

关键间隙对泵性能影响的研究

刘占一, 张魏静, 杨建文, 石晓波
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 在泵的设计中, 间隙的尺寸控制向来都是一个难题, 过大会损害泵的性能, 过小则有发生碰磨的可能。针对关键间隙对泵性能影响的问题, 利用 ANSYS CFX 软件, 采用高精度六面体网格, 应用 SST 湍流模型和 Rayleigh-Plesset 汽蚀模型, 对具有不同间隙的某型氧化剂泵进行了流场仿真, 获得了间隙对泵水力性能和抗汽蚀性能的影响规律, 并且从压力分布、气相份额分布和速度场等方面分析了产生这种影响的原因。结果表明: 浮动环间隙越小, 泵效率越高; 诱导轮叶顶间隙越小, 泵的抗汽蚀性能越高。泵的抗汽蚀性能随诱导轮叶顶间隙减小而提高的原因在于: 叶顶回流强度减弱导致能量损失减少, 离心轮入口静压升高。

关键词: 间隙; 泵; 水力性能; 抗汽蚀性能

中图分类号: V434.2-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 02-0056-07

Influence of key clearance on pump performance

LIU Zhan-yi, ZHANG Wei-jing, YANG Jian-wen, SHI Xiao-bo
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Size control of the clearance is always a complex problem for pump design. For the influence of key clearance on pump performance, ANSYS CFX software, fine hexahedral grid, SST turbulent model and Rayleigh-Plesset air-cavitation model were adopted to carry out the flow field numerical simulation of certain oxidizer pump with different clearance sizes, by which an influence rule of clearance on pump hydraulic and anti-cavitation performance was obtained. In addition, the reasons of generating these influences are analyzed in the aspects of pressure distribution, gaseous phase quotient distribution and velocity field. The result indicates that smaller the float ring clearance is, the higher the efficiency should be; the smaller the blade tip clearance of inducer, the higher the anti cavitation performance of pump becomes. The reason is that smaller clearance leads to weaker regurgitant intensity, then energy loss decreases and static pressure at the inlet of centrifugal wheel increases.

Keywords: clearance; pump; hydraulic performance; anti-cavitation performance

收稿日期: 2014-11-29; 修回日期: 2015-01-14

作者简介: 刘占一 (1985—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机内流场与传热研究

0 引言

在泵压式液体火箭发动机中, 燃料泵和氧化剂泵作为为推进剂增压的装置, 其性能直接影响发动机的整体性能参数。而在大推力液体火箭发动机中一般都采用叶片泵, 作为旋转部件, 动件和静件之间必然存在间隙, 间隙的尺寸控制向来都是泵设计中的一个难题。尺寸过大, 泄漏流量增加, 损害泵的性能; 尺寸过小, 则有发生碰磨的可能, 这在敏感介质如液氧中是非常危险的。

目前, 随着计算流体力学的发展, 应用商用 CFD 软件来分析流体机械中粘性紊流流动已经相当普遍^[1-6]。李强等对封闭式离心泵叶轮和有间隙的半开式离心泵叶轮进行了仿真^[7], 梁开洪等利用计算流体力学技术对轴流泵叶顶间隙流动进行了数值模拟^[8]。但从公开的报道来看, 针对间隙对水力性能的影响研究较多, 而间隙对抗汽蚀性能的影响少有报道, 尤其是间隙影响抗汽蚀性能的机理更是少见。因此, 本文针对某型氧化剂泵中 2 个关键间隙 (诱导轮叶顶间隙、离心轮前盖板与浮动环间隙) 对泵水力性能和抗汽蚀性能的影响, 应用 ANSYS CFX 软件开展了仿真计算研究, 获得了间隙对泵性能的影响规律, 并着重分析了间隙影响抗汽蚀性能的原因。

1 计算条件

1.1 计算模型

计算区域包括入口段、诱导轮、离心轮、无叶扩压器以及离心轮前盖板与浮动环之间的泄漏通道。诱导轮叶顶间隙变化是保持诱导轮壳体直径不变, 改变诱导轮直径, 离心轮前盖板与浮动环间隙变化是保持前盖板直径不变, 改变浮动环内径 (注: 实际工作中离心轮前盖板与浮动环间隙尺寸在周向是不一致的, 此处是简化为同心圆柱面构成的间隙)。

1.2 网格

由于诱导轮和离心轮叶片分布具有周期性, 为减少网格数量, 取单通道模型进行网格划分, 利用 Autogrid 软件生成六面体结构化网格, 网格如图 1 所示。总网格数 113 万, 其中诱导轮和离

心轮区域网格 85 万, 对叶片表面和间隙区域都进行了网格加密。

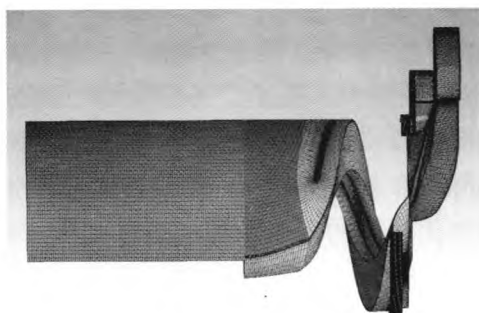


图 1 计算网格

Fig. 1 Computational mesh

1.3 控制方程及湍流模型

不考虑流动的可压缩性, 求解连续性方程和动量方程, 具体如下:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} &= 0 \\ \rho \frac{du}{dt} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dv}{dt} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dw}{dt} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

式中: p 为静压, Pa; ρg_i 为单位体积重力, N/m^3 。

湍流模型为 SST $k-\omega$ 剪切应力输运模型。该模型在近壁处采用 Wilcox $k-\omega$ 模型, 在边界层边缘和自由剪切层采用 $k-\omega$ 模型, 其间通过一个混合函数来过渡, 属于积分到壁面的不可压缩/可压缩湍流的两方程涡粘性模型。SST $k-\omega$ 湍流模型对于逆压梯度引起的流动分离有较好的模拟精度。

1.4 汽蚀模型

由于空泡界面热力学行为及相间作用机理的复杂性和空泡产生/溃灭的快速性等因素, 使得准确模拟复杂流道中的空化流动行为十分困难。目前的数值模拟对两相流中的各相通常有 2 种处理方法: 一是将某相视为不连续的离散相, 对每个质点进行拉格朗日追踪, 称为拉格朗日方法; 二是将连续相和离散相全部认为是统计连续, 根据

连续性理论导出欧拉型基本方程,称为欧拉方法。欧拉方法目前应用较广,但是由于要同时求解各相的连续性、动量和湍流等方程,所以计算稳定性较差,对硬件要求也较高。于是各国科学家基于各种假设,提出了更为实用的简化模型,其中使用最广泛的是 1992 年久保田 (Kubota) 等提出的基于 Rayleigh-Plesset 方程求解空泡动力学变化特征的混合流体模型,以及 1990 年 Delanney 和 Kueny 等提出的基于正压规律关联密度与静压的单流体模型^[9]。本文采用的是 Rayleigh-Plesset 汽蚀模型。Rayleigh-Plesset 模型属于相间质量传递模型。Rayleigh-Plesset 方程描述了气泡在液体中的成长,具体如下:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (2)$$

式中: R_B 为气泡半径, m; σ 为气液两相间的表面张力系数, N/m; ρ_f 为液相密度, kg/m³; p_v 为气相压力, 即液相在当地温度下的饱和压力, Pa; p 为气泡周围的液相压力, Pa。

将式 (2) 简化后可推导出冷凝和汽化状态时相间传递的质量变化:

$p > p_v$ 时

$$\dot{m}_{fg} = -F_{\text{cond}} \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (3)$$

$p < p_v$ 时

$$\dot{m}_{fg} = F_{\text{vap}} \frac{3r_{\text{nuc}} (1 - r_g) \rho_g}{R_{\text{nuc}}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (4)$$

式中: r_g 为气相体积分数; ρ_g 为气相密度, kg/m³; r_{nuc} 为气核区域体积分数; R_{nuc} 为气核半径, $R_{\text{nuc}} = 1 \mu\text{m}$; F_{cond} 为冷凝系数, $F_{\text{cond}} = 0.01$; F_{vap} 为汽化系数, $F_{\text{vap}} = 50$ 。

1.5 边界条件和求解方法

采用旋转坐标系,进口条件为总压入口(进行汽蚀计算时该值不断下降),出口条件为流量出口,固壁面采用无滑移边界条件,应用了适当的固定或旋转壁面条件,如诱导轮壳体壁面和浮动环壁面等不随轴旋转的壁面均采用了静止壁面条件,保证了与实际状态的一致。由于采用的是

单通道模型,故圆周方向采用了周期性边界条件。数值计算采用有限体积法进行离散,动量项等采用二阶迎风格式。

2 计算结果分析

本文主要研究的是间隙对泵性能的影响,间隙处的网格尺度以及总网格数量对计算结果的影响必须考虑,为此首先开展了网格无关性检查。将诱导轮叶顶间隙和浮动环间隙处径向网格结点均从 13 个增加至 21 个,将计算域中所有壁面第一层网格高度从 0.01 mm 减少至 0.006 mm,比较加密前后计算结果。

保持计算设置和边界条件不变,比较发现,加密后泵扬程和扭矩变化均小于 0.5%,可以认为加密网格的影响不明显,同时加密后网格数量增加了 20 万,耗费更多计算资源,因此选用加密前的网格尺度。

2.1 泵的水力性能

在进行泵的水力性能分析时,保持诱导轮间隙不变,仅考虑离心轮前盖板与浮动环间隙变化产生的影响,如表 1 所示。

表 1 计算模型间隙尺寸

Tab. 1 Clearance size of computation models		
模型	诱导轮叶顶间隙/诱导轮壳体半径	离心轮前盖板与浮动环间隙/前盖板半径
模型一	0.017 24	0.006 63
模型二	0.017 24	0.004 42
模型三	0.017 24	0.002 21

图 2, 图 4 及图 5 分别给出了 3 种模型下泵效率、扬程和扭矩随流量的变化关系,图 3 为前盖板泄漏通道泄漏量随流量变化关系。本文提到的泵效率未考虑后浮动环的泄漏损失以及轴承摩擦等机械损失。为方便表示,将流量无量纲化,以设计流量为 1。

泵效率计算方法:

$$\eta = \frac{\dot{m} / \rho^* \Delta p}{T^* \omega} \times 100\% \quad (5)$$

式中, \dot{m} 为质量流量, kg/s ; ρ 为介质密度, kg/m^3 ; Δp 为进出口总压压差, Pa ; T 为扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; ω 为转速, rad/s 。

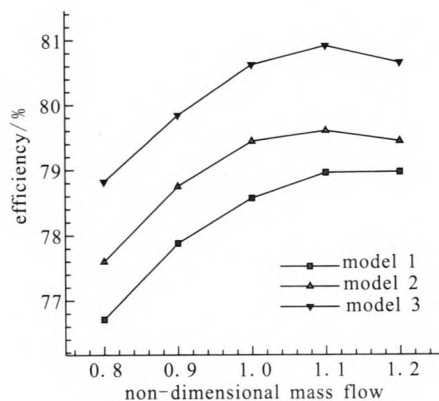


图 2 泵效率随流量变化关系

Fig. 2 Effect of mass flow on efficiency

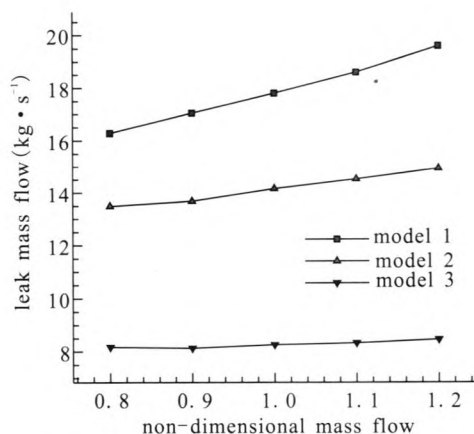


图 3 泄漏通道泄漏量随流量变化关系

Fig. 3 Variation of path leakage with mass flow

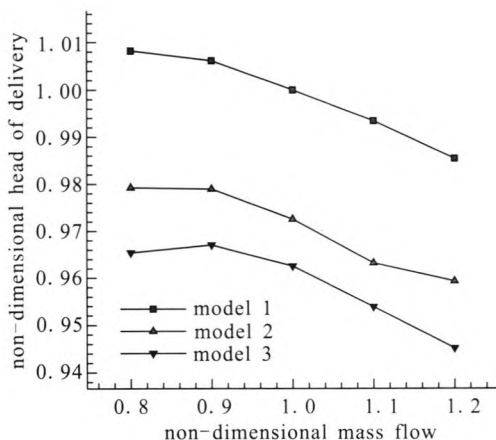


图 4 泵扬程随流量变化关系

Fig. 4 Mass flow versus pump lift

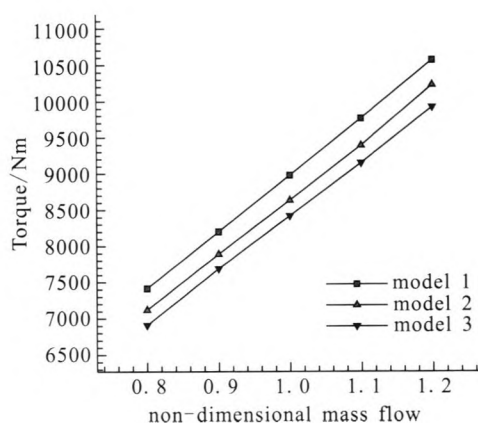


图 5 扭矩随流量变化关系

Fig. 5 Mass flow versus torque

图 2 中, 3 种模型下, 泵效率均在 1.1 倍设计流量出现最大值, 是由于该效率包含了泄漏的影响, 不是纯水力效率。3 种模型下, 泵效率最大值分别为 78.97%, 79.6% 和 80.91%。相同流量下, 泵的效率随间隙的减小明显增加, 模型三与模型一相比最多增加了 2 个百分点。

图 3 中, 3 种模型下, 泄漏量随流量增加而略有增加。相同流量下, 泄漏量随间隙减小而明显减少。图 4 中, 以模型一设计流量下的扬程为 1, 将扬程无量纲化。3 种模型下, 除模型三 0.8 倍设计流量外, 泵扬程均随流量增加而降低。而相同流量下, 泵扬程随间隙的减小而下降, 需结合图 5 来看。图 5 中, 3 种模型下, 扭矩随流量增加而增加, 几乎呈线性关系。相同流量下, 扭矩随间隙减小而减小, 这是由于间隙越小, 离心轮前盖板泄漏通道流量越小, 通过离心轮的实际流量越小, 在转速不变的情况下, 扭矩必然减小, 即输入功率减小了, 虽然效率增加, 但扬程还是呈下降趋势。

从诱导轮吸力面和压力面静压分布可以看出, 诱导轮压力最小值出现在吸力面进口边缘, 表明此处是最易发生汽蚀的地方。这是因为在进口处叶片尚未对流体做功, 而该处位于叶片外缘, 速度较大, 导致该区域静压较低, 可能低于饱和压力而出现汽蚀。如果此处压力过低, 诱导轮中发生汽蚀, 则将在诱导轮外缘产生气泡, 气泡在沿轴向运动的过程中, 由于轮毂侧液体在离

心力作用下向外压,使气泡被控制在外缘局部并在诱导轮内凝结,这样就不会造成流道内堵塞,所以诱导轮可以在一定程度的汽蚀状态下工作。

2.2 泵的抗汽蚀性能

在进行抗汽蚀性能仿真时,去掉了前盖板泄漏通道,仅考虑诱导轮叶顶间隙对汽蚀性能的影响,如表 2 所示。介质为 25 ℃ 的水,饱和压力为 3 574 Pa。

表 2 计算模型间隙尺寸

Tab. 2 Clearance size of computation models

模型	诱导轮叶顶间隙/诱导轮壳体半径
模型一	0.017 24
模型二	0.011 49
模型三	0.005 75

在设计流量下,以无汽蚀结果为初场,加入汽蚀模型,重新进行计算,然后降低入口压力,重复计算,监测入口压力下降对扬程造成的影响。每次计算都以上次的结果为初场。

计算过程中发现,不采用空化模型的计算中连续性方程残差只能达到 1×10^{-4} 左右,而采用空化模型的计算中连续性残差可低于 1×10^{-5} ,这从另一个角度说明应用该空化模型的计算与实际相符^[1]。

汽蚀数的定义如下^[10]:

$$\sigma=\frac{p^*-p_{\text{sat}}}{\frac{1}{2}\rho u^2} \tag{6}$$

式中: σ 为汽蚀数; p^* 为入口总压, Pa; p_{sat} 为给

定温度下的饱和压力, Pa; ρ 为介质密度, kg/m^3 ; u 为诱导轮平均半径处的圆周速度, m/s。

图 6 给出了模型一的汽蚀发展情况。在设计工况 ($\sigma=0.148$) 下,在叶片吸力面前缘已经出现了小空化区,实际上要使诱导轮完全处于非空化状态,进口压力必须非常大,而这在实际工程应用中是没有必要的。随着汽蚀数的进一步减小,空化区域逐步增大,但其趋势并不是覆盖叶片沿径向的整个表面,其特点是在径向扩展速度较慢,而主要以狭长的形式沿周向快速延伸, σ 从 0.148 降至 0.05,空化区域在径向上仅发展到叶片高度的 30%左右,而 σ 继续下降时,汽蚀发展迅速,至 0.014 时,空化区几乎包围了整个叶片进口区域,造成叶片间流道的严重堵塞。

图 7 给出了 3 种模型下的泵汽蚀性能曲线,横坐标为汽蚀数,纵坐标为无量纲扬程。由图 7 可见,3 种模型下,汽蚀数大于 0.02 时,泵的扬程基本不变,而汽蚀数小于 0.02 时扬程则有明显下降,以扬程下降超过 2.5%为压头跌落,则压头跌落时模型一、模型二和模型三对应的汽蚀数分别为 0.014 5, 0.013 3 和 0.012 7,即发生压头跌落时,模型三的人口压力最低,表明间隙越小,泵的抗汽蚀能力越强。

下面从诱导轮和离心轮叶片表面气相份额分布来对 3 种模型进行比较。取汽蚀数为 0.014 5 的结果进行比较。

比较 3 种模型下诱导轮吸力面和压力面的气相份额。在吸力面上,模型一和模型二气相所占比例差不多,模型三则明显少于前两者;在压力面上,气相所占比例则随间隙减小明显减小。定

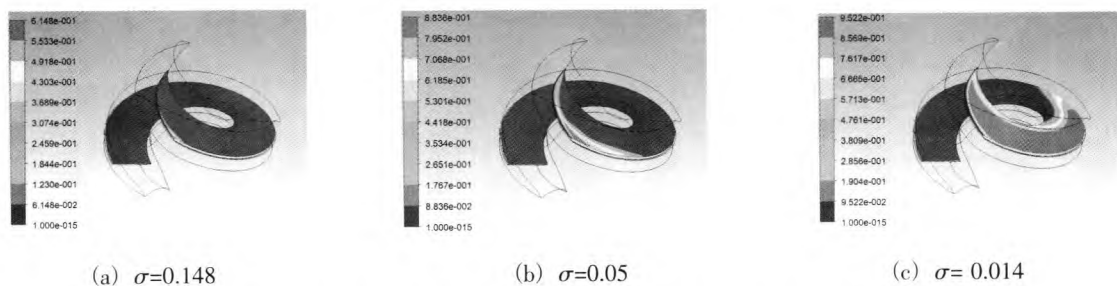


图 6 模型一不同汽蚀数下的诱导轮吸力面气相份额

Fig. 6 Gas phase quotient on suction side for model one of inducer under different cavitation number

量统计汽蚀区域面积占诱导轮叶片面积的比例，得到模型一、模型二和模型三分别为 39.3%、35.6%和 24.1%。另外，气相份额的最大值也随间隙减小而降低，模型一、模型二和模型三分别为 0.952 2、0.950 6 和 0.950 2。值得注意的是，3 种模型下，在诱导轮压力面出口附近靠近轮毂的区域，也出现了汽蚀。分析原因如下：虽然该处位于压力面且在出口附近，已有一定压头，但同时该处靠近离心轮，诱导轮和离心轮的安装位置关系可能导致该区域产生回流，进而使该区域静压降低。对比 3 个模型仍然可发现，随诱导轮叶顶间隙的减小，出口附近的汽蚀面积明显减少。

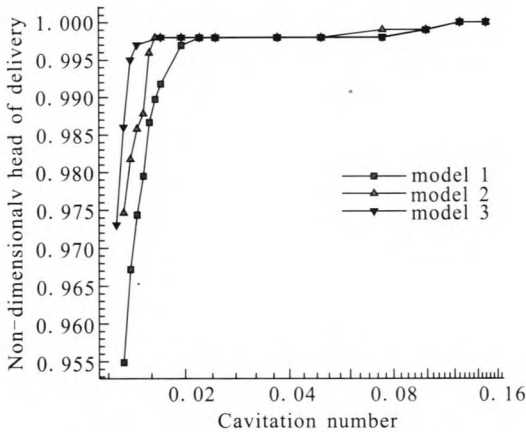


图 7 3 种模型下的汽蚀性能曲线

Fig. 7 Cavitation performance curves of three different models

比较 3 种模型下的诱导轮出口静压，如表 3 所示。

表 3 3 种模型诱导轮后静压比较

Tab. 3 Comparison of static pressure on back of inducer for three models

项目	模型一	模型二	模型三
诱导轮后静压/MPa	0.07	0.11	0.27

间隙越小，则诱导轮出口即离心轮入口静压越高，离心轮发生汽蚀的可能性越小。进一步比较离心轮叶片表面汽蚀情况。

图 8 给出了 3 种模型下离心轮吸力面气相份额云图。

由图 8 可知，模型一、模型二和模型三的离心轮吸力面气相份额依次明显降低，气相份额最大值也依次降低，分别为 0.976 8、0.976 1 和 0.974 5。定量统计汽蚀区域面积占离心轮叶片面积的比例，得到模型一、模型二和模型三分别为 21.8%，18.1%和 10.5%。可见，随着间隙减小，离心轮的抗汽蚀性能得到了提高。

图 9 分别给出了 3 种模型下的诱导轮中截面流线和速度矢量图。由流线图可见，由于诱导轮压力面与吸力面存在压差，导致在沿轴向的每个叶顶间隙内有回流现象出现，但由于靠近进口的间隙两侧压差最大，因此回流也最明显。从模型一到模型三，随着叶顶间隙的减小，进口回流区域减小。从速度矢量来看，回流处的最大速度也随间隙减小呈下降趋势，间接表明了泄漏流量的减少，回流强度减弱，能量损耗减少。

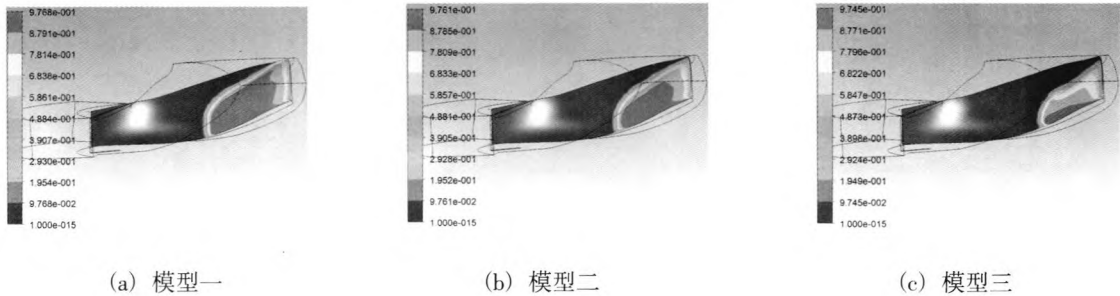


图 8 离心轮吸力面气相份额

Fig. 8 Gas phase quotient on suction side of centrifugal wheel

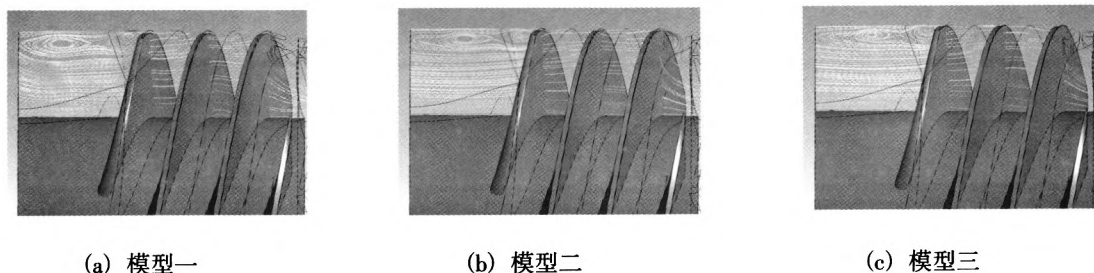


图9 诱导轮中截面流线

Fig. 9 Streamline in cross-section of inducer

3 结论

本文对某氧化剂泵进行了流场仿真计算, 获得了诱导轮叶顶间隙、离心轮前盖板与浮动环间隙等关键尺寸对泵水力性能和抗汽蚀性能的影响规律, 并从压力分布、叶片表面气相份额分布以及间隙导致的回流流线分布等方面详细分析了诱导轮叶顶间隙尺寸对泵抗汽蚀性能产生影响的机理。泵的抗汽蚀性能随诱导轮叶顶间隙减小而提高的原因在于: 叶顶回流强度减弱导致能量损失减少, 离心轮入口静压升高。

参考文献:

- [1] 陈晖, 张恩昭, 黄智勇, 等. 高速诱导轮三维空化内流场计算[J]. 水泵技术, 2006 (5): 14-18, 25.
- [2] 陈晖, 李斌, 张恩昭, 等. 液体火箭发动机高转速诱导轮旋转空化[J]. 推进技术, 2009, 30(4): 390-395.
- [3] 唐飞, 李家文. 诱导轮平面叶栅汽蚀不稳定现象的数值分析[J]. 火箭推进, 2011, 37(1): 34-39.
- [4] 崔宝玲. 高速诱导轮离心泵的理论分析与数值模拟[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [5] 赵瑞. 高速诱导轮离心泵的数值模拟与试验研究[D]. 杭州: 江理工大学, 2009.
- [6] 郭晓梅, 李映, 崔宝玲, 等. 前置不同诱导轮高速离心泵旋转空化特性研究[J]. 航空学报, 2013, 34(7): 1572-1581.
- [7] 李强, 楚武利, 吴艳辉, 等. 叶顶间隙对离心泵性能影响的数值模拟研究[J]. 计算机仿真, 2008, 25(12): 230-234.
- [8] 梁开洪, 张克危, 许丽. 轴流泵叶顶间隙流动的计算流体动力分析[J]. 华中科技大学学报, 2004, 32(9): 36-38.
- [9] 牛凯斌. 离心泵诱导轮入口回流空化的数值研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2010.
- [10] 奥夫相尼科夫, 博罗夫斯基. 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M]. 任汉芬, 夏德新, 译. 北京: 中国航天工业总公司第十一研究所(京), 1999.

(编辑: 马 杰)