

船用离心泵汽蚀性能数值模拟与试验研究

王秀礼¹ 姜大连² 俞志君² 戴 露²

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心 江苏 镇江 212013; 2. 江苏振华泵业制造有限公司 江苏 泰州 225300)

摘 要: 采用 CFD 数值模拟的方法,对船用离心泵在不同汽蚀余量时叶轮内部压力分布和汽液两相的分布规律进行了研究。结果表明,数值模拟结果与试验结果的变化趋势一致,平均绝对误差为 0.15 m。流场在隐形汽蚀阶段,气泡只在叶片进口背面很小的局部区域内产生和破灭,不会对叶轮造成较大汽蚀破坏;在部分漩涡汽蚀阶段,在靠近叶轮出口的叶片背面位置存在低速漩涡区,漩涡区的大小及分布规律与蜗壳横截面有关;在漩涡汽蚀阶段,在低速漩涡区与蜗壳之间的通道内存在空腔,低速漩涡区和空腔的存在会影响到蜗壳内部的流动速度的稳定性,会产生很大的压力脉动进而会对船用离心泵产生较大的噪声和振动。

关 键 词: 船用离心泵; 振动; 噪声; 汽蚀; 数值模拟 试验

中图分类号: U664 文献标识码: A

引 言

采用实验研究的方法对船用离心泵进行汽蚀性能研究一直是以前研究的重点,如马力等人采用实验研究的方法来诊断汽蚀的初生现象^[1],郑仲金采用事故树定性分析的方法对船用离心泵汽蚀问题进行研究^[2],探讨了船用离心泵汽蚀的预防途径和方法。但由于汽蚀机理的复杂性,对汽蚀进行实验研究受到现有技术水平、实验费用等因素的制约,并不能准确地反应汽蚀的初生、发展及溃灭情况,存在着很大的局限性。

除了对汽蚀进行试验研究外,在汽蚀数值计算发展过程中,从最初采用经验法到运用势流方法(如升力面法、面元法、涡流栅法和边界法),再到采用考虑粘性的雷诺时均(Reynolds averaged Navier-Stokes, RANS)方法,对汽蚀的数值模拟越来越真实^[3]。虽然国内外学者采用 CFD 方法对普通混流泵、轴流泵、水轮机等叶轮机械进行过研究^[4-9],但对船用离心泵汽蚀性能分析与试验方面较少。

本应用 CFD 技术以船用离心泵为研究对象,用 Cfx 软件对船用离心泵内部汽液两相流动进行了数值计算与分析,得到了船用离心泵内部汽液两相流场分布规律,对船用离心泵的汽蚀性能进行分析并经过试验验证了数值模拟计算的准确性,初步揭示了泵内部汽液两相流场的分布规律,对船用离心泵汽蚀现象的深入研究具有一定的参考意义。

1 结构型式与基本参数

1.1 结构型式

以某艇用 50CLG-30B 补重水泵为研究对象,结构型式为立式单级单吸离心泵,其外部结构如图 1 所示,性能参数如表 1 所示。



图 1 50CLG-30B 补重水泵外型结构
Fig. 1 Overall structure of the model pump

收稿日期:2010-07-12; 修订日期:2010-08-31

基金项目:国家杰出青年科学基金资助项目(50825902);江苏省自然科学基金攀登资助项目(BK2009218)

作者简介:王秀礼(1982-),男,山东烟台人,江苏大学博士研究生。

表 1 50CLG-30B 补重水泵的性能参数
Tab. 1 Performance parameters of 50CLG-30B
makeup heavy water pump

| 流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | 扬程/m | 转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ | 汽蚀余量/m | 功率/kW |
|--------------------------------------|------|--------------------------------------|--------|-------|
| 18 | 24.5 | 2950 | 3 | 2.2 |

1.2 噪声与振动指标

空气噪声(声压级) $\leq 69 \text{ dB(A)}$ (0.02 ~ 10 kHz), 设备空气噪声声压级 $\leq 69 \text{ dB(A)}$ (0.02 ~ 10 kHz) 按 GJB763.4-89《舰船噪声限值和测量方法》测量。设备机脚振动加速度 $\leq 119 \text{ dB}$ (0.01 ~ 10 KHz) 按 GJB763.5-89《舰船噪声限值和测量方法》测量。

2 数值模拟

2.1 计算模型及网格生成

利用 Pro/Engineer 软件对船用离心泵的进口管、叶轮和蜗壳进行三维造型。采用 CFX 前处理网格划分软件 ICEM 进行网格划分,其中网格类型采用的是四面体非结构化网格,叶轮的网格数为 575 014,蜗壳网格数为 352 667,网格划分完后,选取 ICEM 中的 Smooth 功能对网格进行光顺。三维网格及计算区域图如图 2 所示。

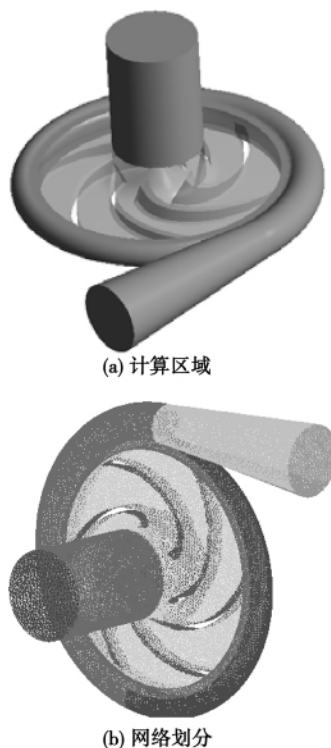


图 2 计算区域图及网格划分

Fig. 2 Calculation area and grid division

2.2 边界条件

在基本方程的离散差分格式中,速度项采用迎风模式,湍动能项和紊粘系数项采用一阶迎风差分格式,进口边界条件采用总压进口(total pressure inlet)。假设在进口截面上压力为均匀分布。通过调节进口总压来控制泵内部汽蚀的发生程度。出口条件给定出口质量流量(mass flow rate),通过出口边界条件控制模型的质量流量。壁面粗糙度设为 $10 \mu\text{m}$;近壁面处选用标准壁面函数,壁面边界条件设为绝热无滑移壁面;湍流模型设为 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型;气泡平均直径设为 $2e-06 \text{ m}$;在叶轮与吸水室、叶轮与蜗壳之间设置动静交界面(frozen-rotor interface);收敛精度设为 1×10^{-5} ;进口处水的体积分数为 1,气泡的体积分数为零。

2.3 计算结果与分析

图 3 ~ 图 5 为汽蚀的 3 个阶段,从汽蚀初生到出现漩涡汽蚀的临界点之间的隐形汽蚀阶段;每个流道都有漩涡汽蚀的漩涡汽蚀阶段及处于两者之间的部分漩涡汽蚀阶段。从图中可以看出,在叶轮内,从进口到出口,压力是先降低到某一个最低的负压值后又开始上升,直到叶轮出口处达到最大值。工作面叶片表面的压力最低值比背面的压力最低值要高,工作面的低压区范围较小,背面的低压区范围比工作面要大,因此叶片背面的压力梯度较大。在叶轮进口的叶片背面处存在压力最低点,汽蚀容易从该点发生。造成压力最低点出现在叶片背面的原因主要有:压力最低点的位置与进口其它处相比半径大,因而圆周速度大,由速度三角形可知,相对速度相应变大,进口压力损失和绕流引起的压降就相应变大;此处位于流道转弯的内壁,由于流道转弯时离心力效应,此处流速大,压力低;此外还有由于叶片厚度的对进口的排挤的影响等。

从图 6 ~ 图 8 中可以看出,由于叶片进口角的影响,当汽蚀初生时气泡只在叶片进口背面的一个很小的低压区域内。在该区域内产生气泡,然后沿着叶片的出口方向移动,当达到一定的压力下,气泡又产生收缩和溃灭,由于气泡只在叶片进口背面很小的局部区域内产生和破灭,因此不会造成对叶轮的汽蚀破坏。随着汽蚀余量的降低,气泡在叶片表面和叶轮通道内径向截面的分布逐渐增加,并且逐渐由叶片的背面局部低压区域扩展到叶片的工作面、叶轮出口和蜗壳进口位置;气泡在叶片表面和叶轮内部的分布具有一定的不对称性。

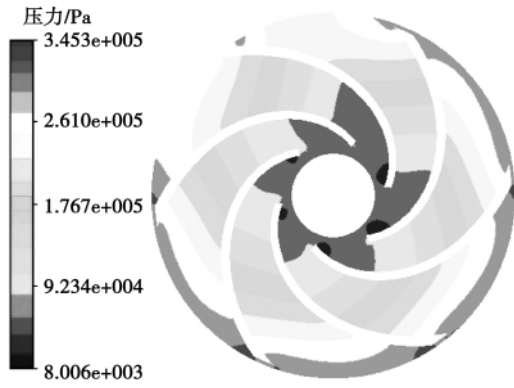


图 3 隐形汽蚀阶段的压力分布

Fig. 3 Pressure distribution when a stealth cavitation takes place

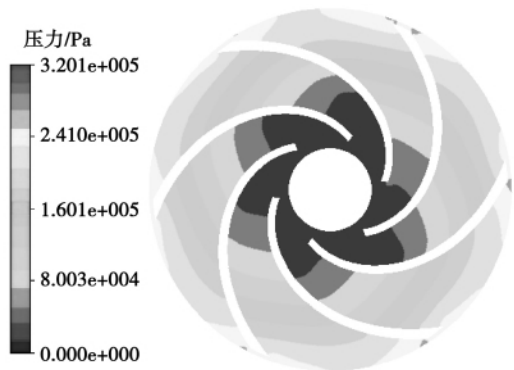


图 4 部分漩涡汽蚀阶段的压力分布

Fig. 4 Pressure distribution when a partial-vortex-caused cavitation takes place

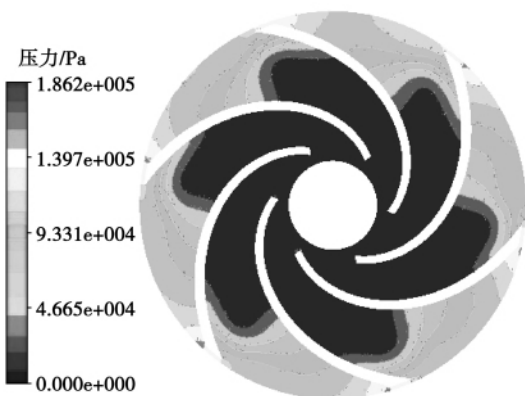


图 5 漩涡汽蚀阶段的压力分布

Fig. 5 Chart showing the pressure distribution when a vortex-caused cavitation takes place

当汽蚀余量降低到一定程度后,由于叶轮的转速较高,叶轮内部液体流速快。因此当汽泡产生时

会迅速向叶轮出口扩散,并在高压区域破灭。汽泡的产生量随着泵汽蚀余量的降低而增加,其向出口部位的扩散程度也将增加,从而造成对流道的堵塞,这将影响叶轮内部的能量交换过程,严重时会引起外特性曲线的下降。汽泡在叶片表面和叶轮内部不对称分布是由于压水室的不对称,使叶片在不同相位时,叶片表面和叶轮流道液体受到的压力分布不对称而造成的。



图 6 隐形汽蚀阶段气相体积分数分布

Fig. 6 Distribution of gas phase volumetric fraction when a stealth cavitation takes place



图 7 部分漩涡汽蚀阶段气相体积分数分布

Fig. 7 Distribution of gas phase volumetric fraction when a partial-vortex-caused cavitation takes place

图 9 ~ 11 为船用离心泵在隐形汽蚀阶段、部分漩涡汽蚀阶段、漩涡汽蚀阶段的流线云图。从图中可以看出,在汽蚀隐形阶段,从叶轮进口到出口的流向是比较均匀、稳定的,没有对液体的正常流动产生破坏;随着汽蚀余量的降低,在此之前存在于不同通道的均匀流动状况就消失了,从叶轮的进口处开始,靠近叶片背面处的流线较少,而且流动不稳定,特别是在叶轮出口的背面位置,开始出现不规则的低速旋涡区,低速旋涡区的存在对主流形成很大的排挤,受此影响主流区速度也变的比较高;特别是在

靠近隔舌处且临近蜗壳的过水断面面积较小地方的低速旋涡区最大,随着蜗壳过水断面面积的增大,低速旋涡区逐渐变小并最终消失。因此,在部分漩涡汽蚀阶段,叶轮产生低速旋涡区与蜗壳的过水断面有关;当汽蚀余量降低到一定程度达到漩涡汽蚀阶段,流线的流动不规则性更为清楚,在叶片背面靠近出口处出现周期性、变化不规则的低速旋涡区,由于低速旋涡区的存在对主流形成很大的排挤,使得主流区流速比较高,在低速旋涡区于蜗壳之间的通道内有一段空腔。这是由于叶轮通道被一团只作涡旋运动的死水所形成的低速旋涡区堵塞住而形成的。因此,在该处会产生很大的能量损失。同时,低速旋涡区的存在会导致蜗壳内流动速度很不稳定,会产生较大的压力脉动从而会使的船用离心泵产生较大的噪声和振动。

从图中也可以看到叶轮的进口流行是均匀流动的,没有出现较大的波动,在叶片的工作面和背面都没有产生脱流,这说明进口液流角正好等于叶片角。



图 8 漩涡汽蚀阶段气相体积分数分布
Fig. 8 Distribution of gas phase volumetric fraction when a vortex-caused cavitation takes place



图 10 部分漩涡汽蚀阶段流线云图
Fig. 10 Cloud atlas streamlines when a partial-vortex-caused cavitation takes place



图 11 漩涡汽蚀阶段流线云图
Fig. 11 Cloud atlas streamlines when a vortex-caused cavitation takes place



图 9 隐形汽蚀阶段流线云图
Fig. 9 Cloud atlas streamlines when a stealth cavitation takes place

3 试验验证

按 GB/ T 3216 —2005 《回转动力泵水力性能验收试验 1 级和 2 级》标准在 B 级精度试验台上对船用离心泵的样机进行汽蚀试验,汽蚀试验时,保持流量不变,通过调节进口水封阀来增加进口阻力,逐渐降低泵入口压力,改变 NPSH 值直至扬程降低量达 3 % ,此时的 NPSH 即为临界汽蚀余量。计算结果及试验结果如图 12 所示,数值模拟的 NPSH 结果是 1.56 m,试验的 NPSH 结果是 1.71 m,绝对流量

为 0.15 m 试验结果与计算结果相差不大,其差异是因为船用离心泵在铸造、机加工及表面粗糙度等因素引起的,因此,建立的数值模型和计算方法是可信的,可以用数值模拟对船用离心泵进行汽蚀性能预测和分析。

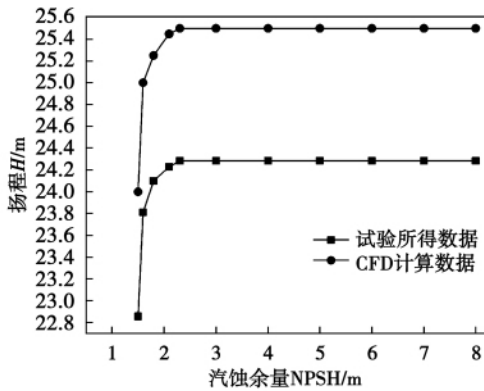


图 12 汽蚀性能曲线

Fig. 12 Cavitation performance curves

4 结 论

在模拟与试验的基础上,对低船用离心泵叶轮进行汽蚀两相流定常三维湍流数值模拟,获得叶轮内部流场分布和绕叶片水流的运动状态,计算得到的流场分布能够反映叶轮内的流动状态,得到了一些有用的结论:

(1) 在隐形汽蚀阶段,气泡只在叶片进口背面很小的局部区域内产生和破灭,因此不会对叶轮造成较大的汽蚀破坏。

(2) 在部分漩涡汽蚀阶段,在靠近叶轮出口的叶片的背面位置存在低速漩涡区,漩涡区的大小、分布规律与蜗壳的过水断面有关。

(3) 在漩涡汽蚀阶段,在低速漩涡区于蜗壳之间的通道内存在空腔,低速漩涡区和空腔的存在会引起蜗壳内流动速度不稳定性,会产生较大的压力脉动从而会使的船用离心泵产生较大的噪声和振动。

(4) 通过试验验证得知,通过数值模拟所得的数据与试验所得数据误差的平均绝对误差为 0.15 m,因此,建立的数值模型和计算方法是可信的,可以用数值模拟方法对船用离心泵进行汽蚀性能预测和分析。

参考文献:

[1] 马力,朱钊,李壮云.海水泵气蚀初生诊断研究[J].湖北工学院学报,2000,15(2):62-64.
MA Li,ZHU Fan,LI Zhuang-yun. Initial cavitation diagnosis study of a seawater pump[J]. Journal of Hubei Polytechnic University, 2000,15(02):62-64.

[2] 徐朝辉,徐东海,吴玉林,等.水泵与水轮机空化状态监测与诊断的研究进展[J].农业机械学报,2003,34(1):139-142.
XU Zhao-hui,XU Hai-dong,WU Yu-lin,et al. Advances in the study of cavitation-state monitoring and diagnosis of water pumps and hydroturbines[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery,2003,34(1):139-142.

[3] 占梁梁.水力机械空化数值计算与试验研究[D].武汉:华中科技大学,2006.
ZHAN Liang-liang. Numerical calculation and experimental study of cavitations in hydraulic machinery[D]. Huazhong University of Science and Technology. Wuhan,2006.

[4] VISSER F C,BROUWERS J J H,JONKER J B. Fluid flow in a rotating low-speed centrifugal impeller passage[J]. Fluid Dynamics Research,1999,24:275-292.

[5] 刘承江,王永生.混流式喷水推进器空化性能数值分析[J].机械工程学报,2009,45(12):76-82.
LIU Cheng-jiang,WANG Yong-sheng. Numerical analysis of the cavitation performance of a hybrid-flow water-jet propeller[J]. Journal of Mechanical Engineering,2009,45(12):76-82.

[6] LI JUN,LIU LIJUN,FENG ZHENPING. Numerical prediction of hydrodynamic performance of centrifugal pump under attached cavitating flows[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University,2006,40(3):257-261.

[7] PAN ZHONGRONG,NI RONGYAN,TANG YUE,et al. Calculation and prediction of centrifugal pump NPSH[J]. Journal of agricultural machinery,2008,39(12):206-210.

[8] COUTIER-DELGOSHA O,FORTES-PATELLA R J L,REBOUD M,et al. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with two-dimensional curved blades in cavitating condition[J]. Journal of Fluids Engineering,2003,125:970-978.

[9] CUDINA M. Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2003,17(6):1335-1347.

[10] 王福军. CFD在水力机械湍流分析与性能预测中的应用[J].中国农业大学学报,2005,10(4):75-80.
WANG Fu-jun. Applications of CFD in analysing and performance predicting the turbulent flow in hydraulic machinery[J]. Journal of China Agricultural University,2005,10(4):75-80.

阀门泄漏故障状态与声发射信号特征之间定量关系实验研究 = **Experimental Study of the Quantitative Relationship Between the Valve Leakage Fault State and Leakage Sound-emitted Signal Characteristics** [刊, 汉] GAO Qian-xia, LI Lu-ping, RAO Hong-de, YANG Jing (College of Energy Source and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha, China, Post Code: 410114) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(5). - 582 ~ 587

Designed and set up were a valve leakage fault simulation test rig and a valve leakage acoustic emission signal testing system. The quantitative relationship between the valve leakage state and leakage-produced sound emitted signal characteristic parameters under different leakage operating conditions was experimentally studied. The test data were analyzed and processed according to the least square method and the variation law of the bell ringing counting number, energy, magnitude, least square root value and central frequency of the leakage sound emitted signals with valve type, sizes, inlet pressure and leakage hole dimensions was obtained. Furthermore, the principles for diagnosing the valve leakage based on the sound-emitted signal characteristics were formulated and the optimum sound-emitted signal characteristic parameters representing the leakage fault state of a valve were identified. **Key words:** valve, leakage, acoustic emission testing, least square method

船用离心泵汽蚀性能数值模拟与试验研究 = **Numerical Simulation and Experimental Study of the Cavitation Performance of a Marine Centrifugal Pump** [刊, 汉] WANG Xiu-li (Research Center for Fluid Mechanical Engineering Technologies, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013), JIANG Da-lian, YU Zhi-jun, DAI Lu (Jiangsu Zhenhua Pump Industry Manufacturing Co. Ltd., Taizhou, China, Post Code: 225500) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(5). - 588 ~ 592

By using a CFD (computational fluid dynamics) numerical simulation method, studied was the law governing the pressure and gas-liquid two phase distribution inside the impeller of a marine centrifugal pump at various cavitation allowances. It has been found that the numerical simulation results share an identical variation tendency with the test results and the average absolute error is approximately 0.15 m. In the stealth cavitation stage, the air bubbles are only produced and burst in a very small local area on the back at the inlet of the blades and no relatively big cavitation destruction to the impeller is caused. In the partial vortex cavitation stage, a low speed vortex zone exists on the back of the blades close to the outlet of the impeller and its size and distribution law is relating to the transversal section of the volute. In the vortex cavitation stage, a hollow cavity exists in the passage between the low speed vortex zone and the volute. The existence of the low speed vortex zone and hollow cavity may influence the stability of the flow speed inside the volute, producing a very big pressure pulsation and furthermore causing a relatively big noise and vibration to the marine centrifugal pump. **Key words:** marine centrifugal pump, vibration, noise, cavitation, numerical simulation, test

预测水冷壁管道温度分布的新方法 = **New Method for Predicting the Temperature Distribution of Water-**