式液氮泵车上的关键设备之一, 其性能的好坏直接影响热回收式液氮泵车的使用。在油田现场出现了较

严重的失效情况(图 1): 在进口环形流道上出现槽形及大小不等的球形凹坑; 叶片轮毂在反复冲击作用下形成数量众多的凹坑, 长时间作用会加深这些凹坑, 最终使相邻坑的凸边出现挤压性的断裂, 造成材料脱落, 导致失效。这与汽蚀在理论上产生的形貌有相似之处, 因此为进一步探索引起水力加载器失效的原因, 本文从汽蚀角度入手, 采用流体仿真方法检验汽蚀是否为引起图 1 中失效的原因, 为采取有效措施防止水力加载器工作失效奠定基础。



收稿日期: 2015-01-14 修回日期: 2015-05-05;
基金项目: 国家科技重大专项(2011ZX05037);
作者简介: 莫丽(1968-), 女, 四川, 副教授, 硕导,
研究方向为机械设计; 杨琪(1990-), 女, 四川, 硕士生,
研究方向为机械设计与仿真; 王玉梅(1988-), 女,
重庆, 硕士, 研究方向为流场仿真。

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

• 1432 •

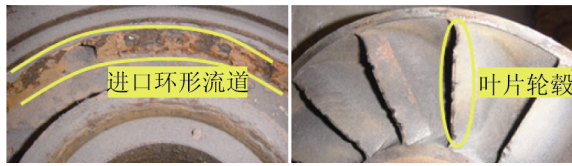
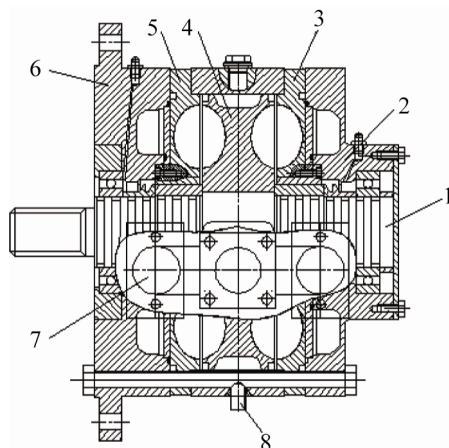


图 1 水力加载器工作中产生的失效情况

水力加载器在热回收式液氮泵车上经分动箱与柴油机相连,其作用是当工作机负载减少时,对柴油机进行加载,同时对循环水进行加热,回收其能量,达到在实现能量补偿的同时,对消耗的能量进行回收的目的。它主要由转子、定子、传动轴及密封件等组成(图 2)。定子和转子都有辐射方向的直叶片,相邻两叶片之间形成水室,在主动轴的旋转带动下,转子水室中的水被离心力甩向外缘,导入定子水室,定子水室固定不动,但其靠近轴心处水室中的水已抽空,所以外缘的水会折回流向轴心处。这样,在整个水室中形成一个小涡流不断循环。



1. 主轴; 2. 右轴承外壳; 3. 右侧定子; 4. 转子; 5. 左侧定子; 6. 左轴承外壳; 7. 进水口; 8. 出水口

图 2 水力加载器二维结构示意图

目前对汽蚀的研究^[1-3]主要做了定性分析,定量分析难以实现且花费大。Ji B^[4-6], Liu SH^[7], Coutier-Delgosha O^[6], Rossetti A^[6,8-9], Chou JS^[10-12], 翟江^[13]等对泵、涡轮机械、液力耦合器、液力变矩器的汽蚀研究较多,而本文所研究的水力加载器模型是改进现有水力测功机得到的较新型的设备;以往对汽蚀性能的研究主要集中在流量、扬程、转速等参数上,对叶片倾角的研究很少;本文通过改

变水力加载器进口流量、转子转速及转子和定子叶片倾角三组特征参数,采用数值模拟的方法研究对其汽蚀特性的影响规律并得出汽蚀产生的部位,为水力加载器结构的优化设计提供参考依据,同时为促进水力加载器在油田上的广泛使用奠定基础。

1 控制方程及数值方法

本文主要研究汽蚀,而汽蚀的结果就是在液体中产生很多气泡,气泡中充满了液体蒸汽(流动介质为纯净的液态水,不含空气)。汽蚀发生的过程理论上应该是非定常的情况,但非定常的计算占用内存大耗时间长,定常计算同样能反映汽蚀状况。因此文章采用定常两相(液态水、水蒸汽)湍流流动的混合模型进行分析。

1.1 两相流控制方程

连续方程为:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m v_m) = 0 \quad (1)$$

$$\text{其中 } \rho_m = (1 - r_v) \rho_l + r_v \rho_v \quad (2)$$

式中: v_m 为速度矢量; t 为时间; ρ_m 为平均密度; r_v 为水蒸汽体积分数; ρ_l 为液态水密度; ρ_v 为水蒸汽密度。

忽略质量力和微小气泡的表面张力,则运动方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m v_m) + \nabla \cdot (\rho_m v_m v_m) =$$

$$-\nabla p + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla v_m + \nabla v_m^t)) \quad (3)$$

$$\text{其中 } \mu_m = (1 - r_v) \mu_l + r_v \mu_v \quad (4)$$

式中: P 为压力; μ_m 为平均动力粘度; μ_l 为液态水粘度,取值 $5.5 \times 10^{-4} \text{Pa}\cdot\text{s}$; μ_v 为水蒸汽动力粘度,取值 $1.34 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

不考虑热量的传递,即水的温度保持恒定,无需求解能量方程^[13-14]。

1.2 汽蚀模型

气泡的生成和溃灭由 Rayleigh-Plesset 气泡动力学方程^[15]描述,忽略方程的表面张力系数和二阶导数项,有

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_l}} \quad (5)$$

式中： R_B 为气泡直径； p_v 为水的饱和蒸汽压，取值 3 574 Pa。

单个蒸汽泡质量变化率为：

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_l}} \quad (6)$$

假设单位体积中含有蒸汽泡个数为 N_B ，则水蒸汽体积分数为：

$$r_v = \frac{4}{3}\pi R_B^3 N_B \quad (7)$$

蒸汽相为体积比例较小的次要相，液态水相与蒸汽相之间总的质量转化率为：

$$\dot{S}_{lv} = F \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_l}} \text{sgn}(p_v - p) \quad (8)$$

式中： F 为试验常数。

式(8)适用于凝结的时候，考虑到汽化时受到形核的影响，当水蒸汽体积分数增加时，形核点密度相应减小，因此汽化时用 $r_{nuc}(1-r_v)$ 代替 r_{nuc} ，这里 r_{nuc} 是形核点体积分数。 R_B 凝结时为形核点直径。汽蚀模型修正为：

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|p_v - p|}{3\rho_l}} \text{if } p < p_v \\ F_{cond} \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|p - p_v|}{3\rho_l}} \text{if } p > p_v \end{cases} \quad (9)$$

由经验式得到： $R_B=10^{-6}\text{m}$ ， $r_{nuc}=5\times 10^{-4}$ ， $F_{vap}=50$ ， $F_{cond}=0.01$ 。这些模型参数适用于各种流体和设备^[15]。

1.3 湍流模型

水力加载器内部流场为三维不可压缩流场，由于其内部结构比较复杂，容易引起分离，所以按湍流进行处理。本文采用 SST(Shear Stress Transport) 模型，其优点在于考虑了湍流剪切应力，从而不会对涡流粘度造成过度预测，方程如下^[16]：

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (10)$$

$$F_1 = \tanh(\text{arg}_1^4) \quad (11)$$

且 $v_t = \mu_t / \rho$

$$\text{arg}_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega_2} y^2}\right) \quad (12)$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega_2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (13)$$

$$F_2 = \tanh(\text{arg}_2^2) \quad (14)$$

$$\text{arg}_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right) \quad (15)$$

式中： F_2 是一个混合函数，其功能与 F_1 相同，对于存在不合适假设的自由剪切流，此数用来约束壁面层的限制数； S 是应变率的一个定估算值； y 为到最近壁面的距离； v 为运动黏度。

1.4 计算模型及边界条件

流域模型：本文采用 Pro/E 软件通过水力加载器实体模型分割出计算流域模型(如图 3 所示)，流域模型包括两个静止域和一个旋转流域。转子嵌入旋转流域中，旋转域和转子间的接触面为流固耦合面，静止域 1 和旋转域之间的接触面为动静接触面 1，静止域 2 与旋转域之间的接触面为动静接触面 2，左侧定子域是静止域 1，右侧定子域是静止域 2。

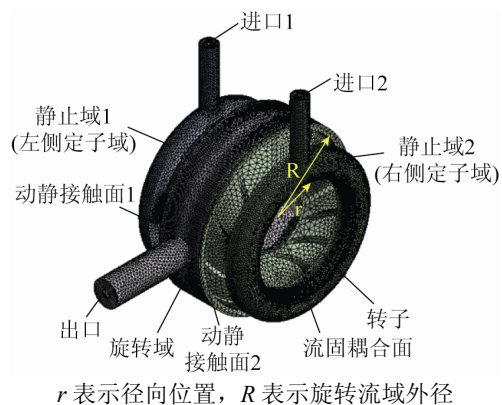


图 3 计算模型网格划分及边界条件设置

网格划分：由于内部流域复杂程度和运动状态不一，采用 workbench 中 mesh 模块，应用适用性较强的非结构化四面体单元自动划分各区域网格，局部区域进行加密处理，边界层网格划分 5 层。网格划分结果如图 3 所示，产生 325 898 节点，1 255 569 单元数。

边界条件: 设定水力加载器的进口类型为质量流量进口, 进口为纯净液态水, 蒸汽相组分数为 0。出口类型为压力出口。同时, 设定旋转区域壁面为旋转壁面, 静止区域壁面为静止壁面, 所有壁面均为绝热、无滑移、光滑壁面。采用自动壁面函数, 计算后检测 y^+ 值的变动范围在 30~100, 对于本文中采用的壁面函数及湍流方程来说该边界层的节点布置合理。采用收敛精度作为收敛判据, 收敛精度设置为 1E-4。

1.5 汽蚀性能预估

当水体中的局部压力低于此温度下的汽化压力时, 在水中就有因此而产生的水蒸汽造成汽蚀。由于气泡(内含水蒸汽)从生成到溃灭的时间极短, 是一个瞬间的动态过程, 因此本文只考虑了在定常流动情况下压力低于饱和蒸汽压的区域液态水汽化产生水蒸汽并在此处聚集, 周围液态水随后将向蒸汽区冲击, 蒸汽相越多, 填补的液态水越多, 冲击力及冲击面积也越大, 对材料造成汽蚀破坏越大。因此用水蒸汽的体积分数来反映汽蚀的产生及汽蚀强度^[17]。

2 模拟结果与分析

为了分析不同进口流量、不同转速、不同叶片倾角对水力加载器内部流场汽蚀的影响程度, 本文分别在 3 种不同工况下对流场进行汽蚀模拟分析。3 种工况参数设定如表 1 所示。

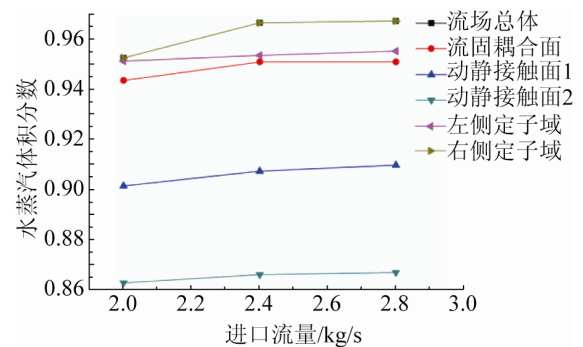
表 1 不同工况下的参数设置

工况条件	进口流量 / (kg/s)	转速 / (r/min)	叶片倾角 / °	出口压力 / MPa
不同进口流量	1.6, 2.0, 2.4, 2.8	3 000	45	5
不同转速	2.8	1 000, 2 000, 3 000, 4 000	45	5
不同叶片倾角	2.8	3 000	30, 45, 60, 90	5

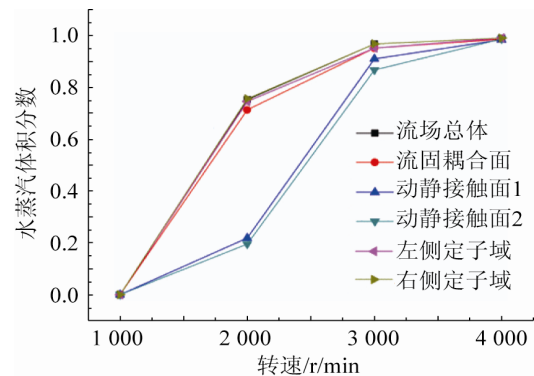
2.1 水蒸汽体积分数在流道内的分布情况

分析得知在同一半径上呈现出压力面静压大于吸力面静压, 转子最低压力在叶片进口背面稍后

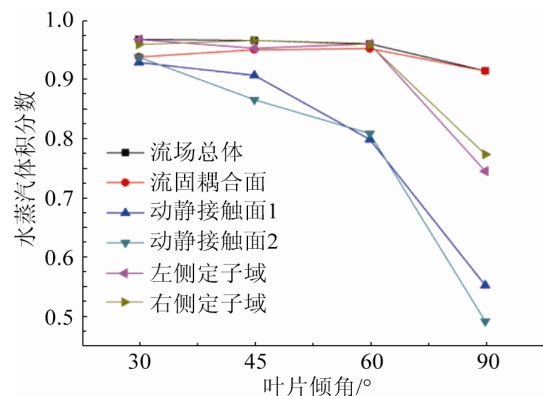
的地方, 通常汽蚀现象也就出现在该区域。当液体压力下降到该温度下液体的汽化压力时液体汽化产生气泡, 因此在压力较低的地方(低于汽化压力)水蒸汽体积分数分布较大。水力加载器汽蚀初生的位置在叶片吸力面上叶片进口稍后处, 而工作面基本无汽蚀的发生。这是因为叶片工作面上的压力较大, 而且普遍大于液体发生汽蚀的汽化压力。叶片上的汽蚀发展状况则是随着叶片上的压力降低, 水蒸汽所占的体积分数逐渐增大, 如图 4 所示。



(a) 不同进口流量



(b) 不同转速



(c) 不同叶片倾角

图 4 各面上水蒸汽体积分数变化曲线图

图 4(a)进口流量越大,流场水蒸汽体积分数越大。但总体上进口流量的变化对汽蚀影响并不大,因为进口流量是影响水力加载器工作效率的主要因素,但对其必需汽蚀余量基本无影响,所以对汽蚀产生影响较小;

图 4(b)中转速对流场汽蚀特性影响明显,随着转速的增大水蒸汽体积分数增大。根据泵的相似定律可知,当转速增加时,泵的必需汽蚀余量成平方增加,泵的抗汽蚀性能将显著降低^[18],在水力加载器这样的流体机械中具有相似的原理,当转速达到 3 000 r/min 时,在 3 000~4 000 r/min 区间上由于转速过大相应的水头损失多,有效汽蚀余量^[18]低,水蒸汽体积分数维持在相当大的数值,流场将出现明显的汽蚀现象;

图 4(c)随着叶片倾角的增大,水蒸汽体积分数值逐渐减小,当叶片倾角小于 60°时,水蒸汽体积分数变化较小,当倾角超过 60°时变化较大,因为叶片倾角增大时,减小了叶片的阻塞,增大叶片的进口面积,减小了流动损失,有效汽蚀余量提高,因而会降低汽蚀的产生。

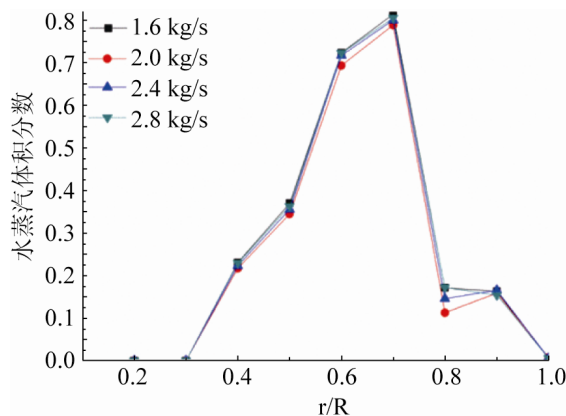
2.2 水蒸汽体积分数在径向位置分布情况

从图 5(a)中可知,不同进口流量工况下,水蒸汽体积分数分布基本一致,表明进口流量对水蒸汽体积分数的影响不大。

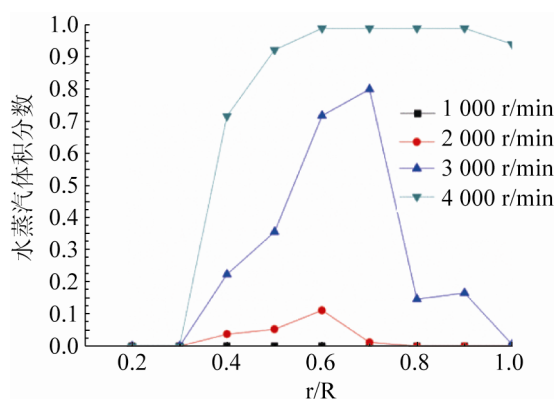
由图 5(b)可知,转速越大水蒸汽体积分数在径向位置上分布区域越大,水蒸汽体积分数值越大。当转速为 1 000 r/min 时,水蒸汽体积分数很低,整个流场几乎没有发生汽蚀;随着转速增大,汽蚀越来越严重,当转速为 3 000 r/min 时,水蒸汽体积分数最高点达到 80%左右;当转速为 4 000 r/min 时,在 $r/R=0.4$ 之前水蒸汽体积分数上升剧烈,当 $r/R=0.45$ 水蒸汽体积分数达到最大值之后开始趋于稳定,整个流场壁面几乎都发生了汽蚀。

由图 5(c)可知,不同叶片倾角对水蒸汽体积分数分布影响较大,倾角越小,水蒸汽体积分数值越大,分布区域也越大。因为倾角越小,叶片的阻

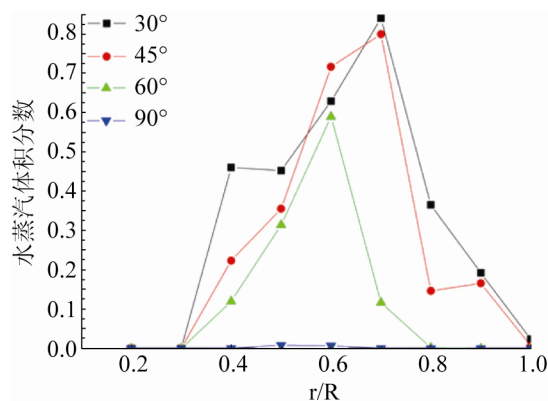
塞越大,流动损失越多,有效汽蚀余量降低^[18],汽蚀概率越大。当叶片倾角为 30°, 45°, 60°时,流场总的水蒸汽体积分数相差不大;叶片倾角为 90°时,水蒸汽体积分数相当低,汽蚀最不明显。



(a) 不同进口流量



(b) 不同转速



(c) 不同叶片倾角

图 5 内部流道上水蒸汽体积分数径向分布

综合以上 3 个曲线图发现,在 $r/R=0.4\sim 0.8$ 区域水蒸汽体积分数较大,易发生汽蚀,尤其在

$r/R=0.6\sim 0.7$ 区域汽蚀较严重, 因为该区域叶片结构相对复杂, 形成压降较大, 易导致水的汽化, 所以该部分水蒸汽体积分数相对较集中, 造成严重汽蚀。

2.3 流固耦合面速度分布情况

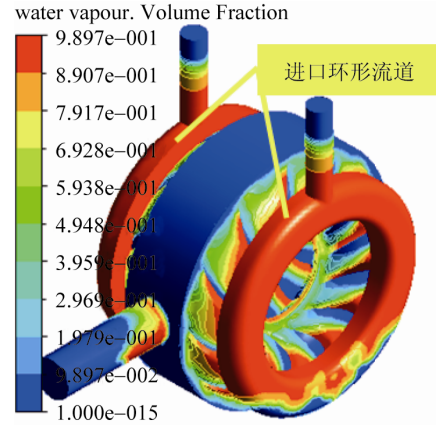
不同进口流量下, 水蒸汽和液体速度变化均不大(表 2(a))。表 2(b)显示当转速从 1 000 r/min 增大到 3 000 r/min 时, 流固耦合面上液体速度不断增大, 当转速为 4 000 r/min 时速度减小; 水蒸汽速度随着转速的增大而增大; 这说明当转速达到一定值时, 流场开始出现汽蚀现象, 随着汽蚀加重会影响液体流速。表 2(c)中, 不同叶片倾角下的流固耦合面上流体速度变化很大, 随着叶片倾角的增大, 液体和水蒸汽的速度值均减小; 当叶片倾角为 45° , 流固耦合面上的速度值约为叶片倾角为 90° 时的 2 倍。流速低, 液体对壁面的冲击力减小, 因此汽蚀情况会减轻。

表 2 不同工况下流固耦合面速度分布

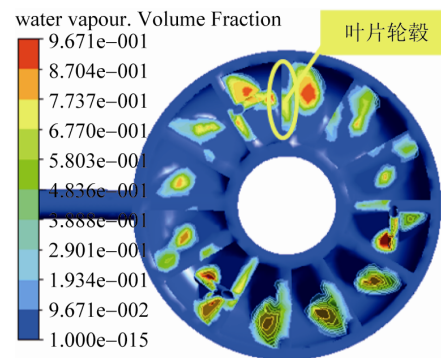
(a) 不同进口流量				
进口流量/(kg/s)	1.6	2.0	2.4	2.8
液体速度/(m/s)	141.4	142.3	141.8	141.7
水蒸汽速度/(m/s)	84.10	83.74	83.8	84.12
(b) 不同转速				
转速/(r/min)	1 000	2 000	3 000	4 000
液体速度/(m/s)	57.25	106	141.7	100.7
水蒸汽速度/(m/s)	$9.877\text{e-}6$	50.45	84.12	118.1
(c) 不同叶片倾角				
叶片倾角/ $^\circ$	30°	45°	60°	90°
液体速度/(m/s)	175	141.8	106.7	64.1
水蒸汽速度/(m/s)	124.5	83.8	57.04	36.62

3 结果对比

将汽蚀数值模拟结果(图 6)与现场产生的失效情况(图 1)进行对比发现: 汽蚀产生的部位主要集中在进口环形流道和叶片轮毂上, 数值分析的结果与实际情况基本吻合, 说明汽蚀破坏是引起水力加载器工作失效的主要因素之一, 与汽蚀产生的理论情况相符, 证明本文所采用数值分析方法正确可靠。



(a) 整个流道上的水蒸汽体积分数分布云图



(b) 定子叶片上水蒸汽体积分数分布云图

图 6 汽蚀模拟结果

4 结论

(1) 在同一半径吸力面上的压力小于压力面上的压力, 汽蚀现象首先出现在转子及定子叶片压力较低的吸力面上。

(2) 流场的最大水蒸汽体积分数出现在旋转域内动静接触面、左侧定子域、右侧定子域、流固耦合面几个主要过流部件上; 在径向方向上, 汽蚀主要集中在 $r/R=0.4\sim 0.8$ 、 $r/R=0.6\sim 0.7$ 之间出现严重汽蚀。

(3) 进口流量对水力加载器内部汽蚀的影响不大; 当转速达到一定值时, 流场开始出现汽蚀现象, 随着汽蚀加重会影响液体和水蒸汽流速。随着叶片倾角的增大, 流体速度减小, 汽蚀情况减轻。

(4) 为了避免流场受到汽蚀的严重影响, 应尽可能选用叶片倾角较大($\geq 60^\circ$)的结构, 在低转速($\leq 3\ 000$ r/min)工况下工作, 也可以选择抗汽蚀性

能良好的材料来加工水力加载器。

参考文献:

- [1] Coutier-Delgosha O, Fortes-Patella R, Reboud JL, et al. Numerical Simulation of Cavitating Flow in 2D and 3D Inducer Geometries [J]. *International Journal Numerical Methods in Fluids* (S1097-0363), 2005, 48(2): 135-167.
- [2] Coutier-Delgosha O, Fortes-Patella R, Reboud J L, et al. Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump With 2D-Curved Blades in Cavitating Conditions [J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME* (S0098-2202), 2003, 125(6): 970-978.
- [3] Coutier-Delgosha O, Morel P, Fortes-Patella R. Numerical Simulation of Turbopump Inducer Cavitating Behavior [J]. *International Journal of Rotating Machinery* (S1023-621X), 2005, 25 (2): 135-142.
- [4] Ji B, Luo X W, Arndt R E A, et al. Numerical Simulation of Three Dimensional Cavitation Shedding Dynamics with Special Emphasis on Cavitation-Vortex Interaction [J]. *Ocean Engineering* (S0029-8018), 2014, 87: 64-77.
- [5] Ji B, Luo X W, Peng X X, et al. Numerical Analysis of Cavitation Evolution and Excited Pressure Fluctuation around a Propeller in non-uniform Wake [J]. *International Journal of Multiphase Flow* (S0301-9322), 2012, 43: 13-21.
- [6] Ji B, Luo X X, Wu Y L, et al. Numerical Analysis of unsteady Cavitating Turbulent Flow and Shedding Horse-Shoe Vortex Structure around a Twisted Hydrofoil [J]. *International Journal of Multiphase Flow* (S0301-9322), 2013, 51: 33-43.
- [7] Liu S H, Wu Y L, Xu Y, et al. Analysis of Two-Phase Cavitating Flow with Two-Fluid Model Using Integrated Boltzmann Equations [J]. *Advances in Applied Mathematics and Mechanics* (S2070-0733), 2013, 5(5): 607-638.
- [8] Rossetti A, Pavesi G, Ardizzon G A, Santolin. Numerical Analysis of Cavitating Flow in a Pelton Turbine [J]. *Journal of Energy Engineering-ASCE* (S0733-9402), 2014, 136: 1-10.
- [9] Ding H, Visser F C, Jiang Y, et al. Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications [J]. *Journal of Energy Engineering-ASCE* (S0733-9402), 2011, 133(1): 1-14.
- [10] Chou J S, Chiu C K, Huang I K, et al. Failure Analysis of Wind Turbine Blade under Critical Wind Loads [J]. *Engineering Failure Analysis* (S1350-6307), 2013, 27: 99-118.
- [11] Ugyen Dorji, Reza Ghomashchi. Hydro Turbine Failure Mechanisms: An Overview [J]. *Engineering Failure Analysis* (S1350-6307), 2014, 44: 136-147.
- [12] Mazur Z, Garcia-Illescas R, Aguirre-Romano J, et al. Steam Turbine Blade Failure Analysis [J]. *Engineering Failure Analysis* (S1350-6307), 2008, 15(1): 129-41.
- [13] 翟江, 赵勇刚, 周华. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟 [J]. *农业机械学报*, 2012(11): 244-249, 260.
- [14] Cebeel, Rshao J, Kafyeke F, et al. Computational Fluid Dynamics for Engineers [M]. Horizons Pub. Inc, 2005: 88-89.
- [15] Zwart P J, Gerber A G, Belamri T. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics [C]//In: Fifth International Conference on Multiphase Flow. Yokohama, Japan, 2004, 152.
- [16] 谢龙汉, 赵新宇, 张炯明. ANSYS CFX 流体分析及仿真 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2012.
- [17] 黄继汤. 空化与空蚀的原理及应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [18] 李云, 姜培正. 过程流体机械 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.

(上接第 1411 页)

- [8] 韦艳芳, 时伟, 邝华, 等. 无信号交叉口行人过街决策行为分析 [J]. *上海大学学报(自然科学版)*, 2013, 19(3): 315-318.
- [9] Gallagher A G, Seymour N E, Jordan-Black J A, et al. Prospective, Randomized Assessment of Transfer of Training (ToT) and Transfer Effectiveness Ratio (TER) of Virtual Reality Simulation Training for Laparoscopic Skill Acquisition [J]. *Annals of surgery* (S0003-4932), 2013, 257(6): 1025-1031.
- [10] 谢海明, 刘箴. 基于虚拟现实技术的居家火灾逃生系统的研究 [J]. *系统仿真学报*, 2012, 24(1): 108-112.
- [11] 林剑, 张帅, 伍传敏. 基于Unity3D的手机触屏类游戏关键技术研究及实现 [J]. *三明学院学报*, 2014, 31(2): 27-31.
- [12] 刘永利, 杨虎. 煤矿火灾应急救援演练虚拟现实系统研究 [J]. *矿业安全与环保*, 2013, 40(6): 22-25.