论文

旋涡泵高扬程工况结构变化数值模拟研究

李祥阳*, 陈万强

西安航空学院特种泵系统技术国家地方联合工程研究中心, 西安 710077

* E-mail: lxygyl@163.com

收稿日期: 2017-03-24; 接受日期: 2017-07-14; 网络出版日期: 2017-09-13

国家自然科学基金(批准号: 51575420)、陕西省自然科学基金(编号: 2014JM2-5069)、陕西省教育厅服务地方专项计划(编号: 14JF011)和西安市科技计划(编号: CXY1518(2))资助项目

摘要 为深入了解高扬程工况旋涡泵内部流体的流动机理, 获得进出口结构参数变化对旋涡泵性能的影响规律, 建立了固定流道的旋涡泵三维流动模型, 借助ANSYS FLUENT研究了旋涡泵进出口几何参数变化的基本特征, 对比分析旋涡泵内部流场、场程等随几何参数的变化规律. 选取典型的闭式双支撑结构旋涡泵的流动区域建立模型, 研究不同进出口结构的旋涡泵内部压力场和速度场的分布情况, 提出了在固定流道结构下进出口参数对旋涡泵效率提高的设计思路, 对优化旋涡泵接口设计有一定的参考价值.

关键词 旋涡泵, 数值模拟, 内部流场, 几何结构

1 引言

旋涡泵是一种新兴叶片泵^[1], 与离心泵相比, 其尺寸小、质量轻、扬程高, 且扬程的变化对流量的影响较离心泵小, 对压力的波动也不敏感. 因此, 旋涡泵的出现填补了离心泵的不足^[1,2]. 因此, 在国民经济及国防领域的许多部门也得到越来越广泛的应用, 诸如化学工业、机场、汽车加油站的加油车及油罐车和固定分配装置、可移动式洗涤设备以及装甲车、坦克、军用直升机和舰船等^[3]. 旋涡泵作为典型叶轮机械装置, 以其结构简单、功耗低、可靠性高的优点被广泛用于航空、船舶、消防、锅炉等多种场合输送供液. 目前, 旋涡泵存在效率偏低的问题, 而如何改进转子与流道结构, 从而改善流动条件以提高工作效率, 是研究旋涡泵的一项重要课题. 在公开文献中, 国

内外学者从旋涡泵内部流动理论模型分析^[4,5]并揭示了旋涡流动基本特征, 通过数值模拟对旋涡泵流动性能分析、动稳态液压动态特性分析、数值模拟方法等分析研究^[6-8], 揭示不同流场结构参数下相关研究方法 & 基本研究思路, 通过建立旋涡泵流动实验研究模型, 设计叶片模型及不同参数研究条件^[9-11], 获取旋涡泵不同叶片数目及流道结构的研究结论. 江苏大学等科研机构也展开了对旋涡泵性能的大量研究^[12-21], 针对叶轮机械泵理论结合CFD数值仿真技术分析旋涡泵内流场结构, 指导设计改进叶轮、流道及供应条件, 最终达到提高旋涡泵效率或性能的目的, 为旋涡泵设计提供了参考数据.

本文以现有典型双支撑旋涡泵为研究对象, 建立叶轮及流道结构固定的旋涡泵流体域, 通过改变旋涡泵的进出口结构参数, 揭示供应接口几何条件变化对

引用格式: 李祥阳, 陈万强. 旋涡泵高扬程工况结构变化数值模拟研究. 中国科学: 技术科学, 2017, 47: 1067-1074

Li X Y, Chen W Q. Numerical simulation study on structural change of high-lift working condition of vortex pump (in Chinese). Sci Sin Tech, 2017, 47: 1067-1074, doi: 10.1360/N092017-00088

旋涡泵内部的流动特性影响规律,这方面的研究在公开发表的文献中报道较少,通过实验测试、数值模拟结果分析揭示了详细的旋涡泵流场结构及影响因素,研究结果对旋涡泵进出口供应条件设计改进提供了重要参考价值.

2 内部流场研究模型

2.1 旋涡泵物理模型

本文选取典型的闭式双支撑结构旋涡泵(型号为XWB-01;技术指标:额定出口压力为0.1 MPa;泵的流量为10 L/min;外形尺寸为120 mm×140 mm×200 mm;重量为≤5 kg.旋涡泵叶轮材料及热处理:2Cr13-GJB2294-1995, HRC-32-36)作为研究对象,旋涡泵流动区域包括流道和叶轮2部分,流道为矩形,流道截面如图1(a),叶轮如图1(b)所示.在固定流道、叶轮结构下进行旋涡泵进出口几何结构参数的研究,获取进出口结构对旋涡泵性能的影响规律,固定旋涡泵流道几何结构如图1(c),尺寸参数见表1.

2.2 计算网格及边界条件

本文采用ICEM划分旋涡泵模型计算域网格,旋涡泵内部流场区域及网格如图2所示.旋涡泵计算域包含吸入室、流道、叶轮及隔舌区域,其中流道为简单规则区域,而隔舌区域叶轮与壁面之间存在琐碎的窄缝小体积,叶片交接变截面等区域存在不规则连接体积.因此,只能采用非结构网格划分方法生成计算网格,流体域划分中通过网格局部加密将叶片变截面区域与流道内网格渐变过渡,流体域网格由壁面向中心

按比例缓慢渐变,隔舌区域壁面给定小体积划分,防止影响整体网格质量.确定网格生成结构后通过缩放比例,生成4种网格数量进行无关性验证分析,综合考虑计算结果偏差及计算效率,选取计算网格数量约为 5.58×10^5 ,无关性验证旋涡泵场程最大偏差约为2.87%.

旋涡泵内部为旋转流体流动计算边界条件:入口给定质量流量边界,流体选用水;出口给定压力出口条件;流道、隔舌区域壁面均选择无滑移条件,给定相对速度 $\omega=0$,压力取第二类边界条件,对于湍流流动未充分发展段采用壁面函数法进行修正;流体域给定旋转边界条件,指定流体旋转速度、转轴及方向;叶轮壁面给定旋转壁面条件,指定与流体域相同旋转轴及方向,与流体域相对同时转动,相对转速为0 rad/s.采用雷诺时均湍流微分控制方程的压力分离隐式稳态求解器,使用SIMPLE压力速度耦合方法求解各参数,收敛的判断标准为相对残差小于 10^{-5} .

表1 旋涡泵设计与结构参数

参数		数值
设计参数	q (m ³ /h)	0.6
	H (m)	10
	n (r/min)	3000
水力参数	D_2 (mm)	45.9
	b (mm)	5.15
	c (mm)	2.58
	a (mm)	2.75
	E (mm)	10.32
	h (mm)	6.35
	Z (个)	31

图1 (网络版彩图)旋涡泵仿真计算模型. (a) 流道截面形状; (b) 叶轮形状; (c) 旋涡泵水力结构参数

图2 (网络版彩图)数值计算网格. (a) 计算域及网格; (b) 局部网格剖面图

2.3 湍流模型及控制方程

本文计算选用商业软件Fluent14.0进行三维数值模拟研究,考虑平均流动中的旋转及旋流影响,因此,选取可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,采用基本壁面函数处理近壁面区域的流动过程,以建立旋涡泵数值计算中涡黏性系数与平均速度之间的关系.基于N-S方程和RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及基本壁面函数处理方法相关表述可参考文献[5,17].

2.4 参数定义及计算工况

固定流道结构下旋涡泵性能参数计算,通过旋涡泵的扬程、效率来表示,旋涡泵参数计算式如下:

扬程的计算

$$H = \frac{P_o - P_i}{\rho g} + \frac{v_o - v_i}{2g} + \Delta h,$$

式中, H 为扬程,单位为m. 本文模型中,进出口高度差 Δh 可视为0. 式中的 P_o , P_i , v_o , v_i 分别为泵出口静压、进口静压、出口速度、进口速度. $\rho=998 \text{ kg/m}^3$ (水),

$$g=9.98 \text{ m/s}^2.$$

旋涡泵数值模拟研究变化几何参数包括: 转速、进出口直径、进出口周向夹角,变化参数如图3所示,数值结果切面及工况如表2所示.

图3 旋涡泵结构及工况调整参数示意

表2 旋涡泵数值模拟工况参数

数值计算工况		切面位置
Case1	$d_1=d_2=8, 11, 13, 16 \text{ mm}$ $\theta=40^\circ$, $n=3000 \text{ r/min}$	周向 绕-Z轴逆时针旋转 $C_{\text{plane}}=48^\circ \sim 312^\circ$
Case2	$\theta=0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ $d_1=d_2=13 \text{ mm}$, $n=3000 \text{ r/min}$	轴向 Z方向切面($Z=0$ 为中心) $Z_{\text{plane}}=-5.16 \sim 5.16 \text{ mm}$
Case3	$n=2700, 3000, 3300, 3600 \text{ r/min}$ $d_1=d_2=13 \text{ mm}$, $\theta=40^\circ$	径向 R切面(坐标原点中心) $R_{\text{plane}}=16.6 \sim 25.7 \text{ mm}$

3 旋涡泵内部流场分析

3.1 旋涡泵流场分析

图4为case1工况下($d_1=d_2=13\text{ mm}$, $\theta=40^\circ$, $n=3300\text{ r/min}$)时的旋涡泵内部速度流线, 图中可看出流体进入流道内后沿径向方向进入叶轮, 经过叶轮的旋转加速, 流场的流线在按照叶轮旋转方向前进的同时, 在径向方向上有明显的旋涡生成, 流道内的流体沿叶轮旋转方向以螺旋状向前流动. 由于旋涡泵内部叶轮旋转作用使流体从进口向出口方向流动, 在叶轮内的流动接近于每个质点遵循等角速度成度原则, 在流道内的流动接近于等动量矩原则, 这使叶轮和流道中液体的圆周速度不相等, 在叶轮内液体所作用的离心力要大于流道内液体所受的离心力, 形成了液体的圆

环形运动, 即纵向旋涡; 同时叶轮旋转中受到叶轮内液体的冲击作用, 从而形成液体脱离旋涡, 即矢量方向与叶片的进口边平行的径向旋涡. 旋涡泵流道内沿流向周期性地脱离叶片液流被输送至出口带走, 从而使泵获得很高的扬程.

图5为case1工况下旋涡泵内壁面及轴向截面的压力分布, 可看出旋涡泵内部各切面上沿流向的压力分布规律基本相似, 旋涡泵内部叶轮旋转作用使流体沿流动方向上压力逐渐增加, 沿流向将旋转动能积累成为出口的压能. 在旋涡泵进口区域, 会形成一定区域的负压区, 有利于流体进入旋涡泵内部.

图6为径向切面的压力分布, 可看出通道内部流体沿流向受叶轮作用, 在不同截面上的压力增加规律基本相似, 在叶轮高度区域内受叶轮旋转作用力在截

图4 (网络版彩图)旋涡泵内部速度流线图

图5 (网络版彩图)旋涡泵内壁面压力分布. (a) 通道外壁面; (b) $z=0$ 切面; (c) $z=1.5\text{ mm}$ 截面

面上形成流运尾迹,而在外侧流道内明显要看出对称压力分布趋势.图7为与图6相同截面的速度场分布,可看出在径向截面上受叶轮转运形成的速度场对涡结构,随半径增加截面速度场分布基本相似.

图8为周向截面速度矢量分布,可看旋涡泵内部流动非常复杂,沿流向不同周向角度截面上,受高速叶轮旋转的影响,在叶轮旋转壁面处形成了较大的轴向分速度,从而在叶片之间的流道中形成漩涡,并带动泵体流道内的流体形成纵向漩涡.纵向漩涡自叶片半径小处的低压区流入,从叶片半径较大处的高压区流出,用于传递叶轮做功的能量,依靠叶轮的每一次转动,将能量传入流体,直至在出口形成较高压力来维持稳定的扬程.

3.2 旋涡泵工作性能分析

按照扬程计算公式整理数值计算与实验结果,对比case3工况($d_1=d_2=13\text{ mm}$, $\theta=40^\circ$)下不同转速时旋涡泵的扬程,比较结果如图9所示.可看出固定工况及尺寸结构下,旋涡泵的扬程随着转速增加而增大,数值计算结果与实验结果基本吻合,数值模拟结果较实验结果偏高.

4 不同进出口结构的影响特性

4.1 进出口直径对旋涡泵性能影响

图10所示为case1工况($d_1=d_2=8, 11, 13, 16\text{ mm}$, $\theta=$

图6 (网络版彩图)旋涡泵径向截面压力分布. (a) $R=19\text{ mm}$ 径向切面; (b) $R=22\text{ mm}$ 径向切面; (c) $R=25\text{ mm}$ 径向切面

图7 (网络版彩图)旋涡泵径向截面速度分布. (a) $R=19\text{ mm}$ 径向切面; (b) $R=22\text{ mm}$ 径向切面; (c) $R=25\text{ mm}$ 径向切面

图8 (网络版彩图)旋涡泵周向截面速度矢量. (a) $C_{plane}=48^\circ$; (b) $C_{plane}=90^\circ$; (c) $C_{plane}=138^\circ$; (d) $C_{plane}=222^\circ$; (e) $C_{plane}=270^\circ$; (f) $C_{plane}=312^\circ$

图9 (网络版彩图)旋涡泵沿程切面压力变化

40° , $n=3300$ r/min)下, 旋涡泵周向沿程切面平均压力、速度变化规律. 由图10(a)可看出, 在固定旋涡泵通道结构、固定流动及旋转条件下, 随着旋涡泵进出口直径增加, 进出口压差增大, 沿程压力增压幅度增大, 有

利于旋涡泵扬程的提高. 由图10(b)可看出, 随着旋涡泵进出口直径增加, 沿程截面的平均速度增大, 沿程截面平均速度分布规律基本相似, 叶轮叶片之间速度呈锯齿状分布, 这是由于流体受叶片旋转及绕流影响而造成平均速度差.

4.2 进出口夹角对旋涡泵性能影响

图11所示为case2工况($\theta=0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$, $d_1=d_2=13$ mm, $n=3300$ r/min)下, 旋涡泵周向沿程切面平均压力、速度变化规律. 由图11(a)可看出, 在固定旋涡泵通道结构、固定流动及旋转条件下, 随着旋涡泵进出口周向夹角增大, 沿程压力增压幅度逐渐减小, 不利于旋涡泵扬程的提高. 由图11(b)可看出, 随着旋涡泵进出口周向夹角增加, 沿程截面的平均速度逐渐减小, 沿程截面平均速度分布规律基本相似, 叶轮叶片之间速度呈锯齿状分布.

图10 (网络版彩图)不同进出口直径工况下旋涡泵性能比较. (a) 沿程不同切面平均压力分布; (b) 沿程不同切面平均速度分布

图 11 (网络版彩图)不同进出口夹角下旋涡泵性能比较. (a) 沿程不同切面平均压力分布; (b) 沿程不同切面平均速度分布

5 结论

本文针对固定流道结构下, 不同进出口几何参数的旋涡泵流动特性进行研究, 获取旋涡泵内部的流场结构及性能参数, 比较分析进出口直径以及进出口周向夹角对旋涡泵的影响特征, 得出以下结论:

(1) 通过三维数值模拟预测旋涡泵性能, 可知数值仿真研究基本能够揭示旋涡泵内部螺旋流场结构及速度、压力场分布规律, 数值模拟结果与试验测量结

果偏差较小;

(2) 在固定流动及几何流道结构下, 随着进、出口直径的增加, 沿程压力增幅加大, 沿程流动损失减小, 有利于旋涡泵截面平均流速及扬程提高; 在固定流道尺寸下, 流道进出口直径增加有利于改善泵体输出降压, 增加截面流速;

(3) 在固定流动及几何流道结构下, 随着进、出口周向夹角的增加, 沿程压力增幅逐渐减小, 沿程流动损失增大, 不利于旋涡泵截面平均流速及扬程提高。

参考文献

- 符江锋, 李华聪, 韩小宝, 等. 一种采用径向串联方式的组合旋涡泵设计方法. 推进技术, 2013, 34: 269–272
- 王淑红, 李华聪, 符江锋, 等. 航空发动机旋涡泵设计. 科学技术与工程, 2012, 26: 1301–1303
- 袁丹青, 王冠军, 陈向阳, 等. 旋涡泵的研究现状与展望. 排灌机械, 2008, 12: 63–68
- DeWitt D P. Rational design and development of the regenerative pump. Dissertation of Masteral Degree. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1957
- Song J W, Engeda A, Chung M K. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump. *P I Mech Eng A-J Pow*, 2003, 217: 311–321
- Mihalic T, Guzovic Z, Predin A. Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump. *J Fluids Eng*, 2013, 137: 011107
- Villiers E. The potential of large eddy simulation for the modeling of wall bounded flows. Dissertation of Doctoral Degree. London: Imperial College of Science, Technology and Medicine, 2006
- Barrio R, Parrondo J, Blanco E. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points. *Comput Fluids*, 2010, 39: 859–870
- Caridad J, Asuaje M, Kenyery F, et al. Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions. *J Pet Sci Eng*, 2008, 63: 18–22
- Jafarzadeh B, Hajari A, Alishahi M M, et al. The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump. *Appl Math Model*, 2011, 35: 242–249
- Derakhshan S, Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Exp Thermal*

Fluid Sci, 2008, 32: 1620–1627

- 12 施卫东, 董颖, 马新华. 流道截面形状对旋涡泵内部流动影响的数值模拟. 农业工程学报, 2005, 21: 21–23
- 13 董颖, 施卫东, 汪永志. 旋涡泵的内部流动研究. 水泵技术, 2004, 1: 18–20
- 14 沙毅, 王晓英, 康灿. 闭式旋涡泵性能实验研究及水力设计. 水泵技术, 2006, 2: 15–17
- 15 黄龙, 郭令军, 闵磊. 叶片数变化对旋涡泵性能影响的研究. 煤矿机械, 2012, 12: 96–98
- 16 朱挺辉, 陈全民, 陈金松. 基本ANSYS CFX旋涡泵的数值模拟. 机电技术, 2013, 10: 55–57
- 17 张康智, 王芳, 陈万强. 双支撑旋涡泵的性能分析和基于FLUENT的流场分析. 制造业自动化, 2014, 3: 47–49
- 18 张菲茜. 微型旋涡泵性能及压力脉动特性研究. 硕士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2015
- 19 贾婉君. 结构参数对旋涡泵内部流场性能影响的数值模拟分析. 硕士学位论文. 秦皇岛: 燕山大学, 2014
- 20 张凡. 不同结构参数旋涡泵内部流场的数值模拟. 硕士学位论文. 兰州: 兰州理工大学, 2010
- 21 沙毅. 自吸旋涡泵的试验研究. 浙江科技学院学报, 2010, 22: 262–265

Numerical simulation study on structural change of high-lift working condition of vortex pump

LI XiangYang & CHEN WanQiang

National Joint Engineering Research Center of Special Pump System Technology of Xi'an Aerotechnical College, Xi'an 710077, China

To understand the internal flow characteristics of the high-lift working condition of vortex pump, obtain the import and export structure parameters influence on the performance of vortex pump, vortex pump has established three-dimensional flow model of fixed channel, simulation of vortex pump numerical study of structural parameters of the import and export of the dimensions and angles by means of ANSYS FLUENT, comparative analysis of the structural parameters on the vortex pump field effect process, work efficiency, flow structure etc. The inlet flow rate of the vortex pump is 10 L/min, and the impeller speed is 3000 r/min. The research reveals the internal pressure of the vortex pump field and velocity field distribution, presented with fixed channel structure under the import and export of parameters to the design ideas to improve the efficiency of vortex pump, has certain reference value for the optimization of rotary pump interface design.

vortex pump, numerical simulation, internal flow field, geometric parameters

doi: 10.1360/N092017-00088