

# 叶轮进口边型线对两级离心泵空化及非定常流动特性的影响

徐磊<sup>1</sup>, 陈二云<sup>1</sup>, 李国平<sup>2</sup>, 杨爱玲<sup>1</sup>

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海船舶设备研究所, 上海 200031)

**摘要:** 针对叶片进口边型线对两级离心泵空化及内部非定常流动特性的影响, 在保持泵体和其他几何参数不变的情况下, 通过改变第一级叶轮叶片进口边曲率, 计算了两级离心泵内的空化及非定常流动。获得了空化性能曲线、第一级叶轮流道内测点的压力脉动和第一级叶轮的受力情况。结果表明: 进口边对临界空化余量、压力脉动和受力情况的影响不具有单调性, 而是存在最优值; 压力脉动的主导频率为15倍轴频, 并且压力脉动出现高幅低频现象; 轴向力和径向力的脉动主频分别为轴频和2倍叶频; 径向力的波动幅值远小于空间 $x$ 、 $y$ 方向受力的波动幅值。

**关键词:** 两级离心泵; 进口边; 空化; 压力脉动

中图分类号: S277.9; TH311 文献标识码: A  
DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2016.07.013

## 引言

空化是指液体内局部压强降低到饱和蒸气压之下时, 液体内部或液固交界面上出现的蒸汽或气体空泡形成、发展、坍塌和溃灭的过程<sup>[1]</sup>。对运行的水泵而言, 空泡在近壁面溃灭时产生瞬态高压脉冲和微射流, 作用于叶轮上, 造成空蚀破坏, 同时伴随着强烈的空化噪声。因此, 关于水泵内空化流动诱导非定常激励的研究具有重要的理论意义及工程应用价值。

目前对离心泵非定常激励的研究方法主要包括数值模拟和实验。空化流动的发展会诱发泵内压力场的变化从而在泵体中产生激励作用, 最终改变了叶轮所受非定常径向力的特性<sup>[2~3]</sup>; 离心泵在相同流量系数下存在对外特性影响较大的临界空化系数 $\delta$ , 并且在非空化和临界空化工况下, 蜗壳内压力脉动主频为叶频或二倍叶频, 在空化充分发展工况下,

压力脉动主频非常低, 但是压力脉动在多级非空化离心泵首级导叶内最为剧烈, 波动幅度随着泵级数的增加逐渐降低<sup>[4~6]</sup>; 在无空化的不同工况下作用在叶轮上的径向力矢量图呈明显的六角星分布; 空化越强烈, 叶轮所受径向力合力大小及监测时间内始末两时刻瞬时径向力差异也越大, 同时非定常径向力波动也越大<sup>[7~8]</sup>; 实验表明: 非空化工况下叶轮各表面流体力空间三向合力与绕三个正交坐标轴的合力矩均周期波动; 空化工况下叶轮内汽蚀损伤的部位与叶片进口角关系不大, 而与叶轮叶片进口位置有较大的关系<sup>[9~10]</sup>。

综上所述, 前人关于离心泵空化的研究还主要集中在单级离心泵上面, 对多级离心泵的研究主要集中在非空化工况下, 叶片进口边型线的改变对两级离心泵空化诱导非定常激励的研究还较少。叶轮叶片进口边位置的确定通常要参考其与流道流线夹角的经验范围; 其曲率的改变对过水断面面积以及速度的轴向分量影响较小, 但是能使液体提前受到叶片的作用, 减小了进口的相对速度与冲击损失。因此本研究以两级离心泵为例, 通过改变第一级叶轮叶片进口边型线来预测空化性能、压力脉动以及叶轮受到的空间三方向上流体力, 为解决泵噪声和振动问题提供参考。

## 1 数值计算方法

### 1.1 控制方程

本研究采用的全空化模型考虑了空化流动中的相变、空泡动力学、湍流压力脉动和流体中含有的不

收稿日期: 2015-01-27; 修订日期: 2015-04-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106099, 11502146); 上海市科委科研计划项目(13DZ2260900)

作者简介: 徐磊(1988-)男, 河南南阳人, 上海理工大学硕士研究生。

通讯作者: 陈二云(1977-)男, 上海理工大学副教授。

凝结性气体的影响。压力较低处同时也是速度相对较高的区域,在这种区域内易发生空化,并且液相和气相之间的速度滑移相当小,从而可以假设两相间速度滑移为零。即可认为流场内各处空泡相和液体相的时均速度相等,求解动量方程所得的速度场由各相共享。在计算中利用两相湍流的相互迭代,得出液相和空泡相的收敛解<sup>[11]</sup>。

连续性方程:

混合流体相:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

空泡相:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \nabla \cdot (\rho w \vec{v}) = R_g - R_c \quad (2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \frac{1}{3} \nabla [(\mu + \mu_i)$$

$$\nabla \cdot \vec{v}] + \nabla [(\mu + \mu_i) \nabla \cdot \vec{v}] + \rho g \quad (3)$$

式中:  $\rho$ —混合流体的质量密度  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\vec{v}$ —混合流体的速度矢量  $\text{m}/\text{s}$ ;  $w$ —空泡相的质量分数;  $R_g$ —水蒸气的生成率;  $R_c$ —水蒸气的凝率;  $P$ —静压力  $\text{Pa}$ ;  $\mu$ —分子粘性系数;  $\mu_i$ —湍流粘性系数。

### 1.2 离心泵参数及网格

本文研究的两级离心泵计算域模型如图 1 所示,主要包括(从左向右即流动方向)进口延长、一级叶轮、正导叶、反导叶、过渡段、二级叶轮、蜗壳和出口延长。模型的主要参数如表 1 所示。该泵的设计流量  $Q_0 = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ ,设计扬程  $H = 30 \text{ m}$ ,转速  $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ 。为了提高计算精度及收敛性,采用六面体网格,在近壁面处网格自适应几何体壁面的微小变化。

表 1 两级离心泵各部分主要几何参数

Tab. 1 Main geometric parameters of various parts of a two-stage centrifugal pump

名称	几何参数
进口直径 $D_1/\text{mm}$	95
出口直径 $D_3/\text{mm}$	100
前后叶轮出口宽度 $b_2, b'_2/\text{mm}$	26, 25
正反导叶叶片数 $Z_3/\text{个}$	7
前后级叶片数 $Z_1, Z_2/\text{个}$	5, 6

### 1.3 计算方法和边界条件

计算求解区域进口指定总压力,出口指定体积流量。固体壁面采用无滑移条件,流场中空泡相体积分数的初始值为零。物理参数取水温为 300 K 时的值,其中水的饱和蒸汽压力  $P_v = 3610 \text{ Pa}$ ,体积弹性模量  $E = 2.15 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,蒸汽密度  $\rho = 0.0245 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。为了提高空化计算的收敛速度和稳定性,以无空化时的收敛结果作为初场,加载空化模型进行空化流动计算。

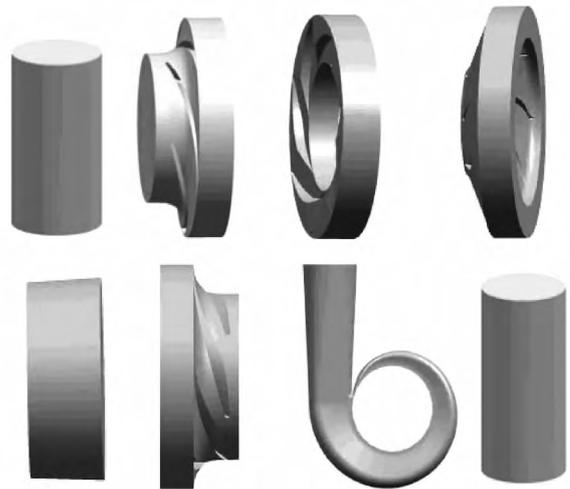


图 1 两级离心泵计算域模型图

Fig. 1 Chart showing the computational domain model for two-stage centrifugal pumps

## 2 计算结果和分析

### 2.1 第一级叶轮叶片进口边曲率

叶轮叶片的进口边是一条贝塞尔曲线,由 5 个点 1、2、3、4、5 控制,如图 2 所示。为了实现叶片的长度不变而进口边曲率变化,本文在保证 1、5 控制点固定的前提下,只改变主控制点 3 在水平方向上的位置,保持点 3 在竖直方向上的位置以及从控制点 2、4 的相对位置不变;定义参数  $\Delta L$  为控制点 1、3 之间的水平距离;  $L$  为整个进口边在水平方向上的最大距离;  $\beta = (L - \Delta L) / L$  来表征叶片进口边轮毂侧向吸入口方向的延伸程度。由于进口边与前盘流线的夹角要接近  $90^\circ$ ,因此取  $0.5 < \beta \leq 1$ 。根据不同的  $\beta$  值确定 A、B、C、D 4 套方案,如图 3 所示;在第一级叶轮内布置 5 个压力监测点分别为点 5、点 10、点 11、点 12、点 13,如图 4 所示。

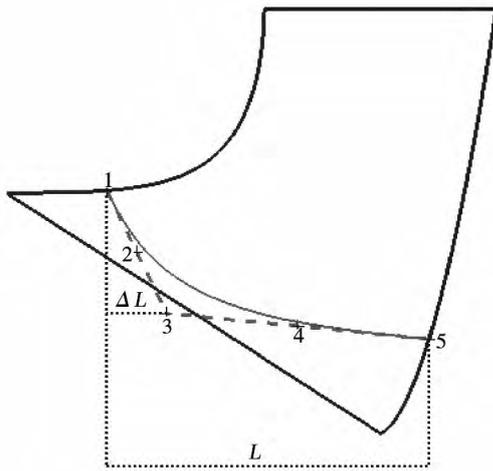


图2 第一级叶轮轴面投影图

Fig.2 Projection drawing of the meridional plane of the first-stage impeller

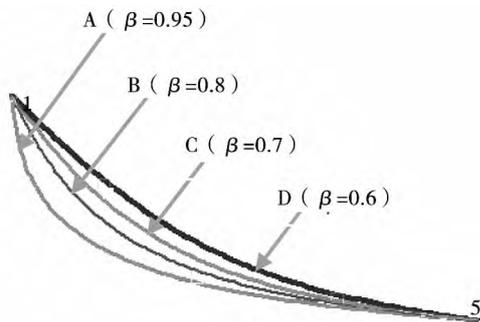


图3 不同β值叶轮叶片进口边示意图

Fig.3 Schematic drawing of the leading edge of the blades on the impeller at various β values



图4 不同位置处测点布置示意图

Fig.4 Schematic diagram of the arrangement of the measuring points at various locations

### 2.2 空化性能曲线

两级离心泵扬程和效率随有效空化余量 ( $NPSH$ ) 的变化曲线如图5所示。在  $Q_0$  工况下4种方案的空化性能曲线基本重合,表示该泵在设计工况下  $\beta$  值对泵整机空化性能影响较小。在  $1.2Q_0$  工况下,取扬程下降3%时的  $NPSH$  作为临界空化余量 ( $NPSH_C$ )。达到临界值后,继续降低  $NPSH$  值,泵的扬程和效率开始大幅度下降。4种方案的空化性能曲线出现差异。由计算可知  $NPSH_{CA} = 4.5\text{ m}$ ,  $NPSH_{CB} = 3.88\text{ m}$ ,  $NPSH_{CC} = 3.97\text{ m}$ ,  $NPSH_{CD} = 4.26\text{ m}$ ,  $NPSH_{CA} > NPSH_{CD} > NPSH_{CC} > NPSH_{CB}$ ,可见方案A的空化性能最差,曲线陡降,对应于叶片进口边向前盖板方向有最大程度的弯曲。方案D对应于进口边向进口方向有最小程度的弯曲,但空化性能同样较差。方案B和方案C空化性能接近,其中方案B最好。这就表明叶片进口边在进口方向上存在一个最佳的弯曲程度。在本文4种方案中,最佳的曲率在  $\beta = 0.8$  左右。叶片进口边有一定程度的弯曲,有利于提高泵的空化性能。

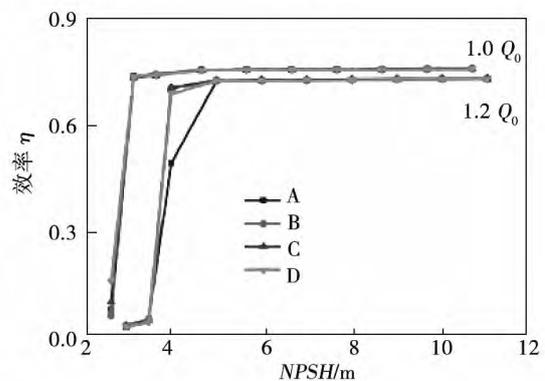
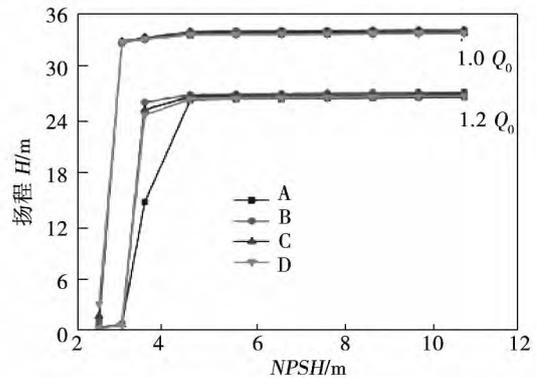


图5 两级离心泵的空化性能曲线

Fig.5 Cavitation performance curves of the two-stage centrifugal pump

### 2.3 第一级叶轮内测点压力分布

该泵转速  $n = 2\ 900\ \text{r/min}$ , 因此轴频为  $48.3\ \text{Hz}$ 。第一级叶轮叶片数  $Z_1$  为 5, 根据叶频计算公式可得第一级叶轮叶频为  $241.5\ \text{Hz}$ 。两级离心泵设计流量下第一级叶轮内各监测点的压力脉动频谱图如图 6 所示, 其中横坐标是频率, 纵坐标是测点, 竖坐标是压力脉动。可见 4 种方案各监测点压力脉动都表现出明显的离散特性。由于叶轮叶片和导叶叶片之间强烈的动静干涉, 使得第一级叶轮叶频与叶轮和导叶叶片数的配比有关, 为 15 倍轴频<sup>[12]</sup>。因此第一级叶轮叶频应为  $725\ \text{Hz}$ , 与图 6 计算结果一致。各监测点在叶频及其倍频处均出现压力脉动峰值, 可见叶频及其倍频脉动是该泵压力脉动的主要成分。各监测点随着与导叶入口距离的增大, 在某一固定频率下的压力脉动峰值逐渐降低, 这表明随着转子的扰动, 动静交界面才是压力脉动源。当空化发生时, 流体压力表现出一种高幅低频的脉动现象, 这正是空化的伴生现象。

表 2 一级叶轮内部监测点压力脉动的波动幅度  $C_A$

Tab.2 Fluctuation amplitude  $C_A$  of the pressure pulsation at the monitoring points inside the first stage impeller

监测点	方案 A	方案 B	方案 C	方案 D
5	0.46	0.37	0.70	0.71
10	0.43	0.33	0.36	0.35
11	0.37	0.34	0.48	0.44
12	0.31	0.19	0.23	0.23
13	0.10	0.08	0.08	0.09

为便于比较, 对每步计算出的静压值进行缩放, 引入无量纲数的压力波动幅度  $C_A$ 。

$$C_A = \frac{|p_{\max} - p_{\min}|}{p_{\max}^*} \quad (4)$$

式中:  $p_{\max}$ 、 $p_{\min}$ —静压, Pa;  $p_{\max}^*$ —所有监测点静压绝对值中的最大值, Pa。

对不同方案监测点压力脉动幅度  $C_A$  进行统计, 如表 2 所示。最大的波动幅度发生在对应于最小曲率的方案 D 中监测点 5 位置, 达 70%; 最小的波动幅度发生在对应于最小曲率的方案 B 中监测点 13 位置, 仅为 6.5%; 除监测点 11 以外, 其它监测点都随着与导叶进口距离的增加压力脉动幅度不断减小; 但在监测点 11 处出现反常, 是因为监测点 11 在叶片喉部附近, 当空化发生时, 叶片进口处吸力面靠近后盘处会聚集大量的气体, 在叶轮流道最窄的喉部处两相流

体流动十分剧烈, 因此叶片喉部处的压力脉动比其它部位更加明显。由表 2 可知: 方案 B 在各个监测点处都有相对较好的压力波动幅度; 方案 A 次之, 方案 C 和方案 D 整体较差, 最佳的压力波动幅度在  $\beta = 0.8$  左右。

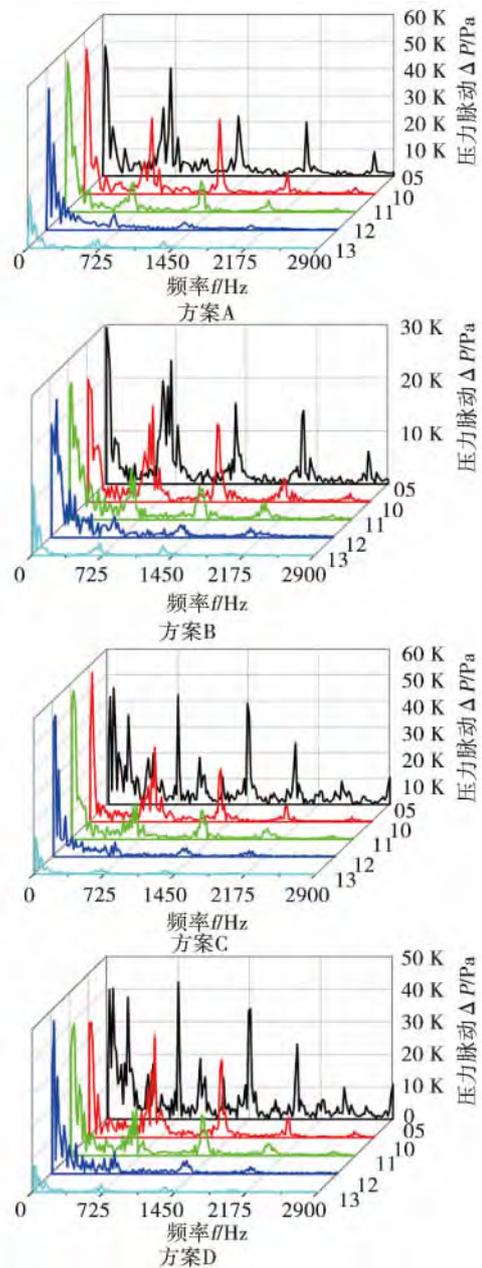


图 6 一级叶轮流道内各测点的压力脉动频谱图  
Fig.6 Chart showing the frequency spectrum of the pressure pulsation at various measuring points in the flow passage of the first-stage impeller

### 2.4 第一级叶轮所受的非定常激励力

受有限叶片的影响, 叶轮旋转过程中会在周向形成非均匀的压力场, 产生作用在叶轮上的径向力,

并且径向力的大小和方向都会随着时间发生改变。该泵的转轴在空间  $z$  轴方向,因此可将径向力  $F_r$  分解为空间  $x$ 、 $y$  方向的分力  $F_x$ 、 $F_y$ 。叶轮进出口存在压力差又会产生作用在叶轮上的轴向力  $F_z$ 。设计工况下第一级叶轮各表面受空间三向激励力的频谱如图 7 所示。

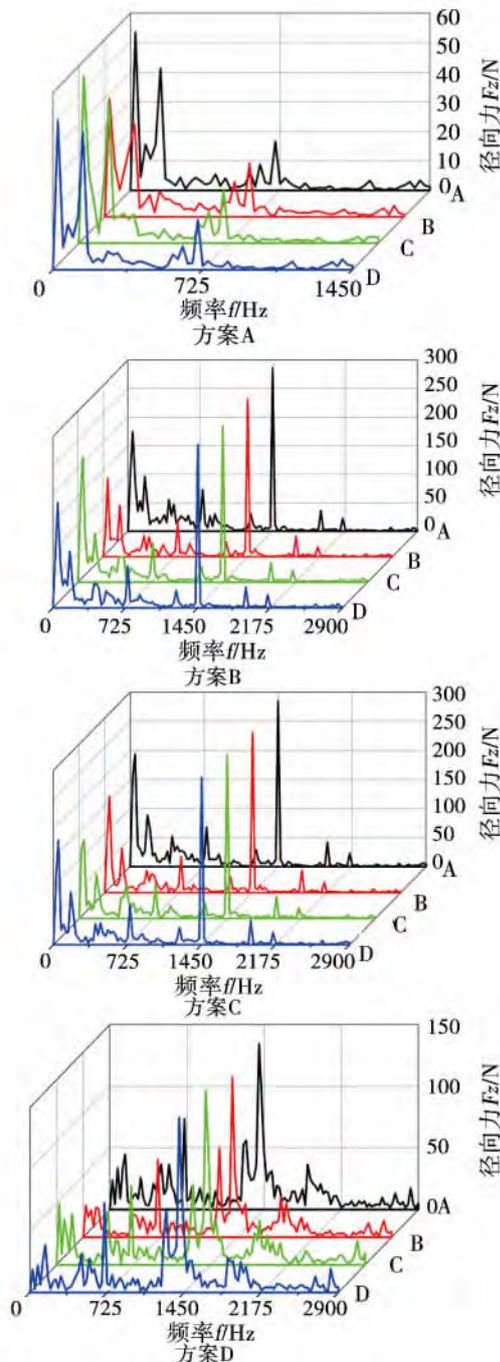


图 7 设计工况下第一级叶轮所受径向力和轴向力

Fig. 7 Radial and axial force borne by the first stage impeller under the design operating condition

空间三向力均呈现出明显的离散特性。第一个脉动峰值对应频率为轴频 48.3 Hz,但是在该处对应双峰值,且第二个峰值较低,这可能是由于空化的发生,在低频处产生了新的流体激励。轴向力脉动主频为轴频,且在叶频处脉动幅度微弱,除轴频脉动外其余远小于径向力脉动幅值,可忽略不计。 $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_r$  有相似性,在二倍叶频处激励力脉动幅度最大,远大于叶频处的脉动峰值。

同理,引进无量纲数  $F_A$  来表征激励力的波动幅度。

$$\text{定义 } F_A = \frac{|f_{\max} - f_{\min}|}{f_{\max}} \quad (5)$$

式中:  $f_{\max}$ 、 $f_{\min}$ —相应的瞬态作用力, N;  $f_{\max}^*$ —所有方案瞬态作用力绝对值中的最大值, N。因此轴向力、径向力以及径向力分力的波动幅值可以分别表示为  $F_{Az}$ 、 $F_{Ar}$ 、 $F_{Ax}$ 、 $F_{Ay}$ 。对 4 种方案的无量纲数  $F_A$  进行统计,如表 3 所示。由于轴向力和径向力有正负之分,因此波动幅值  $F_A$  可能大于 1。 $F_x$ 、 $F_y$  的波动幅值远远大于  $F_z$ ,这是因为四种方案的  $\beta$  值不同,增加了叶片在空间  $x$ 、 $y$  方向上的流动不均匀性。但径向力  $F_r$  波动幅值远小于  $F_x$ 、 $F_y$ ,这是因为不同的  $\beta$  值,使叶轮进口流动在三维空间上更加均匀,但在某一方向上可能有较大的不均匀性。4 种方案在二倍叶频处受力脉动峰值相差不大,如表 4 所示。其中方案 B 的激励力波动幅值最小,对叶轮的周期性打击最小。综合表 3 和表 4,发现方案 B 最优。

表 3 第一级叶轮受力的波动幅度  $F_A$   
Tab. 3 Fluctuation amplitude  $F_A$  of the forces borne by the first-stage impeller

	方案 A	方案 B	方案 C	方案 D
$F_{Ax}$	1.73	1.43	1.83	1.68
$F_{Ay}$	1.66	1.40	1.52	1.58
$F_{Az}$	0.24	0.24	0.31	0.26
$F_{Ar}$	0.95	0.87	0.98	0.89

表 4 在二倍叶频处叶轮受力脉动峰值

Tab. 4 Pulsation peak value of the forces borne by the impeller at two times of the frequency of blades

	方案 A	方案 B	方案 C	方案 D
$F_x$ / N	285	270	274	285
$F_y$ / N	285	268	282	287
$F_r$ / N	47.7	28.3	35.4	45.0

### 3 结 论

本文采用全空化模型和混合流体两相流模型对该泵进行了数值模拟,分析了第一级叶轮叶片进口边型线对空化及非定常流动特性的影响,得出如下结论:

(1) 运行工况对空化性能有重要的影响。在 $Q_0$ 工况下,叶片进口边曲率对空化性能曲线几乎无影响;在 $1.2Q_0$ 工况下,空化性能曲线出现较大差异,进口边曲率存在最优值。这就要求尽量避免该泵在大流量工况下运行;

(2) 由于叶轮叶片与导叶叶片的正对干涉,第一级叶轮内各测点压力脉动的主频为15倍轴频,且存在高幅低频脉动现象。压力脉动峰值随着到动静交界面距离的增大逐渐减小,表明动静交界面才是压力脉动源。最优的压力脉动幅值偏向进口边曲率较大的方向,但不具有单调性;

(3) 轴向力的波动幅度远小于径向力,并且 $x$ 方向激励力的波动幅度最大。轴向力和径向力的脉动主频分别为轴频和二倍叶频。径向力的波动幅值远小于 $x$ 、 $y$ 方向叶轮受力的波动幅值,进口边曲率对第一级叶轮所受激励力的影响较为复杂。

#### 参考文献:

- [1] 戚定满,鲁传敬,何友声. 空泡溃灭及空化噪声研究综述[J]. 上海力学, 1999, 20(1): 1-9.  
QI Ding-man, LU Chuan-jing, HE You-sheng. A review of the study of the air bubble collapse and cavitation noise[J]. Shanghai Mechanics, 1999, 20(1): 1-9.
- [2] CHUDINA M. Detection of cavitation in situ operation of kinetic pumps: Effect of cavitation on the characteristic discrete frequency component[J]. Applied Acoustics, 2009, 70: 1175-1182.
- [3] OCOUTIER D. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with two-dimensional curved blades in cavitating condition[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2003, 125: 970-978.
- [4] 李军,刘立军,丰镇平. 附着空化流动下离心泵水力性能数值预测[J]. 西安交通大学报, 2006, 40(3): 257-260.  
LI Jun, LIU Li-jun, FENG Zhen-ping. Numerical prediction of the hydrodynamic performance of a centrifugal pump in an attachment cavitation flow[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(3): 257-260.
- [5] 王松林,谭磊,王玉川. 离心泵蜗壳内非定常流动特性[J]. 振动与冲击, 2014, 33(11): 43-48.  
WANG Song-lin, TAN Lei, WANG Yu-chuan. Characteristics of a non-steady flow inside the volute of a centrifugal pump[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(11): 43-48.
- [6] 刘厚林,周孝华,王凯等. 多级离心泵径向导叶内压力的脉动特性[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014, 45(9): 3295-3300.  
LIU Hou-lin, ZHOU Xiao-hua, WANG Kai, et al. Pressure pulsation characteristics inside radial guide blades in a multistage centrifugal pump[J]. Journal of Central South University (Science and Technology Edition), 2014, 45(9): 3295-3300.
- [7] 祝磊,袁寿其,袁寿平等. 不同型式隔舌离心泵动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2011, 27(10): 50-55.  
ZHU Lei, YUAN Shou-qi, YUAN Shou-ping, et al. Numerical simulation of the interference action of the rotor and stator in various type tongue-partitioned centrifugal pumps[J]. Transactions of Agricultural Engineering, 2011, 27(10): 50-55.
- [8] 高波,孙鑫恺,杨敏官等. 离心泵内空化流动诱导非定常激励特性[J]. 机械工程学报, 2014, 50(16): 199-205.  
GAO Bo, SUN Xin-kai, YANG Min-guan, et al. Unsteady induction and excitation characteristics of a cavitating flow inside a centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(16): 199-205.
- [9] 蒋爱华,章艺等. 离心泵叶轮流体激励力研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(22): 123-127.  
JIANG Ai-hua, ZHANG Yi, et al. Study of the exciting forces of a fluid in the impeller of a centrifugal pump[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(22): 123-127.
- [10] 黄建德,邓强,黄炜. 离心泵叶轮形状对汽蚀损伤的影响[J]. 核动力工程, 2002, 23(4): 45-49.  
HUANG Jian-de, DENG Qiang, HUANG Wei. Effect of the shape of the impeller of a centrifugal pump on the cavitation damages[J]. Nuclear Power Engineering, 2002, 23(4): 45-49.
- [11] 甘加业,薛永飞,吴克启等. 混流泵叶轮内空化流动的数值计算[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(21): 165-168.  
GAN Jia-ye, XUE Yong-fei, WU Ke-qi, et al. Numerical calculation of a cavitation flow in the impeller of a mixed flow pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(Supp. 1): 165-168.
- [12] Robert C. Eisenmann, Sr. P. E., Robert C. Eisenmann, Jr. Machinery malfunction diagnosis and correction[M]. New Jersey, Prentice Hall PTR, 1997.

(刘瑶 编辑)

偏离设计工况下混流泵流动特性分析 = **Analysis of the Flow Characteristics of a Mixed Flow Pump Under the Off-design Conditions** [刊 汉] LI Jing-yue , LAI Xi-de , LEI Ming-chuan , XIA Mi-mi ( School of Energy and Power Engineering , Xihua University , Chengdu , China , Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31( 7) . - 74 ~ 79

To investigate the flow characteristics of a mixed flow pump under various operating conditions , by employing the computational fluid mechanics software , a simulation was performed of the flow state inside a low specific rotating speed mixed flow pump. In this connection , the variation tendency of the external characteristics of the pump at various flow rates were studied and the pressure , speed and turbulent flow energy consumption of the fluid flowing in the area of the impeller and guide blades of the pump were focally analyzed. It has been found that the operation of the pump under the off-design conditions may produce the returning flow and vortex phenomena to various extents and the smaller the flow rate , the more serious the phenomena. At a place nearing the outlet of the guide blades , the turbulent kinetic energy consumed will increase with an increase of the flow rate. Moreover , these factors will lower the efficiency of the pump. The foregoing can offer certain guidance for efficient use of mixed pumps and at the same time , provide reference for optimized design of mixed pumps. **Key words:** mixed flow pump , flow characteristics , simulation , different flow rate

叶轮进口边型线对两级离心泵空化及非定常流动特性的影响 = **Influence of the Profile at the Leading Edge of an Impeller on the Cavitation and Unsteady Flow Characteristics of a Two-stage Centrifugal Pump** [刊 , 汉] XU Lei , CHEN Er-yun , YANG Ai-ling ( College of Energy Source and Power Engineering , Shanghai University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) , LI Guo-ping ( Shanghai Marine Equipment Research Institute , Shanghai , China , Post Code: 200031) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31( 7) . - 80 ~ 85

In the light of the influence of the profile at the leading edge of blades on the cavitation and unsteady flow characteristics of a two-stage centrifugal pump and under the condition of the geometrical parameters of the pump body and others being kept unchanged , through changing the curvature of the leading edge of the blades in the first stage impeller , calculated were the cavitation and unsteady flow inside the two-stage centrifugal pump. On this basis , the cavitation performance curves , the pressure pulsation at the measuring points in the first stage flow passage inside the impeller and the forces received by the first stage impeller were obtained. It has been found that the influence of the leading edge on the critical cavitation allowance , pressure pulsation and forces received is not monotonous but has an optimum value. Furthermore , the dominant frequency of the pressure pulsation is 15 folds of the frequency of the shaft and the high and low frequency phenomena occur in the pressure pulsation. The main pulsation frequency of the axial and radial forces are the frequency of the shaft and two times of the frequency of the blades respectively and the fluctuation amplitude of the radial forces is far more lower than that of the forces received from the X and Y direction in the space. **Key words:** two-stage centrifugal pump , leading edge , cavitation , pressure pulsation