

# 基于 CFD 技术的多级离心泵汽蚀性能研究

陈芳芳,李志鹏,王昌生

(长沙理工大学 能源与动力工程学院 湖南 长沙 410114)

**摘 要:** 为提高多级泵的抗汽蚀性能,改进设计了泵的首级叶轮结构,增加了叶轮进口直径和出口宽度、使叶片进口边向入口方向延伸、增大盖板在进口部分的曲率半径、减小进口处叶片厚度、相应增加吸水室进口直径和扩大吸水室环形空间。利用 Fluent 软件对多级泵改进前后首级叶轮的内部流场进行数值模拟。模拟结果表明:汽蚀发生区域为叶轮进口背面靠近轮毂处,改进后首级叶轮流道内流动平稳,压力和速度分布均匀。利用数值模拟的方法对改进前后泵汽蚀性能进行预测,并经汽蚀试验验证,相对误差分别为 2.6% 和 2.5%。改进后汽蚀余量减小且小于规定值,汽蚀性能得到提高,达到改进目的。数值模拟结果为多级泵的设计和改进了提供了可靠依据。

**关 键 词:** 多级离心泵;首级叶轮;汽蚀性能;CFD

中图分类号: TH311 文献标识码: A

## 引 言

泵长时间在汽蚀条件下工作会腐蚀过流部件,缩短使用寿命和增加过流部件的维修更换等额外费用,经济效益降低。根据离心泵汽蚀理论,要提高汽蚀性能需从减小泵的必需汽蚀余量  $NPSH_r$  和提高装置汽蚀余量  $NPSH_a$  两方面进行,而根本措施是提高泵本身的抗汽蚀性能。泵的汽蚀和能量损失导致运行不稳定的现象主要由过流部件内部流动决定,随着计算流体动力学(CFD)和计算机技术的发展,对水泵内部流动的数值模拟与实验研究相结合成为了揭示叶轮机械内部流动规律的重要方法<sup>[1~3]</sup>。通过分析其压力场和速度场,对泵的汽蚀性能进行准确的预测是防止汽蚀发生的重要研究方向。

某型号卧式多级离心泵在运行的过程中主要存在的问题为泵的首级汽蚀现象严重,特别是在大流量下泵甚至无法开启。由于汽蚀主要发生在多级泵首级叶轮内,且首级叶轮内流动状况对泵的性能起到决定性作用,为改善此泵的性能,本研究主要针对首级叶轮进行数值模拟和改进设计。

收稿日期: 2013 - 01 - 15; 修订日期: 2013 - 01 - 31

作者简介: 陈芳芳(1988 -)女,湖南长沙人,长沙理工大学硕士研究生。

## 1 原泵数值模拟

### 1.1 原泵首级叶轮水力模型

此型号多级泵设计性能参数为:流量  $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,级数 = 10 级,单级扬程  $H = 50 \text{ m}$ ,转速  $n = 2950 \text{ r}/\text{min}$ 。首级叶轮几何参数为:叶轮进口直径  $D_1 = 150 \text{ mm}$ ,轮毂直径  $d_h = 85 \text{ mm}$ ,叶轮出口直径  $D_2 = 225 \text{ mm}$ ,叶轮出口宽度  $b_2 = 24 \text{ mm}$ ,叶片数  $Z = 5$ 。

### 1.2 原泵首级叶轮数值模拟

原多级泵首级叶轮水体部分三维实体造型和网格划分如图 1 所示。网格划分采用混合网格法,并在速度梯度大的区域,如叶片进口头部,采用手动加密,且保证在加密区域网格密度过度平缓,网格质量良好为 0.82 左右,体网格数为 461206 个。

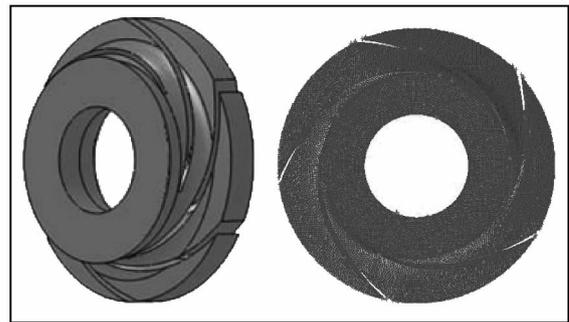


图 1 首级叶轮三维模型(左)和网格划分(右)  
Fig. 1 3D model for the first stage impeller( left)  
and its grid division( right)

利用 Fluent 软件将泵的吸入室、首级叶轮和连接的正导叶作为一个整体进行内部流场进行数值计算。旋转部件及静止部件之间的作用采用多参考系模型(MRF 模型),其中叶轮区域设在运动坐标系,吸水室和导叶部分设在固定坐标系。湍流模型选择

标准  $\kappa-\varepsilon$  模型, 压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 控制方程对流项采用二阶迎风格式离散, 扩散项和源项采用二阶中心差分格式离散。进口边界条件为速度进口, 出口边界为自由出流, 流动充分发展, 壁面条件为无滑移固壁条件, 使用标准壁面函数确定固壁附近的流动。

## 2 原泵首级叶轮流场分析

图 2 为原泵首级叶轮的静压分布图。设计工况下流体流动不均匀, 在叶片进口处存在明显的水流冲击, 使泵进口压力降低, 流体进入叶轮时压力偏低, 受叶片绕流和进口压力损失的影响, 进口部分出现大面积的低压区, 最低压力点为叶片进口背面靠近轮缘处为  $-1.58 \times 10^5$  Pa, 此处负压区为汽蚀发生区域。总压图上随着叶轮旋转, 流体不断获得能量, 压力变化进口到出口出现较大波动, 流体在叶轮流道内流态不均匀, 在叶片中部出现强紊流, 存在很强的湍流动能, 造成较大的水力损失, 导致整个泵运行不稳定。整体上看, 要改善汽蚀性能, 需要对叶片的入口进行改良, 消除入口处的能量损失。

## 3 泵的首级叶轮水力模型的改进

叶轮结构对泵的汽蚀性能有重要影响, 原泵进口处压力偏低, 流体进入叶轮后大量汽化, 进入叶轮高压区后产生局部水锤现象, 使压力突增且改变了流道内的速度分布, 扬程和效率不断下降, 能量损失增加。为提高多级泵自身的抗汽蚀性能, 对首级叶轮结构进行了以下几个方面的改进设计: (1) 适当的增加叶轮进口直径  $D_j$ ; (2) 适当增加叶轮的出口宽度  $b_2$ ; (3) 叶片进口边向入口方向适当延伸使进口边所在半径减小; (4) 适当增大盖板进口部分曲率半径以降低液流速度; (5) 减小进口处叶片厚度使之接近流线型。

改进后泵首级叶轮的几何参数为: 叶轮进口直径  $D'_j = 158$  mm, 轮毂直径  $d'_h = 85$  mm, 叶轮出口直径  $D'_2 = 225$  mm, 叶轮出口宽度  $b'_2 = 25.2$  mm, 叶片数  $Z' = 6$ 。

改进后的吸水室部分随着叶轮进口部分尺寸的变化有了相应的改进, 增大了吸水室的进口直径, 使流速减小到泵叶轮进口所需流速, 并与进口对应的扩大了吸水室的环形空间。

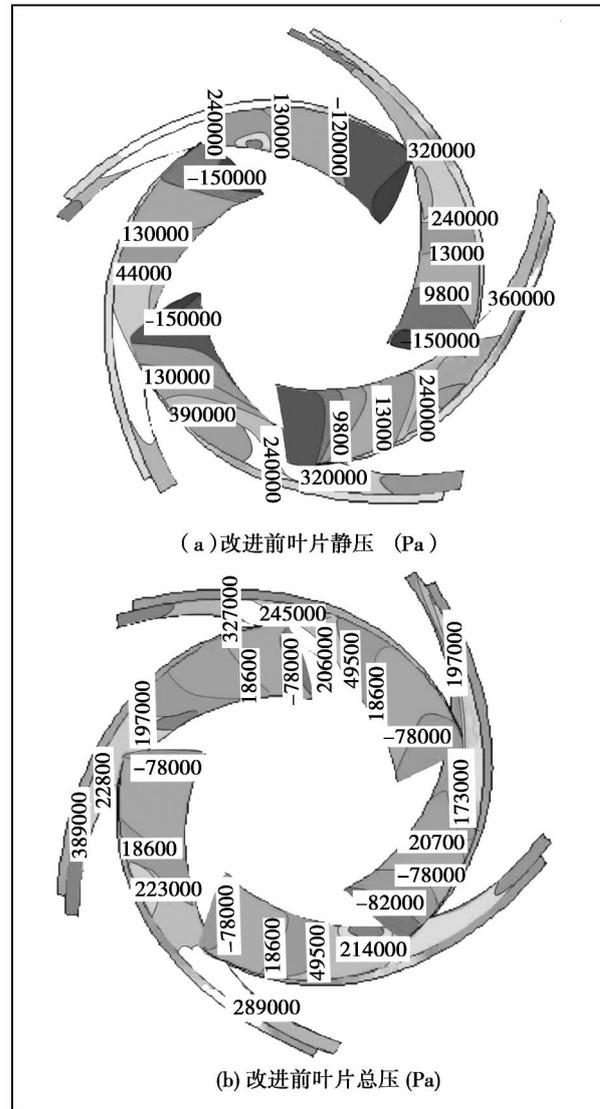


图 2 原泵首级叶轮叶片压力分布

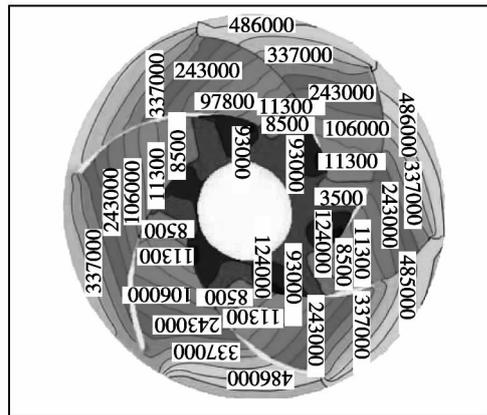
Fig. 2 Pressure distribution on the blades of the first stage impeller of the prototype pump

## 4 改进后流场分析

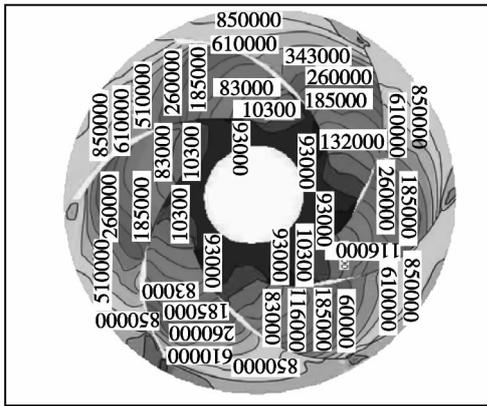
对改进后的多级泵首级流道网格划分, 体网格数为 598382 个, 对其进行数值计算, 内部流场压力和速度分布如图 3 和图 4 所示。

改进后泵的首级叶轮压力分布均匀从进口到出口不断增加, 未出现压力突增现象, 改进后压力比原泵有明显提高, 最高压力达到  $8.72 \times 10^5$  Pa, 高于原泵的  $4.20 \times 10^5$  Pa, 如图 3 所示。单个叶片工作面和背面静压分布整体上增长趋势相同, 但在从进口到出口沿叶片方向同一半径处, 工作面压力高于背面, 压力梯度变化工作面比背面大, 低压区仍为叶轮

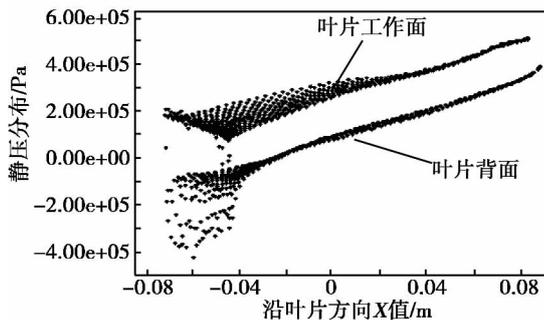
进口叶片背面处,为理论上汽蚀最易发生区域,如图4(c)所示。



(a)改进后叶轮静压(Pa)



(b)改进后叶轮总压(Pa)



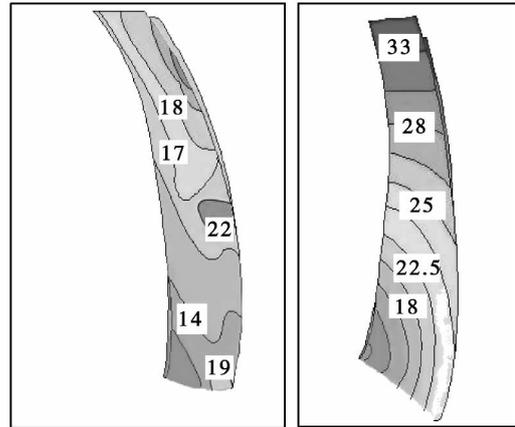
(c)改进后单个叶片压力分布值

图3 改进后泵首级叶轮压力分布图

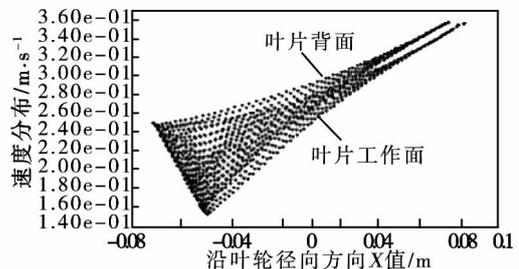
Fig. 3 Chart showing the pressure distribution on the blades of the first stage impeller after the improvement

改进设计后速度分布如图4(b)所示,流体速度在叶片旋转力矩作用下沿流动方向逐渐增加;单个叶片上流体速度从进口到出口沿径向均匀增大,如图4(c)所示,在相同半径处,叶片背面流体速度大于工作面流体速度,这与叶片工作面和背面流体

压力分布趋势相反。随着叶片的安放角的增加,流道内的漩涡区减小,过流断面面积增大,进口流速降低,改善了汽蚀性能。叶片中部没有出现速度突然激增现象,速度沿叶片方向分布均匀,过渡平稳,使泵的水力损失减少。



(a)改进前单个叶片背面速度(m/s) (b)改进前单个叶片背面速度(m/s)



(c)改进后单个叶工作面、背面速度分布值

图4 改进前后叶片速度分布

Fig. 4 Velocity distribution on the blades before and after the improvement

### 5 汽蚀性能预测与试验验证

一定流量下泵的汽蚀性能以装置汽蚀余量与扬程的关系曲线来描述,汽蚀余量计算式为:

$$NPSH = H_1 + \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (1)$$

式中:  $H_1$ —泵进口总水头, m;  $P_a$ —当地大气压力, Pa;  $P_v$ —一定温度下介质的饱和蒸汽压力, Pa。

以额定流量下首级叶轮的扬程下降3%作为汽蚀发生的判断标准,利用数值模拟的方法进行计算预测泵的汽蚀余量,并按GB/T3216—2005《回转动力泵水力性能验收试验1级和2级》标准在B级精度试验台上保持流量不变对改进前后多级泵进行汽蚀试验对预测结果进行验证。此时的装置汽蚀余量即为多级泵的临界汽蚀余量,得到改进前后汽蚀性

能曲线如图5所示。

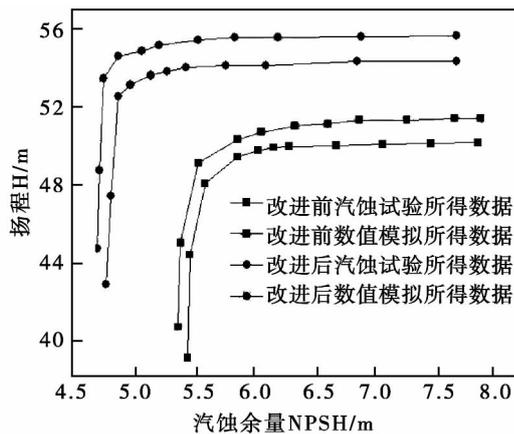


图5 改进前后汽蚀性能曲线

Fig.5 Cavitation performance curves before and after the improvement

额定流量下改进前泵的汽蚀余量 NPSH 数值模拟为 5.45 m, 试验测得结果为 5.6 m, 改进设计首级叶轮结构后汽蚀余量 NPSH 数值模拟为 4.66 m, 试验结果为 4.78 m, 改进前后数值模拟和试验值相对误差分别为 2.6% 和 2.5%。模拟结果和试验结果基本吻合, 产生差异的原因是试验用泵受铸造、加工及表面粗糙度等方面因素影响汽蚀余量大于预测值。

额定流量下此多级泵的规定汽蚀余量为 5.2 m, 改进前泵汽蚀试验结果为 5.6 m 高于规定值, 不符合汽蚀特性要求, 改进设计首级叶轮结构后, 汽蚀试验结果为 4.78 m 小于规定值, 泵的汽蚀性能得到很好的提高。

## 6 结论

多级泵中首级叶轮为承受汽蚀的主要元件, 因此首级叶轮的形状和结构参数是否合理决定着泵汽蚀性能的好坏。

通过适当增加叶轮进口直径能降低进口流速; 适当增加叶轮的出口宽度后使流量增加, 相应减小了流道内的流速; 叶片进口边向入口方向适当延伸使进口边所在半径减小, 流道内相对流速降低; 叶轮进口转弯处流体受到离心力作用, 在前盖板处流速大, 速度分布不均匀, 适当增大盖板进口部分曲率半径能降低液流速度; 减小叶片进口厚度呈流线型, 使进口压降减小; 增加叶片数至 6 个后, 改善了叶轮流道内的分层效应, 避免了叶轮出口流场畸变; 以上改

进从减小叶片进口相对速度  $w_0$ 、绝对速度  $v_0$  和压降系数  $\lambda$  使泵汽蚀余量 NPSH<sub>r</sub> 得到不同程度的降低, 从而改善了泵的汽蚀性能。

利用 CFD 技术对泵流道内部流动进行数值模拟能准确反映流体内流场的压力和速度分布情况, 判断汽蚀发生区域, 将汽蚀预测结果与汽蚀试验结果进行对比分析, 能够确立叶轮几何形状与汽蚀之间的关系, 在建立在实际设计中能应用的模型方面具有可靠性。

## 参考文献:

- [1] 王树东, 胡三高, 曹 蕊, 等. 介质特性对脱硫浆液循环泵性能影响的数值分析[J]. 热能动力工程 2010 25(6): 657-662.  
WANG Shu-dong, HU San-gao, CAO Rui, et al. Numerical analysis of the influence of the medium characteristics on the performance of a desulfurization slurry circulating pump [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and power 2010 25(6): 657-662.
- [2] 王秀礼, 姜大连, 俞志君, 等. 船用离心泵汽蚀性能数值模拟与试验研究[J]. 热能动力工程 2011 26(5): 588-592.  
WANG Xiu-li, JIANG Da-lian, YU Zhi-jun, et al. Numerical simulation and experimental study of the cavitation performance of a marine centrifugal pump [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and power 2011 26(5): 588-592.
- [3] 朱荣生, 郑宝义, 李小龙, 等. 1 000 MW 级核主泵内部非定常流动特性[J]. 热能动力工程 2012 27(3): 377-382.  
ZHU Rong-sheng, ZHENG Bao-yi, LI Xiao-long, et al. Unsteady flow characteristics of a 1000 MW nuclear power plant main pump [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and power 2012, 27(3): 377-382.
- [4] 张学静, 杨军虎. 多级泵内部流场的三维数值模拟及性能预测[J]. 流体机械 2011 39(8): 24-28.  
ZHANG Xue-jing, YANG Jun-hu. Three-dimensional numerical simulation and performance prediction of the inner flow field of a multistage pump [J]. Fluid Machinery 2011 39(8): 24-28.
- [5] 魏培茹, 刘卫伟, 见 文. 多级离心泵内部流动的数值模拟与优化[J]. 流体机械 2010 38(9): 31-34.  
WEI Pei-ru, LIU Wei-wei, JIAN Wen. Numerical simulation and optimization of the flow field of a multistage centrifugal pump [J]. Fluid Machinery 2010 38(9): 31-34.
- [6] 程云章, 张伟国, 骆宾海, 等. 多级离心泵内部流场数值模拟与节能技术研究[J]. 水电能源科学 2010 28(10): 115-117.  
CHENG Yun-zhang, ZHANG Wei-guo, LUO Bin-hai, et al. Numerical simulation of the flow field inside a multistage centrifugal pump and study of the energy-saving technology [J]. Hydropower Energy Source Science 2010 28(10): 115-117.
- [7] 黄 思, 桑迪科. 多级离心泵三维流场数值模拟及性能预测[J]. 机械科学与技术 2010 9(6): 705-708.  
HUANG Si, SANG Di-ke. Numerical simulation and performance prediction of the three-dimensional flow field inside a multistage centrifugal pump [J]. Mechanical Science and Technology 2010 9(6): 705-708.

(陈 滨 编辑)

shows that the mean deviation of the flue gas temperature obtained by using the model in question is 6.28% and the mean deviation of the cooling water temperature is 9.45%. The foregoing can offer reference for designing high efficiency heat exchangers. **Key words:** condensation heat exchange ,natural gas-fired boiler ,pumping action

**基于 CFD 技术的多级离心泵汽蚀性能研究 = Study of the Cavitation Performance of a Multi-stage Centrifugal Pump Based on the CFD Technology** [刊 汉] CHEN Fang-fang ,LI Zhi-peng ,WANG Chang-sheng( 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. -2013 28(5) . -514 ~ 517

To enhance the cavitation-resistant performance of a multi-stage pump ,the first-stage impeller structure was improved and designed with the inlet diameter and outlet width of the impeller being increased ,making the leading edge of the blades extended towards the inlet direction ,the curvature radius of the covering plate in the inlet part increased ,thickness of the blades at the inlet decreased ,the diameter of the water suction chamber at the inlet increased accordingly and the annulus space of the water suction chamber expanded. By using the software Fluent ,the flow field inside the first-stage impeller was numerically simulated before and after the improvement. The simulation results show that the area where cavitation phenomena take place is located on the back of the impeller close to the rim and after the improvement ,the flow is smooth and stable in the flow path of the first-stage impeller with the pressure and speed distribution being uniform. By adopting the numerical simulation method ,the cavitation performance of the pump was predicted before and after the improvement and verified by a cavitation test. The relative errors are 2.6% and 2.5% respectively. The cavitation allowance decreases after the improvement and is less than the value stipulated and the cavitation performance is improved ,achieving the improvement goals. The numerical simulation results can provide reliable underlying bases for design and improvement of multi-stage pumps. **Key words:** multi-stage centrifugal pump ,first-stage impeller ,cavitation performance ,CFD

**煤灰中  $Fe_2O_3$  含量对卫燃带表面结渣的影响 = Influence of the  $Fe_2O_3$  Content of Coal Ash on the Slagging on the Surface of the Refractory Belt** [刊 汉] CHEN Dong-lin ,DU Yang ,CHEN Wen-wei ,et al( College of Energy Source and Power Engineering ,Changsha University of Science and Technology ,Changsha ,China ,Post Code: 410076) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(5) . -518 ~ 522

With Lengshuijiang River-originated shale coal ash serving as the base ash , $Fe_2O_3$  powder in various weights was