doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.03.007

离心泵空化流动数值计算*

王维军[1]　王　洋[1]　刘瑞华[2]　黎义斌[3]　印　刚[1]　李贵东[1]

(1.江苏大学流体机械工程技术研究中心,镇江 212013;2.中国能源建设集团江苏省电力建设第三工程公司,镇江 212013;
3.兰州理工大学能源与动力工程学院,兰州 730010)

摘要:为了研究离心泵内部复杂的三维空化特性,采用改进的空化模型和湍流模型中的 Standard $k-\varepsilon$ 模型和修正的 RNG $k-\varepsilon$ 模型,对离心泵内部有、无空化流动进行了计算和分析,得到了设计工况下初生空化、发展空化和严重空化时叶片吸力面和压力面上的压力,并与无空化做了对比,提出了空化初生判定准则,系统划定了离心泵的空化区域。结果表明,随着进口压力的降低,空泡首先出现在叶片进口的吸力面,然后沿着叶片型线运动,形成附着空泡,进而空泡尾迹脱离主流,偏向压力面,堵塞部分流道,最终占据全部流道,使液流断裂;设计工况下初生空化数($\sigma=0.306\,7$)和严重空化数($\sigma=0.028\,1$)相差一个数量级;从叶轮子午面上看,空泡首先在靠近后盖板处出现,逐步向前盖板运动,并附着在前盖板圆弧附近;离心泵空化细分为初生空化、临界空化、发展空化、完全空化、断裂空化 5 个空化过程。

关键词:离心泵　空化　多相流　初生空化　数值计算

中图分类号:TH311　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2014)03-0037-08

引言

空化[1]是液体特有的流动现象,当液流中的局部压力低于相应温度下的饱和蒸气压时,液流在压力作用下汽化并快速发展,然后跟随主流在流经高压区时收缩和溃灭。空化初生、发展及断裂是空化的 3 个重要阶段。

近些年,离心泵内空化产生、发展机理一直是国内外学者们的研究热点。李军等[2]基于雷诺平均的 N-S 方程和液相、气相界面跟踪方法模拟了离心泵空化系数为 0.07,流量系数接近临界流量系数时,离心泵水力性能突然下降特性。罗先武等[3]基于 VOF 空化模型对锅炉给水泵全流道进行了空化湍流计算,发现叶片进口位置影响离心泵的空化性能。杨孙圣等[4]通过对比转数为 191 的离心泵空化性能计算,得到了空化时离心泵内部温度分布和气-液两相分布规律。王勇等[5]采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、均质多相模型和 Rayleigh-Plesset 方程,对一比转数为 94 的离心泵在不同工况下其内部的空化特性进行数值模拟,分析了不同空化状态下叶轮中间流面内的空泡分布和叶片中间流线上的载荷特性。Dupont[6]采用 Navier-Stokes 方程预测了涡轮泵诱导轮中三维稳态及其非稳态的空泡流动。Medevitz[7]应用时均的两相流 Navier-Stokes 方程对离心泵的非定常空化进行了计算,预测了泵空化时的水力性能。Coutier[8]采用基于空化过程的三维时均的 Navier-Stokes 方程计算了离心泵内部空化流动,分析了泵内空化类型、空泡结构等。

但是,离心泵中的空化演变十分复杂,仍然有待进一步研究,本文采用改进的空化模型和修正的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对比转数为 93 的离心泵内部空化演变过程进行数值计算,探索初生空化、发展空化及断裂空化之间的关系,划分泵内空化区域。

1　模型泵

离心泵设计参数:流量 $Q_d=50\ m^3/h$,扬程 $H=32\ m$,转速 $n=2\,900\ r/min$,比转数 $n_s=93$。泵水力参数:$D_1=75\ mm$,$D_2=170\ mm$,$b_2=13\ mm$,叶片数 $Z=5$,$D_3=174\ mm$,$b_3=25\ mm$,采用悬臂式结构设计。运用 Pro/E 软件对模型泵流道进行三维造型,为了保证离心泵入口速度均匀分布,为减少边界条件设置对流场造成的影响,将叶轮进口段和蜗壳出口段分别进行延长处理,进口段、叶轮和蜗壳如图 1 所示。

收稿日期:2013-04-28　修回日期:2013-06-03

*"十二五"国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01)、江苏高校优势学科建设工程资助项目和江苏省研究生培养创新工程资助项目(CXLX13_662)

作者简介:王维军,博士生,主要从事流体机械及工程研究,E-mail:wwjjsdx@126.com

通讯作者:王洋,研究员,博士生导师,主要从事流体机械及工程研究,E-mail:pgwy@ujs.edu.cn

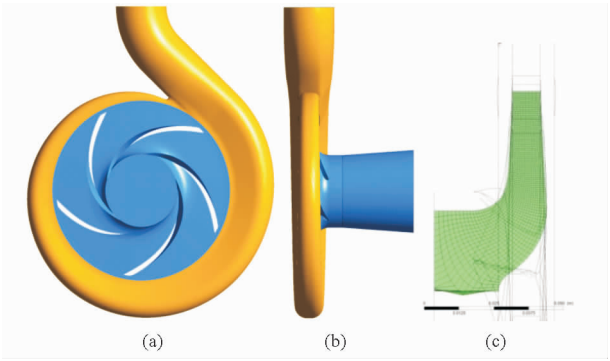

图 1 计算模型和子午面

Fig. 1 Pump model and meridian plane

(a) 正视图 (b) 侧视图 (c) 轴面投影图

2 物理模型

2.1 多相流模型

通过均相流动方法建立两相流模型,离心泵内多相流连续性方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{V}_m) = 0 \tag{1}$$

其中 $\rho_m = \rho_v \alpha + \rho_l (1-\alpha)$

式中 ρ_m——两相密度 $\boldsymbol{V}_m$——两相速度

α——空泡体积分数

ρ_v——空泡相密度

ρ_l——液相密度

离心泵内多相流动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \boldsymbol{V}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{V}_m \boldsymbol{V}_m) = F - \nabla p + \nabla [\mu_{\text{eff}} (\nabla \boldsymbol{V}_m + \nabla \boldsymbol{V}_m^{\text{T}})] \tag{2}$$

对于空化两相,空泡相输运方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m f) + \nabla \cdot (\rho_m f \boldsymbol{V}_m) = m_e - m_c \tag{3}$$

式中 f——空泡质量分数

F——体积力

p——压力

μ_{eff}——动力粘度

m_e——空泡蒸发率 m_c——凝结率

离心泵内多相流能量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m h_m) + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{V}_m h_m) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_E \tag{4}$$

式中 T——温度 k_{eff}——热转化率

h_m——混合相焓值 S_E——热源项

2.2 湍流模型及修正

单相计算采用 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型,单相定常计算收敛后采用修正的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型[9-10]。考虑到空化区是一种水气混合介质,气液两相混合密度对粘性系数 μ_t 有影响,采用密度函数 $f(\rho)$ 代替混合密度,即

$$\mu_t = \frac{f(\rho) C_\mu k^2}{\varepsilon} \tag{5}$$

$$f(\rho) = \rho_v + (1-\alpha_v)^n (\rho_l - \rho_v) \tag{6}$$

式中 α_v——气体体积分数

C_μ——粘度系数

张博[11]、Dittakavi[12]、Liu Jintao[13]分析了不同 n 值对三维空化流动数值计算结果的影响,本文最终采用 $n=10$ 进行求解,如图 2 所示。

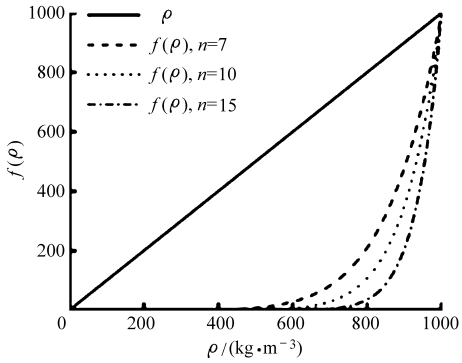

图 2 修正的密度函数

Fig. 2 Fuction of density used for turbulence viscosity modification

2.3 空化模型

空化模型是基于 Rayleigh-Plesset 方程和 Singhal[14]发展的空化模型[15-16],在此模型中饱和蒸气压修改为

$$p_v(T) = \rho_{\text{sat}}(T) + p_{\text{turb}}/2 \tag{7}$$

式中 $p_{\text{sat}}(T)$——当地蒸气压力

p_{turb}——湍流压力脉动,p_{turb}取 $0.39\rho\kappa$

$$m_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma_s} \rho_l \rho_v \frac{2}{3} \frac{\rho_v(T) - p}{\rho_l} (1 - f - f_g) \tag{8}$$

$$m_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma_s} \rho_l \rho_c \left[\frac{2}{3} \frac{p - \rho_v(T)}{\rho_l} \right]^{\frac{1}{2}} f \tag{9}$$

其中 $C_e = 0.02$ $C_c = 0.01$

式中 σ_s——表面张力

f_g——气相体积分数

2.4 网格划分与无关性检查

随着网格质量的提高,性能预测的误差将会逐渐减低,为了获得最经济的网格数和计算步长,本文通过网格无关性原则确定了计算网格数,叶轮和蜗壳采用非结构四面体网格,泵进、出口延伸段采用六面体结构网格。表 1 为设计工况下不同网格数的扬程,可以看出随着网格数增加扬程逐步下降,当扬程相关性低于 0.5% 时可以认为网格对计算结果无影响,最终确定最小网格为 1.2 mm,网格总数为 2 233 499,其中叶轮网格数为 883 423,蜗壳900 476,进口段为 163 600,出口段为 286 000。

表 1　不同网格数下泵扬程

Tab. 1　Head of different grid numbers

最小网格/mm	网格数	扬程/m	误差/%
4.0	484 429	35.20	10.00
3.0	887 690	34.83	8.84
2.2	1 326 179	33.47	4.59
1.6	1 704 761	32.22	3.82
1.2	2 233 499	33.03	3.21

2.5　数值计算方法与边界条件

计算的收敛精度和结果的准确性受边界条件选取的影响较大，本文设置进口边界条件为压力进口，出口边界条件设置为质量流量，固壁条件采用无滑移壁面，近壁面采用伸缩壁面函数法，叶轮与进口及蜗壳间交互面设置成动静交界面（frozen-rotor interface）。收敛精度设为 1×10^{-5}。

空化模拟计算以无空化计算结果作为计算的初始条件。通过改变进口压力使离心泵发生空化，收敛精度与单相一致。

3　结果分析

3.1　无量纲参数的定义

定义空化数 σ 为

$$\sigma=\frac{p_{T\text{inlet}}-p_v}{0.5\rho_l U_1^2} \tag{10}$$

式中　$p_{T\text{inlet}}$——叶轮进口全压

p_v——饱和蒸气压

U_1——进口圆周速度

定义扬程系数 ψ 为

$$\psi=\frac{p_{T\text{outlet}}-p_{T\text{inlet}}}{0.5\rho_l U_2^2} \tag{11}$$

式中　$p_{T\text{outlet}}$——泵进口全压

U_2——叶轮出口圆周速度

定义流量系数 φ 为

$$\varphi=\frac{Q_d}{\pi D_2 b_2 U_2^2} \tag{12}$$

3.2　数值计算与试验对比

对于离心泵单相定常流动，本文采用 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型数值计算了 $0.6Q_d$、$0.8Q_d$、$1.0Q_d$、$1.2Q_d$、$1.4Q_d$ 等 5 种工况下的内部流动。在此基础上计算了 $0.8Q_d$、$1.0Q_d$、$1.2Q_d$ 工况下不同空化程度的内部流场。单相计算和空化两相流计算都与实测的性能曲线做对比。图 3 为闭式试验台。

图 4 为数值计算与试验测得的流量-扬程曲线、流量-效率曲线的对比。从图 4 中可以看出，5 个工况的数值计算的效率值高于试验结果，误差依次为：10.86%、3.87%、3.38%、3.81% 和 3.12%，除了

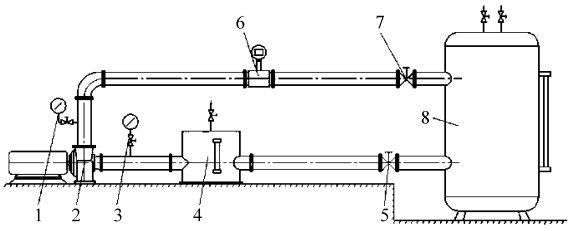

图 3　闭式试验台结构简图

Fig. 3　Closed testing bed

1. 压力表　2. 试验泵　3. 真空表　4. 进口稳压箱　5. 进口阀门　6. 电磁流量计　7. 出口阀门　8. 汽蚀罐

$0.6Q_d$ 工况下误差较高之外，其余工况数值计算的效率较精确，这是因为在数值模拟过程中仅仅考虑了湍流造成的损失，忽略了轴承、摩擦副等引起的机械损失；扬程误差分别为：1.81%、0.06%、3.21%、3.24% 和 1.30%，计算值与试验值吻合度很高。由此采用 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型的单相定常数值计算准确可信，可作为空化计算的初始流场。

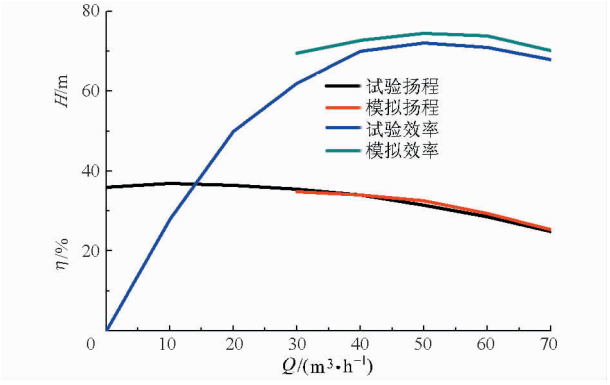

图 4　无空化外特性曲线对比

Fig. 4　Numerical results and testing results under no cavitation

图 5 给出了 $0.8Q_d$、$1.0Q_d$、$1.2Q_d$ 工况的数值计算空化数（精度取小数点后 4 位）与扬程系数之间的关系曲线，并与设计工况下的实测空化性能作了对比。从图 5 中可以看出，设计工况下的实验值和数值计算值变化趋势一致，全空化范围内

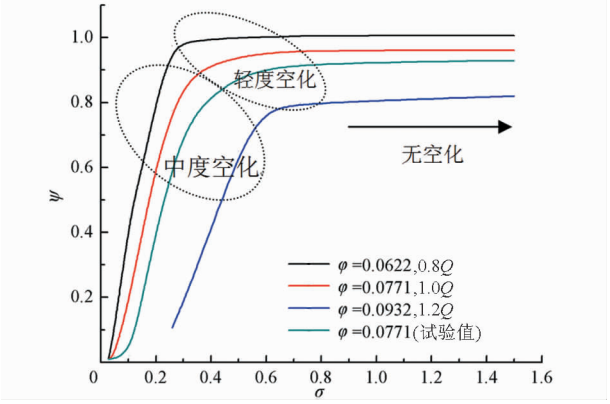

图 5　计算值和空化实验值对比

Fig. 5　Cavitation number of calculation and testing

实测值小于数值计算值,数值计算较准确地预测了空化外特性变化;不同工况下当空化数大于0.724 5后,随着空化数的增大扬程变化不大,空化对扬程的影响可以忽略不计;以设计工况为例,空化数达到0.306 7,扬程下降了3%,此后空化数增大时扬程下降十分明显;在数值计算的同一空化数下,1.2Q_d工况的扬程系数远小于0.8Q_d、1.0Q_d工况。

3.3 空化演变过程

3.3.1 叶栅切片上的空泡演变

为了分析叶轮叶栅内的空化演变过程,在CFD Turbo中提取出叶栅切片,如图6所示。在图6中可以将离心泵中的空化过程分为5个过程:①空泡首先在叶片吸力面头部出现,且5叶片空泡分布不完全一样,此时正是空泡初生。②空化数继续减小时,叶片吸力面的空泡沿着叶型运动,并达到扬程下降3%时刻的临界空化,此时最大的特征是空泡长度约占叶片长度的1/3。③当空化数大于临界空化数时,叶片上形成了附着空泡,成为空泡底层,部分空泡在反向微射流的作用下脱离空泡群进入流动中部,形成微小空泡尾迹,此时空泡长度约占叶片长度的1/2~2/3,此阶段称为发展空化。④空化数继续增大后形成了完全空化或严重空化,空泡底层变厚,约占整个叶轮流动的3/4,空泡尾迹在叶轮出口完全阻塞液流的出流。⑤最后叶轮中的空化发展成了断裂空化,空泡底层几乎完全占据叶轮流道,空泡尾迹延伸到了叶轮进口压力面处,阻塞了液流进入叶轮。

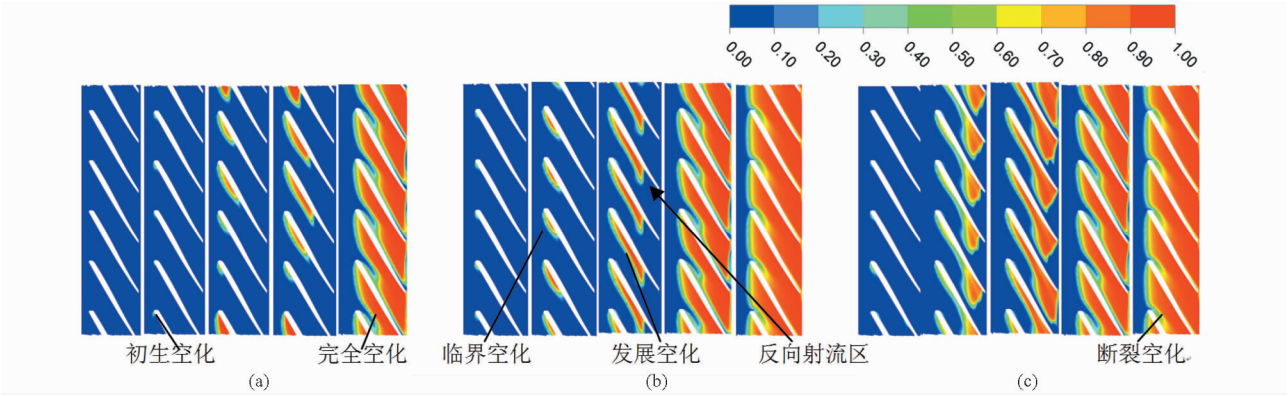

图6 不同工况下空化演变过程

Fig. 6 Cavitation process under different flow rate conditions

(a) φ=0.062 2 (b) φ=0.077 1 (c) φ=0.093 2

3.3.2 叶轮中间截面上的空泡演变

图7~9是不同工况下叶轮中间截面上的空泡变化过程。可以看出,同一工况下在初生空化和临界空化时随着空化数的减小,叶轮中的空泡区域缓慢增大,当达到发展空化后,空泡区陡然增大,空泡区域的增大速度远大于空化数的减小速率。同一空化数下,随着流量的增大空化区也快速增大。小流量工况(φ=0.062 2)下的初生空化数(σ=0.306 7)和临界空化数(σ=0.105 0)相差较小,与严重空化数(σ=0.028 1)相差一个数量级,当空化数σ=0.028 1时叶轮中的空化已经发展成了完全空化,且部分空泡尾迹脱离了主流进入了蜗壳蜗型段和扩散段;完全空化、断裂空化时由于隔舌的阻碍,空泡在扩散段中靠近右侧运动、聚集,只有在完全空化时才能在蜗壳中观察到空泡。

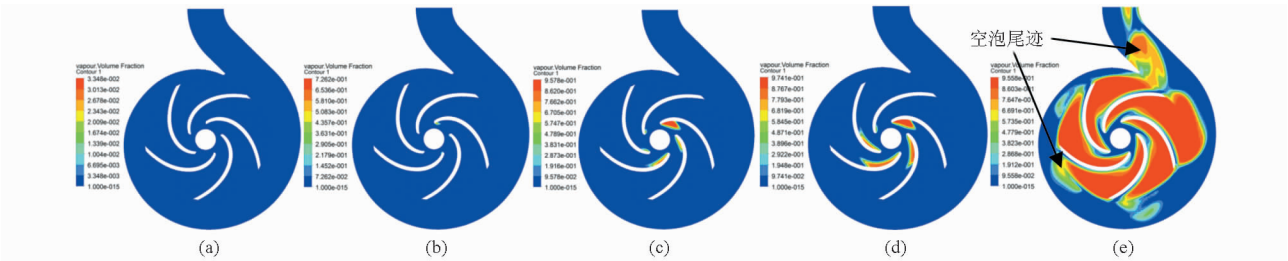

图7 小流量工况(φ=0.062 2)叶轮中间截面空泡变化过程

Fig. 7 0.8Q_d(φ=0.062 2)

(a) σ=0.724 5 (b) σ=0.306 7 (c) σ=0.259 2 (d) σ=0.105 0 (e) σ=0.028 1

3.3.3 叶轮子午面上空泡的演变

图10是设计工况下叶轮子午面上的空泡变化过程,可以看出空泡先出现在叶片吸力面靠近叶轮后盖板位置,此时的空泡体积分数在10%左右;随

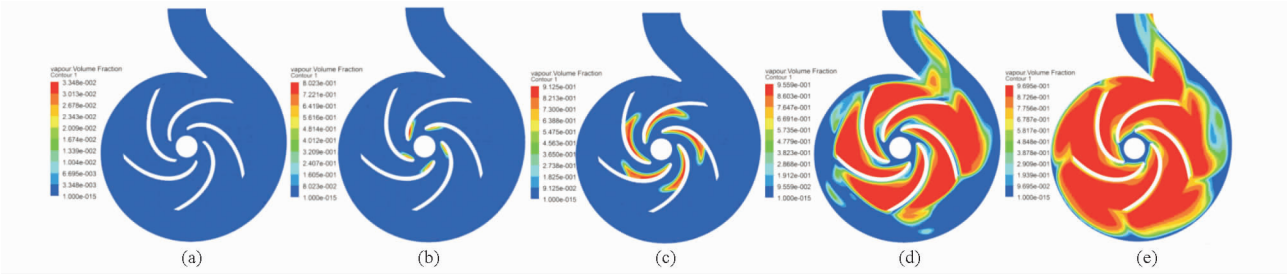

图 8　设计工况($\varphi=0.077\,1$)叶轮中间截面空泡变化过程

Fig. 8　$1.0Q_d$($\varphi=0.077\,1$)

(a) $\sigma=0.724\,5$　(b) $\sigma=0.306\,7$　(c) $\sigma=0.259\,2$　(d) $\sigma=0.105\,0$　(e) $\sigma=0.028\,1$

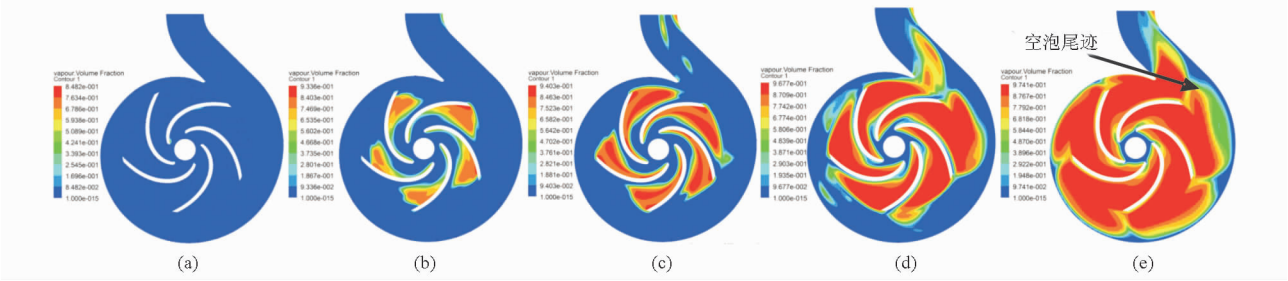

图 9　大流量工况($\varphi=0.093\,2$)叶轮中间截面空泡变化过程

Fig. 9　$1.2Q_d$($\varphi=0.093\,2$)

(a) $\sigma=0.724\,5$　(b) $\sigma=0.306\,7$　(c) $\sigma=0.259\,2$　(d) $\sigma=0.105\,0$　(e) $\sigma=0.028\,1$

着空化的加剧,叶轮中的空泡开始向前盖板游动,最终在叶片进口靠后的前盖板圆弧附近形成了稳定的附着空化。

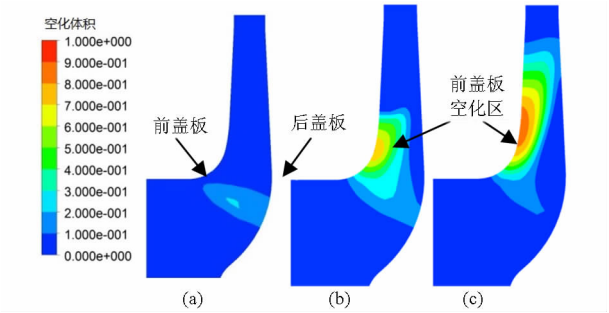

图 10　设计工况下子午面上的空化演变

Fig. 10　Cavitation flow on meridian plane

(a) $\sigma=0.724\,5$　(b) $\sigma=0.306\,7$　(c) $\sigma=0.259\,2$

3.3.4　叶轮中间截面数值模拟和空化试验对比

从图 11 可以看出当空化数 $\sigma=0.028\,1$ 和 $\sigma=0.259\,2$ 时数值模拟叶轮流道中的空泡分布和试验[17]相一致,试验中可以明显地观察到空泡尾迹区,叶片吸力面的空化区向叶轮出口压力面一侧移动,且空泡流动属于絮状流,在空泡的排挤作用下液流仅从靠近压力面的一个缝隙中流动,这个现象与数值模拟一致。

3.4　有、无空化叶片吸力面、压力面上静压分布

图 12 是叶片吸力面和压力面在有、无空化时的静压分布,可以看出,压力面上的静压是关于叶片相对长度的凸函数,吸力面上的静压是关于叶片相对长度的凹函数,当无空化的静压与空化数 $\sigma=1.499\,9$ 时的相等,此时叶片上未发生空化;随着空化数的减小,叶片上的静压也减小,当流量系数 $\varphi=0.062\,2$,空化数 $\sigma=0.259\,2$,叶片吸力面静压出现了零值,且占叶片的 30%,这一趋势随着流量系数的增大愈发明显;当流量系数 $\varphi=0.093\,2$,空化数 $\sigma=0.259\,2$ 时叶片吸力面上的静压全部为零值,压力面和吸力面上的静压为零的比例占到 45%,此时发生了断裂空化。

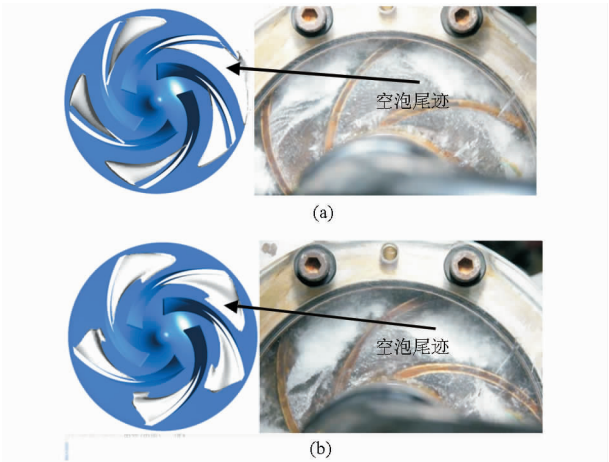

图 11　叶轮中计算的空泡分布与试验高速摄影对比

Fig. 11　Compare bulk process of numerical simulation with the actual visualized cavitation

(a) $\varphi=0.093\,2$, $\sigma=0.028\,1$　(b) $\varphi=0.093\,2$, $\sigma=0.259\,2$

3.5　叶轮不同半径处的速度分布

为了探讨有、无空化时叶轮内部不同半径液流的速度分布,本文取设计工况下 $0.50R_2$、$0.65R_2$、

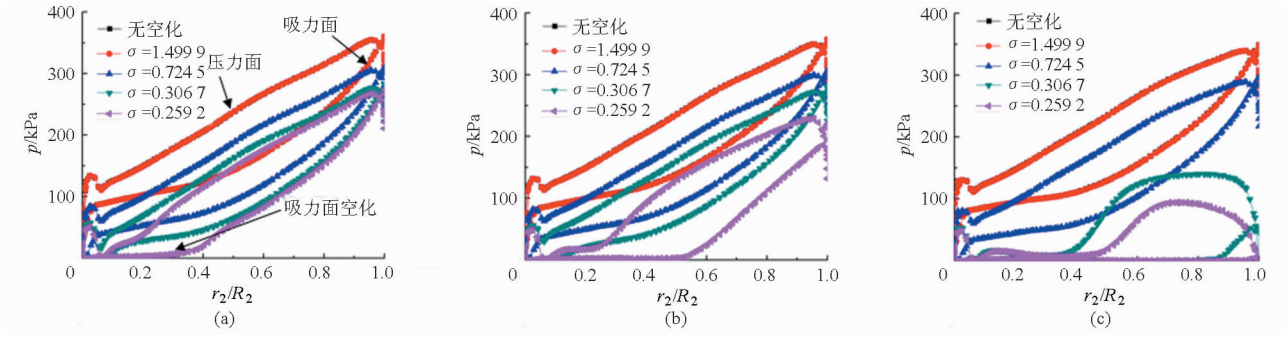

图 12 有、无空化时叶片吸力面和压力面静压

Fig. 12 Static pressure on the pressure surface and suction surface in cavitation and non-cavitation flow

(a) $\varphi = 0.062\ 2$ (b) $\varphi = 0.077\ 7$ (c) $\varphi = 0.093\ 2$

0.80R_2和 0.95R_2速度比 v_2/U_2作了分析(v_2为绝对速度),叶片吸力面处 $\theta^* = 0$,叶片压力面处 $\theta^* = 1$ 时。从图 13a 可以看出,叶轮中部位置的无空化速度比和空化数 $\sigma = 0.724\ 5$ 一样;空化数 $\sigma = 0.303\ 7$ 时靠近叶轮吸力面上的速度比大于其他,此空化数下叶轮中部的压力系数大于压力面和吸力面上的,速度比曲线出现了 2 个波谷,而其他空化数下速度比均呈现两边高、中间低的特点。从图 13b、13c 和 13d 可以看出,无空化和空化数 $\sigma = 0.724\ 5$、$\sigma = 0.303\ 7$ 三者的速度比相差不大,在 0.65R_2 和 0.80R_2处吸力面速度比小于压力面,但趋势变小;在 0.95R_2吸力面的速度比大于压力面,二者相差 0.3;0.80R_2和 0.95R_2下,断裂空化数叶轮中的速度比吸力面的大于压力面的,相差值分别为 0.3 和 0.35,速度比曲线均出现了 2 个波谷。空化的发展对叶轮中液流的速度有较大的影响,尤其在空化数 $\sigma =$

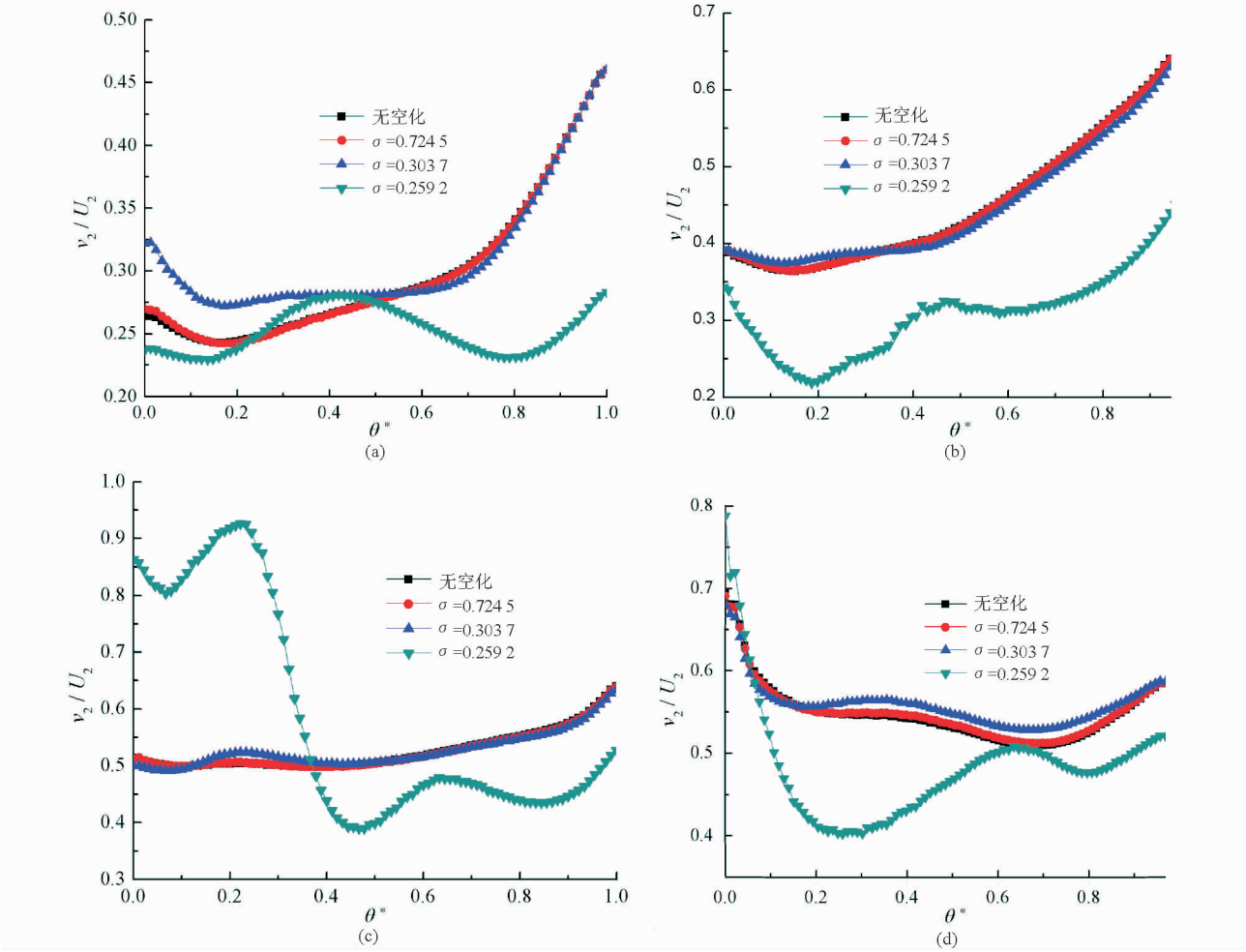

图 13 设计工况下叶轮不同半径的速度比

Fig. 13 Velocity ratio of four different radius under design condition

(a) 0.50R_2 (b) 0.65R_2 (c) 0.80R_2 (d) 0.95R_2

0.259 2 时液流速度比呈现两边大中间小，吸力面的速度比由小到大，压力面的速度比由大到小。

4 结论

（1）采用 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型计算的单相定常结果准确可信，可作为空化计算初始流场。本文采用修正的空化模型准确预测了空化成长过程，与试验给出的发展过程一致，在此基础上将离心泵空化细分为初生空化、临界空化、发展空化、完全空化、断裂空化 5 个过程，初生空化数和严重空化数相差一个数量级。

（2）随着空化加剧，空泡从叶轮后盖板向前盖板移动，叶片吸力面和压力面上的压力逐步减小，叶轮流道中的液流速度有了明显滑移。

参 考 文 献

1 Brennen C E. Cavitation and bubble dynamics[M]. London: Oxford University Press, 1994.

2 李军，刘立军，李国君，等. 离心泵叶轮内空化流动的数值预测[J]. 工程热物理学报，2007，28(6)：948－950.
Li Jun, Liu Lijun, Li Guojun, et al. Numerical prediction of cavitation flows in a centrifugal pump impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 948－950. (in Chinese)

3 罗先武，张瑶，彭俊奇，等. 叶轮进口几何参数对离心泵空化性能的影响[J]. 清华大学学报：自然科学版，2008，48(5)：836－839.
Luo Xianwu, Zhang Yao, Peng Junqi, et al. Effect of impeller inlet geometry on centrifugal pump cavitation performance[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2008, 48(5): 836－839. (in Chinese)

4 杨孙圣，孔繁余，周水清，等. 离心泵气蚀性能的数值计算与分析[J]. 华中科技大学学报：自然科学版，2010，38(10)：93－95.
Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Zhou Shuiqing, et al. Numerical simulation and analysis of centrifugal pump cavitation[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2010, 38(10): 93－95. (in Chinese)

5 王勇，刘厚林，袁寿其，等. 离心泵内部空化特性的 CFD 模拟[J]. 排灌机械工程学报，2011，29(2)：99－103
Wang Yong, Liu Houlin, Yuan Shouqi, et al. CFD simulation on cavitation characteristics in centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2): 99－103. (in Chinese)

6 Dupont P, Okamura T, Dupont P, et al. Cavitating flow calculations in industry[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(3): 163－170.

7 Medvitz R B, Kunz R F, Boger D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2002, 124(2): 377－383.

8 Coutier D O, Fortes P R, Reboud J L, et al. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with 2D-curved blades in cavitating conditions[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2003, 125(6): 970－978.

9 Wang Weijun, Wang Yang. Applicability of eddy viscosity turbulence models in low specific speed centrifugal pump[J]. 2012 IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(15): 062013.

10 Feng Jianjun, Benra F K, Dohmen H J. Application of different turbulence models in unsteady flow simulations of a radial diffuser pump[J]. Forsch Ingenieurwes, 2010, 74: 123－133.

11 张博，王国玉，张淑丽，等. 修正的 RNG $k-\varepsilon$ 模型在云状空化流动计算中的应用评价[J]. 北京理工大学学报，2008，28(12)：1065－1069.
Zhang Bo, Wang Guoyu, Zhang Shuli, et al. Evaluation of a modified RNG $k-\varepsilon$ model for computations of cloud cavitating flow[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2008, 28(12): 1065－1069. (in Chinese)

12 Dittakavi N, Chunekar A, Frankel S. Large eddy simulation of turbulent-cavitation interactions in a venturi nozzle[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(12): 1－11.

13 Liu Jintao, Liu Shuhong, Wu Yulin, et al. Numerical investigation of the hump characteristic of a pump-turbine based on an improved cavitation model[J]. Computers and Fluids, 2012, 68: 105－111.

14 Singhal A K, Athavale M M, Li H Y, et a1. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(9): 617－624.

15 Zhao Weiguo, Zhang Lingxin. Numerical simulation of cavitation flow under high pressure and temperature[J]. Journal of Hydrodynamics, 2011, 23(3): 289－294.

16 杨琼方，王永生，张志宏. 改进空化模型和修正湍流模型在螺旋桨空化模拟中的评估分析[J]. 机械工程学报，2012，48(9)：178－185.
Yang Qiongfang, Wang Yongsheng, Zhang Zhihong. Assessment of improved cavitation model and modified turbulence model for ship propeller cavitation simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(9): 178－185. (in Chinese)

17 Navid Shervani Tabar, Reza Sedaaghi, Reza Mohajerin, et al. Experimental and computational investigation on the cavitation phenomenon in a centrifugal pump[C]// Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation, 2012: 489－497.

Numerical Calculation of Cavitation Flow in a Centrifugal Pump

Wang Weijun[1] Wang Yang[1] Liu Ruihua[2] Li Yibin[3] Yin Gang[1] Li Guidong[1]

(1. *Research Center of Fluid Machinery Engine and Technology*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*

2. *China Energy Engineering Group Co.*, *Ltd.*, *Zhenjiang* 212013, *China*

3. *School of Energy and Power Engineering*, *Lanzhou University of Technology*, *Lanzhou* 730010, *China*)

Abstract: The paper aims to deal with the numerical simulation of cavitation phenomena inside the centrifugal pump and analyze the development of cavitation based on improved cavitation model, Standard $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ turbulence model. When cavitation flow and non-cavitation flow were simulated and analyzed, the pressure of blades under incipient cavitation, developed cavitation and serious cavitation were gotten. The paper also gave the principle of incipient cavitation and divided the region into five cavitation regions based on bubble relative length. The results show that with the decreasing of inlet total pressure, bubble appears firstly in suction surface of the blade, and then moves along the blade profile, and next forms attached cavitation bubble. After this stage, bubble is gradually out of the mainstream movement and close to the pressure surface. Finally, the flow passage is filled with bubble, which hinders the flow. The number $\sigma = 0.3067$ of incipient cavitation is a greater dimension hierarchy than that of $\sigma = 0.0281$ under design condition. Seen from the impeller meridian plane, bubble appears firstly in the near the hub, goes towards forward cover plate, and attaches near the front cover. Cavitation in centrifugal pump is subdivided again into the five stages, that are incipient cavitation, critical cavitation, developing cavitation , complete cavitation, broken cavitation.

Key words: Centrifugal pump Cavitation Multiphase flow Incipient cavitation Numerical simulation

(上接第 48 页)

Experiment on Relationships between Centrifugal Pump Cavitation Conditions and Acoustic Emission Signal Characteristics

Zou Shuyun[1] Liu Zhong[1] Li Zhipeng[1] Yang Ping[2]

(1. *School of Energy and Power Engineering*, *Changsha University of Science and Technology*, *Changsha* 410114, *China*

2. *School of Mechanical and Electrical Engineering*, *Central South University of Forestry and Technology*, *Changsha* 410004, *China*)

Abstract: In order to obtain the variation law of the acoustic emission signals under the centrifugal pump's cavitation states, the research was based on the centrifugal pump cavitation test. The acoustic emission technology was adopted to collect and analyze the acoustic emission signals. Four typical features were extracted, i. e. event count, ringing count, frequency centroid and root mean square. Their relationships with the net positive suction heads of the centrifugal pump were analyzed in detail. The results show that these typical characteristic parameters change obviously under different stages such as before the occurrence of cavitation, cavitation first appearing and cavitation being fully developed. They firstly fluctuate a little, then increase or decrease substantially, and then there are large reducing or increasing trends respectively. This law can be used as a technical basis for identifying the cavitation conditions of centrifugal pumps with the acoustic emission technique.

Key words: Centrifugal pump Cavitation Acoustic emission Parameter analysis