

自吸旋涡泵的试验研究

沙 毅,喻彩丽

(浙江科技学院 机械与汽车工程学院,杭州 310023)

摘 要: 在 25WZ1-12 型样泵型式试验基础上,得出旋涡泵外特性曲线。利用计算流体力学(CFD)原理,基于雷诺时均方程和 $k-\omega$ 双方程湍流模型,获取自吸旋涡泵内部流场数值模拟分布状况。通过对比分析数值模拟和试验结果,阐明旋涡泵抽吸及扬程形成原理、汽蚀性能特点和自吸过程。

关键词: 自吸旋涡泵;特性;流场;数值模拟;汽蚀余量

中图分类号: TH314

文献标识码: A

文章编号: 1671-8798(2010)03-0262-04

Experimental investigation of self-priming vortex pump

SHA Yi, YU Cai-li

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Science and Technology,
Hangzhou 310023, China)

Abstract: The performance curves of self-priming vortex pump (25WZ1-12) were obtained through the test experiment. Based on the Reynolds averaged Navier-Stokes equations (RANS) and $k-\omega$ two-equation turbulence model, the interior flow field in the self-priming vortex pump were numerically simulated. Through the analysis and comparison between results of experiment and simulation, the formation of suction and head principles were explained. The investigation also showed the cavitation performance and self-priming process of the self-priming vortex pump.

Key words: self-priming vortex pump; performance; flow field; numerical simulation; NPSH

自吸旋涡泵是一种小流量、高扬程的自吸泵,结构简单,使用方便,在实际生产和生活中得到了广泛的应用,尤其在广大的乡镇,居民常用它从井里抽吸生活用水。浙江是家用泵生产大省,小型自吸旋涡泵产量占全国市场的 90% 以上。目前国内外很多学者对自吸旋涡泵进行了研究,但对其内部流场的研究尚不多见,工作机理的解释也不尽相同,效率较低的问题一直没有得到很好的解决,设计还停留在 20 世纪 70 年代水平。然而随着国家经济的发展,对节能降耗的要求越来越高,于是针对旋涡泵的研究成为工程中急需解决的课题。

收稿日期: 2010-02-02

作者简介: 沙 毅(1961—),男,山西介休人,研究员,主要从事流体机械理论和设计研究。

本研究自行设计研制了试验用样机,并进行了型式试验。采用 CFD 软件对自吸旋涡泵内部流场进行数值模拟,得出了自吸旋涡泵内部的流场分布。通过对比分析数值模拟和试验结果,把内部流动和外部特性结合起来,阐明旋涡泵抽吸及扬程形成原理、汽蚀性能特点和自吸过程。

1 自吸旋涡泵设计及结构参数

参考文献[1]和既往研究成果^[2-5],研制试验用的 25WZ1-12 小型自吸旋涡泵样机,动力配套 0.55 kW,电动机与泵同轴直联成为整体。小型自吸旋涡泵样机的设计参数: $q_v=1\text{ m}^3/\text{h}$, $H=12\text{ m}$, $n=2\,850\text{ r/min}$, $n_s=26.89$ 。自吸旋涡泵的结构和水力参数如图 1 和图 2 所示。

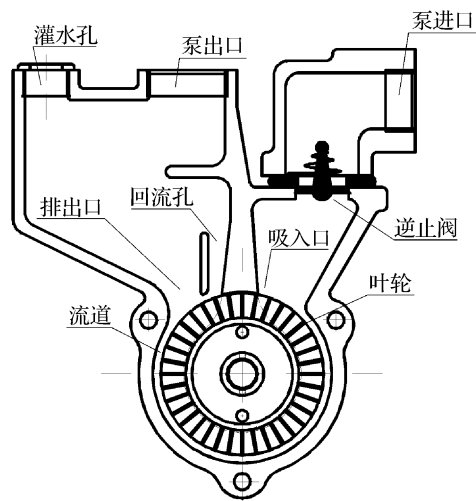
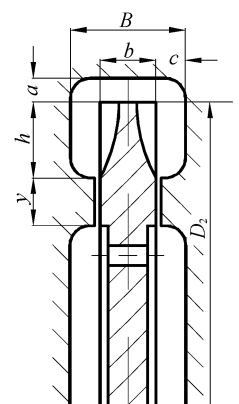


图 1 自吸旋涡泵结构图

Fig. 1 The self-priming vortex pump structure



$D_2=69\text{ mm}$; $b=7.5\text{ mm}$; $y=8\text{ mm}$; $c=3.7\text{ mm}$; $a=5\text{ mm}$; $B=15\text{ mm}$; $h=10.5\text{ mm}$; $Z=36\text{ 片}$

图 2 旋涡泵水力结构参数

Fig. 2 The hydraulic structure parameters of the vortex pump

2 泵型式试验

2.1 试验方法

采用电测法测取轴功率和机组效率,电动机空载性能按 GB/T 12785—1991《潜水电泵试验方法》进行。泵型式试验按 GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》进行。采用调节进口闸阀增加泵入口吸损法进行汽蚀试验。图 3 为泵性能试验曲线,图 4 为泵汽蚀特性曲线。

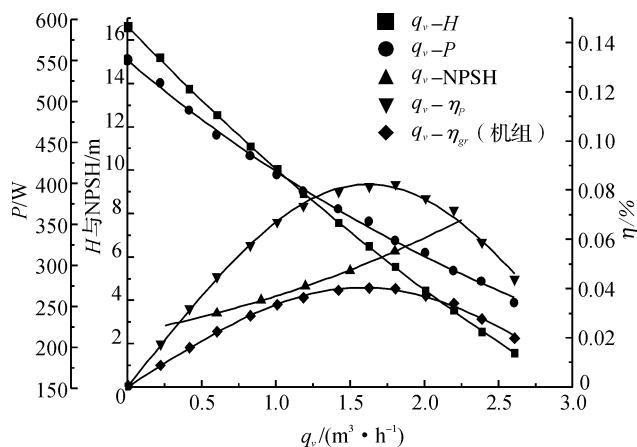


图 3 性能曲线

Fig. 3 Performance curves

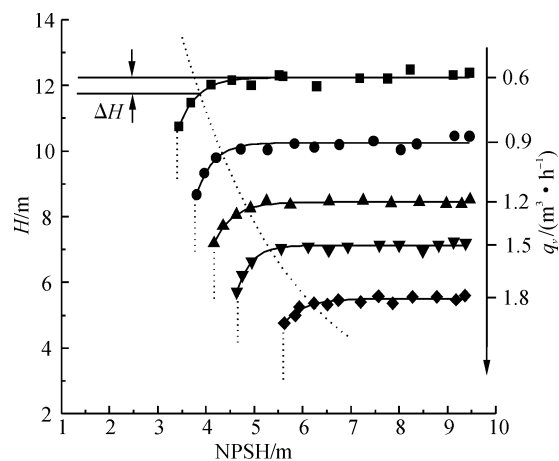


图 4 汽蚀特性曲线

Fig. 4 Cavitation curves

2.2 型式试验结果及分析

经分析可知:泵的最佳工况 $q_v = 1.629 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 6.497 \text{ m}$, $\eta = 8.2\%$, 偏离设计工况;泵效率偏低,特别是自吸旋涡泵。泵效率偏低的主要原因有:该泵是单件生产,安装中因加工精度未达到技术图纸要求而出现叶轮卡滞现象,最后成形时叶轮两端轴向间隙 $\delta_1 \geq 1 \text{ mm}$,隔舌径向间隙 $\delta_2 \geq 1 \text{ mm}$,间隙过大影响泵效率,本试验也验证了这一情况;再者,由于经验不足,该泵的汽水分离室设计不合理也是造成泵效率偏低的因素。该旋涡泵设计汽蚀比转速 $C = 90.2$,最佳工况汽蚀比转速 $C = 105.9$,在叶片泵领域抗汽蚀性能不高,临界汽蚀余量随着流量的增大而增大。

3 数值模拟和试验结果对比分析

自吸旋涡泵内部流动较为复杂,存在自由剪切湍流、附着边界层湍流及回流等流动形式。研究表明: $k-\omega$ 模式对上述流动形式比 $k-\epsilon$ 模式具有较高的计算精度^[6],故选用 $k-\omega$ 双方程湍流模式对流场进行数值模拟^[7-8]。

3.1 三维造型及网格划分

用三维软件 Pro/E 对自吸旋涡泵叶轮及流动区域进行实体造型,以 .stp 文件格式调入 Fluent 前处理器 Gambit 中进行网格划分。因自吸旋涡泵的流道结构较为复杂,故采用非结构化四面体混合网格对流动区域进行网格划分,如图 5 所示。

3.2 计算结果分析

沿轴向作截面得到图 6 流场总压分布,图 7 流场速度分布,以及图 8 流场静压分布。图中左上侧为排出口,右上侧为吸入口。从图中可见:流场总压沿流动方向呈递增趋势,最低总压出现在吸入口处,约为 -0.045 MPa ,在排出口增至最大值 0.12 MPa ;流速从吸入口至排出口无明显区别,说明流速沿旋涡泵圆周流道基本呈等值分布。计算速度基本保持在叶轮外圆圆周速度 10.297 m/s 这个量级,偏差不大,说明数值模拟有一定的逼真性;而沿径向流速呈递增趋势。静压与总压分布趋于相同,均沿圆周流道呈递增趋势,说明动压沿圆周流道基本相同,即周向速度相同。最低静压出现在吸入口叶片的根部,静压为真空度,数值达 -0.08 MPa 。

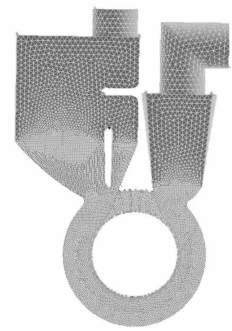


图 5 流动区域网格划分
Fig. 5 Grids of the flow field

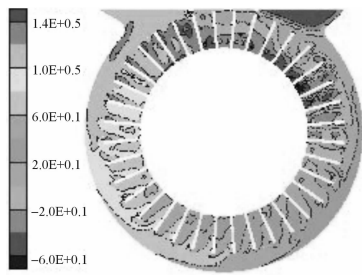


图 6 流场总压分布图
Fig. 6 Total pressure distribution of flow field

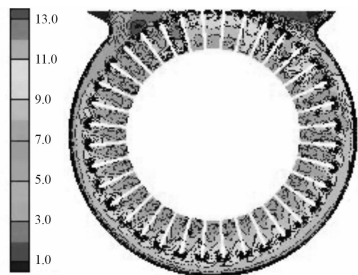


图 7 流场速度分布图
Fig. 7 Velocity distribution of flow field

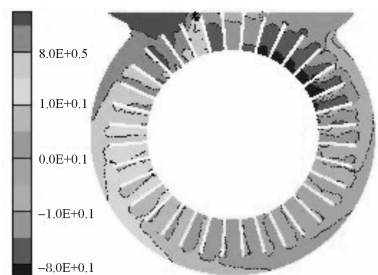


图 8 流场静压分布图
Fig. 8 Static pressure distribution of flow field

3.3 自吸旋涡泵工作原理分析

笔者对流场测量的试验结果证明,本数值模拟达到一定准确度^[9]。经过综合对比分析,可以得出下述结果^[10-12]。

旋涡泵吸入口处静压为负压,数值达 -0.08 MPa ,液体在大气压作用下被吸入泵内,这是旋涡泵的抽吸原理。真空度值较大,故吸程较大,工程实践也证明了这点;叶轮流道内的流速大于蜗壳流道内的流速,

由于受离心力的不同,因此会产生纵向旋涡,旋涡泵就是由此而得名的。流速分别在叶轮顶部及流道外径处达到最大,在叶轮顶部流速达到最大,而在蜗壳内径处流速最小。由于存在边界层,因此在蜗壳壁面的流速接近于零;吸入口处叶片根部静压最低,叶片工作面压力明显高于背面,故旋涡泵汽蚀首先发生在吸入口的叶片背面根部处;因流体在吸入口处径向进入,圆周速度可认为零,在叶片的驱动下流体圆周速度瞬间达到最大值,此时叶片背面压力急剧减小,由伯努利方程可推知此压力约减小 $1/2\rho u^2$, u 为叶轮的圆周速度。这在一般离心泵中是很少见的,这也是旋涡泵抗汽蚀性能较差的原因所在。

3.4 旋涡泵特性与数值模拟分析

叶轮叶片对液流做功,液流压能增加这是旋涡泵扬程形成的主流。由扬程和汽蚀余量定义,通过分析流场总压和静压分布,可得出数值模拟泵额定(设计)工况扬程和汽蚀余量近似值,查性能曲线可得试验数据,如表1所示。

从表1可以看出,数值模拟性能参数优于试验结果,说明该旋涡泵还有提高性能的空间。理论上该泵在设计流量下扬程应达到16.8 m。国内有关部门发布的质检报告证明,已有同等的自吸旋涡泵达到这一水平。

3.5 自吸旋涡泵自吸过程分析

经过综合分析可以大致推断自吸旋涡泵的自吸过程。当泵启动,叶轮开始旋转,叶片推动液体和吸液管中的空气流向排出口,空气密度小,从泵出口逸出,而液体因回流孔下方的压力较低,通过回流孔又折回叶轮。在吸入口重新和气体混合,又重复上述过程。如此循环往复,直到将吸液管中的空气全部排出,形成连续液流并产生扬程,完成自吸。本研究的自吸结构是目前自吸旋涡泵的普遍形式,完成自吸后泵进入正常运行状态,通过回流孔仍有回流存在,回流是经过叶轮做功的有效流量的一部分,是一种能量损失,故自吸旋涡泵比普通旋涡泵效率略低。回流孔面积大,回流量大,自吸时间短,但泵效率下降。可见回流孔面积对自吸旋涡泵性能影响较大,应当认真设计。

4 结 语

由于旋涡泵流道窄小,受测试技术的局限,目前数值计算或模拟是认识旋涡泵内部流动规律的一种有效途径;本研究只模拟了自吸旋涡泵的一个工况,要掌握旋涡泵的工作原理,还需进一步做全面性的研究。

参考文献:

- [1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
- [2] 沙毅,杨敬江,闻建龙. 微型自吸旋涡管道泵的研制[J]. 排灌机械,2001,19(3):10-12.
- [3] 沙毅. 旋涡泵叶片数实验研究与设计[J]. 流体机械,1995,23(10):9-11.
- [4] 沙毅. 自吸旋涡泵的设计研究[J]. 水泵技术,2000(6):3-5,46.
- [5] 沙毅,闻建龙. 泵与风机[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2005.
- [6] 阎超. 计算流体力学方法及应用[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006:228-240.
- [7] 金玉珍,谢鹏,胡旭东. 小流量高扬程离心旋涡泵气液混输扬程的分析[J]. 浙江理工大学学报,2007,24(4):420-423.
- [8] 沙毅,李金磊,李昌烽. 自吸旋涡泵内部流动分析[J]. 排灌机械,2008,26(6):10-14.
- [9] 沙毅,李金磊,刘祥松,等. 自吸旋涡泵变转速性能及内部流场试验[J]. 农业机械学报,2009,40(12):119-124.
- [10] 施卫东,汪永志,沙毅,等. 旋流泵内部流动的研究[J]. 农业机械学报,2006,37(1):67-70.
- [11] ZHU Zuchao, XIE Peng, OU Guofu, et al. Design and experimental analyses of small-flow high-head centrifugal-vortex pump for gas-liquid two-phase mixture[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering,2008,16(4):528-534.
- [12] 朱祖超,王乐勤,黄敦回,等. 小流量旋涡泵的理论设计与试验研究[J]. 工程热物理学报,2001,22(4):450-452.

表1 试验与数值模拟数据

Table 1 Test data and simulation data

性能参数	$q_v/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	H/m	NPSH/m
数值模拟数据	1.0	16.8	3.6
型式试验数据	1.0	10.3	4.1