

水气最大密度比对轴流泵空化计算的影响*

施卫东 张光建 张德胜 徐焰栋

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 利用商业软件 CFX 的二次开发技术, 将滤波器湍流模型 (FBM) 耦合进软件, 并结合均相流空化模型对轴流泵在不同工况下的空化流场进行数值计算, 分析了空化模型中的水气最大密度比对轴流泵空化特性计算的影响, 并与实验结果进行对比。结果表明: 基于 RNG $k-\varepsilon$ 的 FBM 湍流模型能够较准确地预测轴流泵的外特性; 在 3 种工况下 (320、392、480 m³/h), 采用真实水气密度比 43 197 得到的临界汽蚀余量与默认值 1 000 相比更接近实验值, 相对误差分别为 1.93%、4.73% 和 8.09%; 随着最大密度比的提高, 计算出的空泡面积、空泡含气率和叶顶泄漏涡作用范围也随之增大, 这是导致预测的临界汽蚀余量产生差异的原因。

关键词: 轴流泵 空化 最大密度比 滤波器模型

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0065-06

引言

轴流泵在我国南水北调工程、大中型泵站、船舶喷水推进和潜艇水下导弹发射装置等国家重大战略工程上具有广泛的应用^[1]。当流体压力低于工作温度下的气化压力时, 泵内就会产生空化现象。空化不仅会导致轴流泵水力性能明显下降, 还会产生振动、噪声和损坏轴流泵过流部件等一系列不利现象^[2]。因此有必要对泵空化的机理进行研究, 以找到有效控制手段来降低空化对水力机械的影响。随着计算流体力学的迅速发展, 采用数值方法研究空化流已成为一种趋势^[3-7]。空化数值计算的关键在于建立合适的湍流模型和空化模型。王国玉等^[8]评价了不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用, 发现滤波器湍流模型 (FBM) 可以提高轴流泵非设计工况下的预测精度。考虑到水气混合物的可压缩性和空化流对湍流的影响, 文献[9-11]对常规双方程湍流模型作了一些修正, 得到了与实验较为吻合的空化数值结果。刘厚林^[12]比较了 3 种输运类空化模型在离心泵空化流模拟中的适用性, 发现空化模型对计算精度有较大影响。Morgut^[13]在研究水翼片状空化时发现, CFX 中空化模型的默认值会低估空化的发展, 而通过修改蒸发凝结系数可有效改善预测结果。宋宇等^[14-15]指出在空化模型中, 空泡半径与不溶性气体的质量分数等空化模型参数对

计算结果有着重要的影响。

本文采用基于 RNG $k-\varepsilon$ 的 FBM 湍流模型和 CFX 默认的 Zwart 空化模型对轴流泵在不同工况下的空化流场进行全流道数值计算, 并分析 Zwart 空化模型中的水气最大密度比对计算结果的影响。

1 控制方程及数值方法

1.1 控制方程

在 CFX 中采用均相流模型假定, 因此混合相中各组分具有相同的速度场和压力场, 混合相的质量和动量方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

式中 u_i, u_j, u_k ——方向 i, j, k 上的瞬时速度

p ——静压 t ——时间

μ ——混合物动力粘度

μ_t ——湍流粘度 ρ ——混合物的密度

δ_{ij} ——克罗内克数

混合物的密度 ρ 定义为

$$\rho = \rho_l \alpha_l + \rho_v (1 - \alpha_l) \quad (3)$$

收稿日期: 2013-07-27 修回日期: 2013-08-23

* 国家自然科学基金资助项目(51109093)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 施卫东, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

式中 ρ_l ——液相密度 ρ_v ——气相密度
 α_l ——液相体积分数

1.2 基于 RNG $k-\varepsilon$ 的 FBM 湍流模型

FBM 模型是 Johansen^[16] 等在标准 $k-\varepsilon$ 模型基础上提出的一种桥接 RANS 和 LES 的混合模型。通过滤波函数,FBM 模型对不同尺度的湍流采用不同的计算方法,大大提高了对多尺度湍流问题(如空化流问题)求解的准确度。考虑到 RNG $k-\varepsilon$ 模型较标准 $k-\varepsilon$ 模型对湍流各向异性的修正,本文将 FBM 模型建立在 RNG $k-\varepsilon$ 模型基础上,其基本控制方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \varepsilon$$
(4)

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$
(5)

式中, k, ε 分别为湍动能和湍流耗散率, G_k 为湍动能生成项, 模型常数为: $C_{\varepsilon 1} = 1.42, C_{\varepsilon 2} = 1.68, \sigma_k = \sigma_\varepsilon = 0.7176$ 。

湍流粘度定义为

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} f_{FBM}$$
(6)

式中, C_μ 为模型系数, 通常取 0.085, f_{FBM} 为滤波函数, 其大小由滤波尺寸 Δ 与湍流尺度 $k^{3/2}/\varepsilon$ 的比值决定, 具体表达式为

$$f_{FBM} = \text{Min} \left(1, C_3 \frac{\Delta \varepsilon}{k^{2/3}} \right)$$
(7)

式(7)中, $C_3 = 1.0$ 。加入滤波函数后, 当湍流尺度小于滤波器尺寸时, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型。当湍流尺度大于滤波器尺寸时, 湍流粘度表达式为

$$\mu_t = \rho C_\mu C_3 \Delta k^{1/2}$$
(8)

此时 FBM 模型类似于单方程的大涡模拟。

为了保证滤波过程的实现, 所选取的滤波尺寸应不小于滤波计算区域的网格大小, 计算中的滤波器尺寸取为 $\Delta = 1.05L$ (L 是加密区网格的最大尺度)。

1.3 空化模型

空化模型是描述液相与气相之间相互转化的数学模型。本文计算采用 CFX 自带的 Zwart 空化模型, 该模型是基于简化的单个空泡的 Rayleigh-Plesset 方程提出来的。为了保证空化数值计算的稳定性, 在 CFX 中引入了一个最大密度比 $\rho_l/\rho_{v,clip}$ 来控制气相的密度。需要指出的是在空化源项中, 气体密度仍采用真实的物理密度。气体体积分数 α_v

的控制方程为

$$\frac{\partial \rho_{v,clip} \alpha_v}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_{v,clip} \alpha_v u_j)}{\partial x_j} = m$$
(9)

$$m = \begin{cases} -F_e \frac{3r_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2p_v-p}{3\rho_l}} & (p < p_v) \\ F_c \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2p-p_v}{3\rho_l}} & (p > p_v) \end{cases}$$
(10)

其中, p_v 为水的气化压力, m 为空化源项, 控制气相与液相之间的质量传递速率, $\rho_{v,clip}$ 为根据最大密度比计算出的气体密度。经验常数分别为: 蒸发系数 $F_e = 50$, 凝结系数 $F_c = 0.01$, 气核的体积分数 $r_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$, 空泡半径 $R_B = 10^{-6}$ 。

为了表示最大密度比 $\rho_l/\rho_{v,clip}$ 对空化速率的影响, 对式(9)进行处理, 将 $\rho_{v,clip} = \frac{\rho_l}{\rho_v} \rho_v$ 代入式(9)

$$\frac{\partial \rho_v \alpha_v}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_v \alpha_v u_j)}{\partial x_j} = m^*$$
(11)

变形得到

$$m^* = \frac{\rho_{v,clip}}{\rho_v} m$$
(12)

由式(12)可知, 空化质量传递速率与最大密度比密切相关, 不同的取值将会对空化区域混合物的可压缩性和水气转变速率产生影响。

为了说明最大密度比对空化计算的影响, 对绕 8° 攻角的 Clark-y 型水翼的片状空化进行研究, 计算中的工况设置与 Wang^[17] 等的实验研究一致, 其中空化数 $\sigma = 1.4$ 。Morgut^[13] 等在研究水翼片状空化时发现, CFX 中空化模型的默认值会低估空化的发展, 计算出的空泡长度和含气率与实验值相比偏小。图 1 给出了片状空泡形态, 图 2 使用压力系数 $-C_p$ 表示了翼型吸力面上的压力分布 ($-C_p = (p_{out} - p)/(0.5\rho_l U_{in}^2)$), 其中 p_{out} 为翼型的出口背压, U_{in} 为入流速度。当最大密度比由默认值 1 000 提高到真实密度比 43 197 ($\rho_l = 997 \text{ kg/m}^3, \rho_v = 0.02308 \text{ kg/m}^3$) 时, 预测的空泡含气率有了较大的提高, 空泡主体部分的含气率在 0.9 以上, 空泡长度由 0.24C 增加到 0.42C (图 2 中 C 为水翼弦长, x 为翼形表面位置), 与实验值 0.4C 基本吻合。可见最大密度比对空化计算的准确性有着重要影响。

1.4 计算网格和边界条件

本文的研究对象为南水北调工程天津同台实验

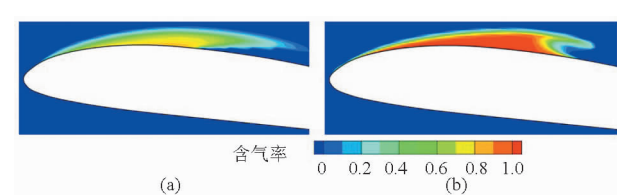


图 1 不同最大密度比得到的空泡形态

Fig.1 Calculated cavity shape with different $\rho_l/\rho_{v,clip}$

(a) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 1\ 000$ (b) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 43\ 197$

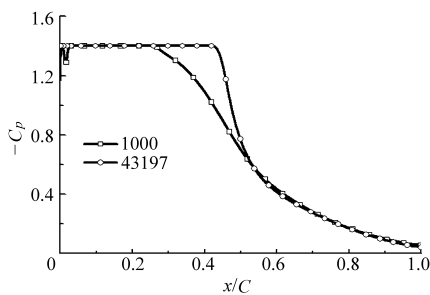


图 2 翼型吸力面上的压力分布

Fig.2 Pressure distributions along the suction surface of hydrofoil

的 TJ04-ZL-02 号的模型缩放泵,其基本参数为:叶轮直径 $D = 200\text{ mm}$,叶片数 $Z_i = 4$,导叶叶片数 $Z_d = 7$,转速 $n = 1\ 450\text{ r/min}$,设计流量 $Q = 392\text{ m}^3/\text{h}$ 。模型泵计算区域按照实验系统设置,全流场的三维实体布置如图 3 所示。通过 ICFM 软件对计算域进行六面体结构化网格划分,在水力核心部件叶轮和导叶处进行局部网格加密处理,最终得到的网格数为 2 772 265,模型泵主要部件的网格如图 4 所示。

数值计算的边界条件根据实际实验条件进行设置,泵进口采用总压进口,出口采用质量流量出口,壁面采用光滑无滑移壁面,参考压力为 101 325 Pa,以 stage 模式处理动静交界面数据传递,设置收敛精度为 10^{-4} ,且泵扬程趋于恒定时,计算收敛。

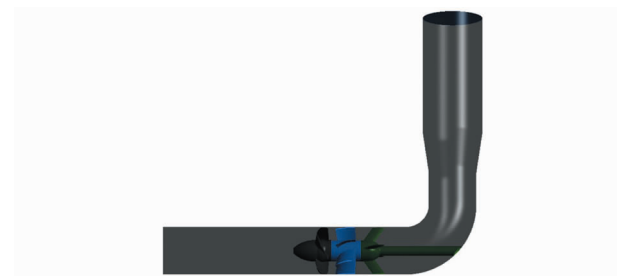


图 3 模型泵的计算区域

Fig.3 Computational domain of model pump

2 结果与分析

2.1 无空化时的数值方法验证

通过商业软件 CFX 的二次开发技术,利用基于 RNG $k-\varepsilon$ 的 FBM 湍流模型对模型泵无空化时的全流场进行模拟,计算得到的外特性曲线与实验值对

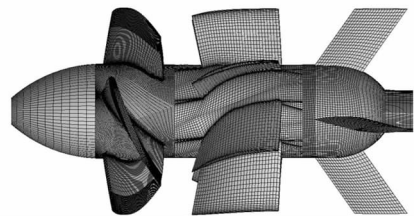


图 4 模型泵主要部件的网格

Fig.4 Structured grids of the pump

比如图 5 所示。从图中可以看出,FBM 湍流模型计算得到的流量扬程曲线与实验值的变化趋势是基本一致的。在最优点工况时 ($Q = 392\text{ m}^3/\text{h}$),预测扬程与实验值吻合较好,相对误差为 4.6%,在偏离最优点的小流量工况下 ($Q = 275\text{ m}^3/\text{h}$),扬程误差最大,达到 9.8%。对比结果表明数值计算较好地反映了模型泵的能量特性,本文采用的湍流模型、计算网格和数值计算方法是可行的。

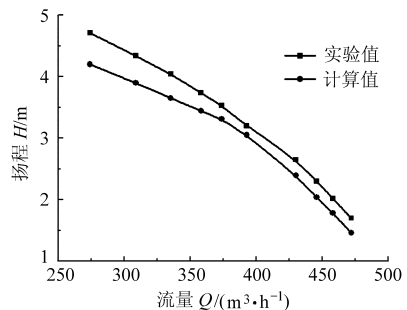


图 5 无空化时外特性预测值与实验值对比

Fig.5 Comparison of predicted and experimental values of output characteristic at non-cavitation conditions

2.2 最大密度比对轴流泵空化性能预测的影响

模型泵的空化实验在江苏大学轴流泵闭式实验台上进行,采用真空泵对稳压罐进行抽真空的方法降低模型泵的进口压力,使模型泵逐渐发生空化。随着空化的发展,空泡逐渐堵塞流道,造成扬程的下降。在某一固定工况下,规定模型泵扬程下降 3% 时的有效汽蚀余量 N 为此工况下的临界汽蚀余量 N_c ,其中有效汽蚀余量 N 定义为

$$N = (p_{in} - p_{va}) / (\rho g) + v_s^2 / (2g) \quad (13)$$

式中 p_{in} ——泵进口压力,Pa

p_{va} ——介质工作温度下的饱和蒸汽压力,Pa

v_s ——泵进口速度

图 6 给出了不同最大密度比 $\rho_l/\rho_{v,clip}$ 计算得到的模型泵空化特性曲线,并与实验值进行了对比。从图中可以看出,在不同的工况下(流量 Q 为 320、392、480 m^3/h),数值计算能够预测有效汽蚀余量 N 减小到一定程度时模型泵扬程急剧下降这一过程,且下降趋势与实验基本一致,但还存在一定的差异,在 3 种工况下,计算出的空化特性曲线与实验值相比,下降过程均显示出一定的滞后性,即计算会低估

空化的发展。

从表 1 所列的临界汽蚀余量 N_c 对比中可以看出,当最大密度比采用 CFX 默认的 1 000 时,预测的临界汽蚀余量 N_c 与实验值偏差较大,相对误差分别为 6.35%、8.91% 和 13.48%。导致这些差异的原因很大程度上是来自 CFX 对空化计算的处理上,为了数值计算的稳定,CFX 中忽略了气液相之间的相对速度和相变的热效应,并对实际空化中剧烈的密度变化作了限制,即规定气液相间的最大密度比 $\rho_l/\rho_{v,clip} = 1\,000$,这种处理对于具有强非定常特性的云空化计算是必要的,而在泵空化特性曲线的计算

中,泵内的主要空化形式为准稳态的片状空化,空泡形态随时间变化不明显,可近似采用定常计算研究。当最大密度比被限制为 1 000 时,水气之间的质量传递速率减小,从而低估了空化的发展程度。随着密度比的增大,预测精度会随之提高。当将最大密度比提高到真实值 43 197 时,数值稳定性仍能够保证,且预测出的临界汽蚀余量 N_c 的精度较 1 000 时有了很大程度的提高,相对误差分别为 1.93%、4.73% 和 8.09%。可见在泵空化特性的计算中,最大密度比采用真实值时能够提高临界汽蚀余量 N_c 的预测精度,正确反映空化的发展。

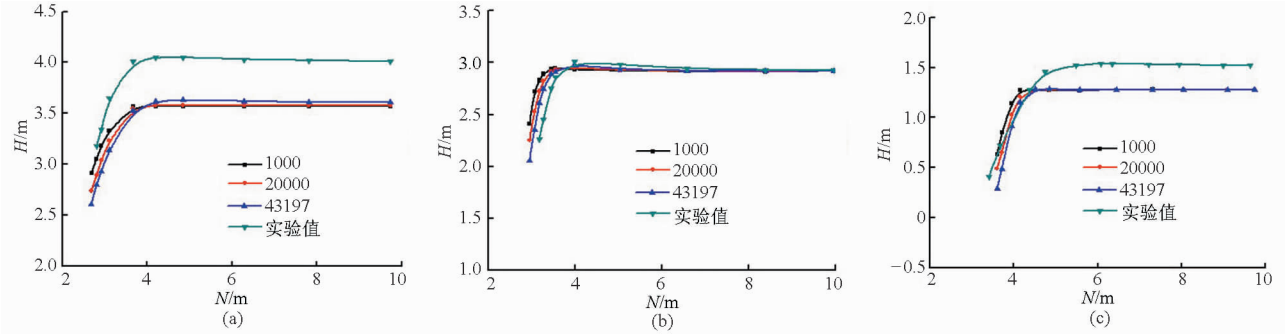


图 6 不同最大密度比计算的空化特性曲线与实验值对比

Fig.6 Comparison of predicted values with different density ratios and experimental data

(a) $Q = 320\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $Q = 392\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $Q = 480\text{ m}^3/\text{h}$

表 1 计算与实验的临界汽蚀余量 N_c 对比

Tab.1 Comparison of predicted and experimental critical N_c

流量 $Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	N_c 实验值/m	最大密度比 1 000		最大密度比 20 000		最大密度比 43 197	
		N_c 计算值/m	相对误差/%	N_c 计算值/m	相对误差/%	N_c 计算值/m	相对误差/%
320	3.62	3.39	6.35	3.51	3.04	3.55	1.93
392	3.59	3.27	8.91	3.36	6.41	3.42	4.73
480	4.82	4.17	13.48	4.31	10.58	4.43	8.09

2.3 叶轮内空泡分布情况

选取 $Q = 392\text{ m}^3/\text{h}$, $N = 3.42\text{ m}$ 的计算结果进行分析。图 7 为轴流泵不同圆柱截面 r/R (r 为圆柱截面半径, R 为叶轮外径) 上单个叶片内空泡的分布情况,图 8 给出了使用不同 $\rho_l/\rho_{v,clip}$ 计算得到的圆柱截面上空泡面积沿径向 r/R 的分布规律,其中空泡面积定义为

$$S_{cav} = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i \tag{14}$$

式中, n 为面网格数目, α_i 为每个面网格中气体的体积分数, S_i 为每个面网格的面积。由图中可以看出,空泡面积的最大值出现在近轮缘处,由于叶顶间隙的存在,叶顶泄漏流与主流发生卷吸作用,形成叶顶泄漏涡,涡核低压区诱导了空化的发生,使得近轮缘处空泡面积急剧增加。在不受泄漏涡影响的区域,空泡呈现出稳定的片状空化形态。不同最大密度比对计算出的空泡面积沿径向 r/R 的变化规律几乎没有影响,

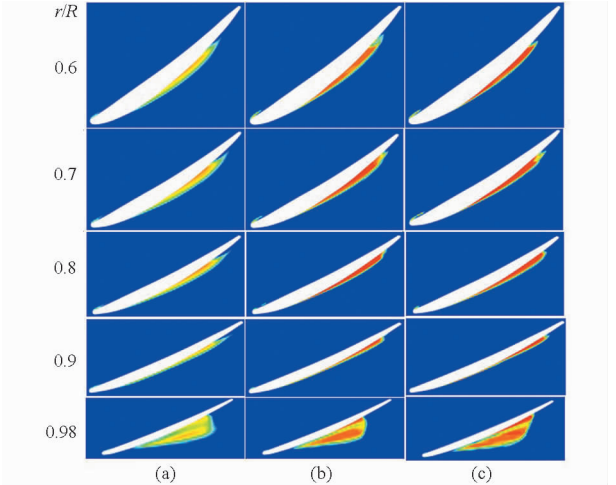


图 7 不同圆柱截面上空泡体积分数分布

Fig.7 Distributions of vapor volume fraction at different circular cross-sections

(a) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 1\,000$ (b) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 20\,000$ (c) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 43\,197$

不同之处在于,随着最大密度比的提高,空泡内的含

气率显著增加,当最大密度比为 43 197 时,空泡主体部分几乎由纯气体组成,特别是在叶顶泄漏涡区域,空泡面积增加幅度较大。可见,随着水气密度比的提高,相间的质量传递速率增加,空泡面积也会随之增大。最大密度比被限制为 1 000 时预测出的较小空泡面积是导致扬程下降滞后的重要原因。

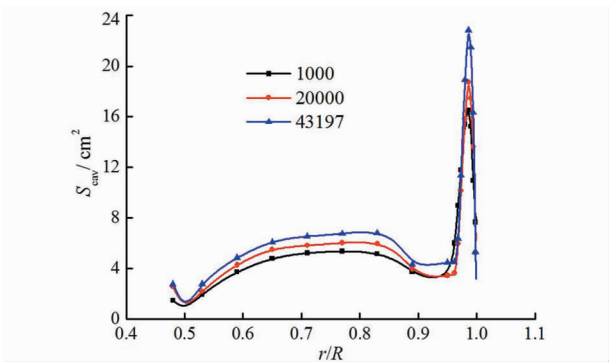


图 8 空泡面积沿径向分布规律

Fig. 8 Radial distribution of cavitation area

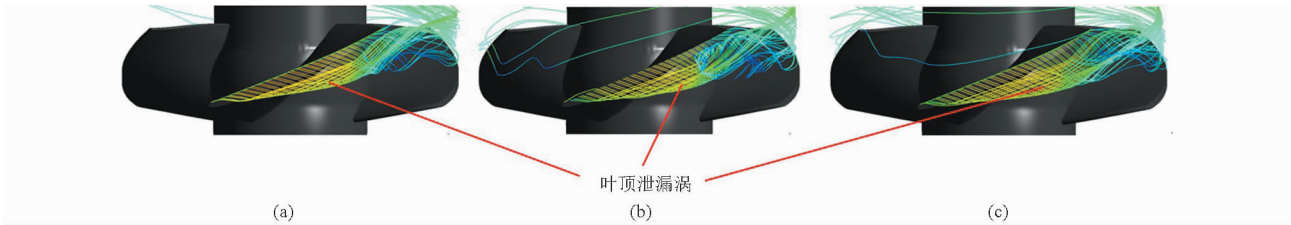


图 9 不同最大密度比计算出的叶顶泄漏涡区域

Fig. 9 Calculated ranges of tip leakage vortex at different density ratios

(a) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 1\,000$ (b) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 20\,000$ (c) $\rho_l/\rho_{v,clip} = 43\,197$

3 结论

- (1) 基于 RNG $k-\varepsilon$ 的 FBM 湍流模型能够较准确地预测轴流泵的外特性,扬程相对误差均在 10% 之内,验证了本文所使用数值方法的可靠性。
- (2) 水气最大密度比对空化计算的准确性有着重要影响。在轴流泵空化特性的计算中,最大密度比采用真实值 43 197 时在 3 种工况下 ($Q = 320、392、480\text{ m}^3/\text{h}$) 得到的临界汽蚀余量 N_c 与 1 000 相

2.4 最大密度比对叶顶泄漏涡的影响

叶顶区域的泄漏涡空化也是导致轴流泵性能下降的重要原因之一。图 9 表示了 $Q = 392\text{ m}^3/\text{h}, N = 3.42\text{ m}$ 时的最大密度比对泄漏涡计算的影响,泄漏涡的形成用从叶顶间隙内引出的流线来表示。从图中可以看出,叶顶泄漏流与主流相互作用,在叶片流道内卷吸成明显的泄漏涡区域,当涡核压力低于气化压力时,轮缘区域就会形成泄漏涡空化。不同于叶片背面的附着型片状空化,泄漏涡空化一旦形成,即使流体流动到压力较高的区域,流体内的旋转角动量也会使空泡不会立即溃灭,从而扩大了泄漏涡空化的作用范围。最大密度比为 43 197 计算的泄漏涡区域与 1 000 相比,范围更大且延伸距离长,因而能形成更大的空化面积,这与图 8 的结果是一致的。可见,最大密度比对泄漏涡空化的影响也是导致预测 N_c 差异的一个重要原因。

- 比更为接近实验值,相对误差分别为 1.93%、4.73% 和 8.09%。
- (3) 随着水气最大密度比的提高,相间的质量传递速率增加,空泡面积和含气率也随之增大。
- (4) 叶顶区域的泄漏涡空化是导致轴流泵性能下降的重要原因之一。最大密度比为 43 197 计算的泄漏涡区域与 20 000 和 1 000 相比,范围更大且延伸距离长,能形成更大的空化面积,从而导致了 N_c 的预测差异。

参 考 文 献

1 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京: 宇航出版社, 2009.

2 潘中永. 泵空化基础[M]. 镇江: 江苏大学出版社, 2013.

3 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 Fluids Engineering, 2011, 133(1): 1–14.

4 Biluš I, Predin A. Numerical and experimental approach to cavitation surge obstruction in water pump[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2009, 19(7): 818–834.

5 杨正军, 王福军, 刘竹青, 等. 基于 CFD 的轴流泵空化特性预测[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 11–15.

Yang Zhengjun, Wang Fujun, Liu Zhuqing, et al. Prediction of cavitation performance of axial-flow pump based on CFD[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2011, 29(1): 11–15. (in Chinese)

6 Leroux J B, Coutier-Delgosha O, Astolfi J A. A joint experimental and numerical study of mechanisms associated to instability of partial cavitation on two-dimensional hydrofoil[J]. Physics of Fluids, 2005, 17(5): 052101.

- 7 吴光焱,杨敏官,康灿. 轴流泵叶轮内空化的数值模拟与实验研究[J]. 中国机械工程,2010,21(18):2229-2232.
Wu Guangyan, Yang Minguan, Kang Can. Numerical simulation and experimental study of cavitation in axial-flow pump impeller [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 21(18): 2229-2232. (in Chinese)
- 8 王国玉,霍毅,张博. 湍流模型在轴流泵性能预测中的应用与评价[J]. 北京理工大学学报,2009,29(4):309-313.
Wang Guoyu, Huo Yi, Zhang Bo. Evaluation of turbulence models for predicting the performance of an axial flow pump [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2009, 29(4): 309-313. (in Chinese)
- 9 Coutier-Delgosha O, Fortes-Patella R, Reboud J L. Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 38-45.
- 10 Ji B, Luo X W, Wu Y L, et al. Unsteady cavitating flow around a hydrofoil simulated using the partially-averaged Navier-Stokes model[J]. Chinese Physics Letters, 2012, 29(7): 076401-1/5.
- 11 黄彪,王国玉,张博. 采用分段湍流模式研究绕水翼的空化流动[J]. 应用力学学报,2010,27(2):250-257.
Huang Biao, Wang Guoyu, Zhang Bo. Unsteady cavitating flow based on the hybrid turbulence model[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2010, 27(2): 250-257. (in Chinese)
- 12 刘厚林,刘东喜,王勇,等. 三种空化模型在离心泵空化流计算中的应用评价[J]. 农业工程学报,2012,28(16):54-59.
Liu Houlin, Liu Dongxi, Wang Yong, et al. Applicative evaluation of three cavitating models on cavitating flow calculation in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(16): 54-59. (in Chinese)
- 13 Morgut M, Nobile E, Biluš I. Comparison of mass transfer models for the numerical prediction of sheet cavitation around a hydrofoil[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2011, 37(6): 620-626.
- 14 宋宇,曹树良. 考虑不可凝结气体的空化流模型及数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(1):1-5.
Song Yu, Cao Shuliang. Cavitation model with non-condensable gas effect and its numerical simulation[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 1-5. (in Chinese)
- 15 黄彪,王国玉,袁海涛. 空化模型中的相关参数对非定常空化流动计算的影响[J]. 中国科技论文在线精品论文,2010,3(14):1430-1435.
Huang Biao, Wang Guoyu, Yuan Haitao. Analysis of the influence of experience constants in cavitation models for cavitation flow computations[J]. Sciencepaper Online, 2010, 3(14): 1430-1435. (in Chinese)
- 16 Johansen S T, Wu J Y, Shyy W. Filter-based unsteady RANS computations[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004, 25(1): 10-21.
- 17 Wang G Y, Senocak I, Shyy W, et al. Dynamics of attached turbulent cavitating flows[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2001, 37(6): 551-581.
- 18 施卫东,吴苏青,张德胜,等. 叶片数对高比转数轴流泵空化特性的影响[J]. 农业机械学报,2013,44(11):72-77.
Shi Weidong, Wu Suqing, Zhang Desheng, et al. Effects of number of blades on cavitation of high specific speed axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72-77. (in Chinese)
- 19 张德胜,王海宇,施卫东,等. 不同空化数下轴流泵叶顶间隙区空化特性[J]. 农业机械学报,2014,45(2):115-121.
Zhang Desheng, Wang Haiyu, Shi Weidong, et al. Tip clearance cavitation characteristics in axial flow pump under different cavitation numbers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 115-121. (in Chinese)

Effect of the Maximum Density Ratio between Liquid and Vapor on Cavitating Simulation of Axial-flow Pump

Shi Weidong Zhang Guangjian Zhang Desheng Xu Yandong

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The filter-based model (FBM), which was introduced into CFX by user defined subroutine, and a homogeneous cavitation model was used to calculate cavitating flow of the axial-flow pump at different conditions. The effect of a maximum density ratio between liquid and vapor in the cavitation model on cavitation characteristic simulation was investigated. The results compared with experimental data show that the FBM based on RNG $k-\varepsilon$ model can predict the external characteristic of axial-flow pump well. The critical NPSHs predicted by the true density ratio 43 197 at three different conditions ($Q=320, 392, 480 \text{ m}^3/\text{h}$) are closer to experimental values than the default 1 000 and the relative errors are 1.93%, 4.73% and 8.09% respectively. With the increasing of maximum density ratio, the calculated vapor area, vapor volume fraction and the range of tip leakage vortex increase as well. This may be the cause of different predicted critical NPSHs.

Key words: Axial-flow pump Cavitation Maximum density ratio Filter-based model