DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.07.017

# 不同叶片厚度的不锈钢冲压井泵性能模拟与试验\*

王 川 施卫东 陆伟刚 李通通 张启华 (江苏大学流体机械工程技术研究中心,镇江 212013)

【摘要】 结合冲压泵的工艺特点,针对100XQJ8-43/9 型不锈钢冲压潜水井泵,进行了基于 Fluent 软件的数 值模拟。为了提高数值模拟的精度,考虑用不同的网格数与不同级数模型,对不同叶片厚度的不锈钢冲压井泵进 行了全流场数值模拟,分别从泵的外特性及内部流场分析了叶片厚度对泵整机性能的影响规律,得出:随着叶片厚 度的增加,泵的最高效率点向小流量方向偏移,设计工况下的泵内部湍流损失逐渐递增。通过样机试制及试验,发 现在设计工况下采用两级全流场的数值模拟值与试验值接近,误差在1%以内,验证了数值模拟计算的可行性。

关键词: 井用潜水泵 冲压泵 叶片厚度 性能分析 中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)07-0094-06

# Effect and Experiment of Different Blade Thickness on Stainless Steel Stamping Well Pump Performance

Wang Chuan Shi Weidong Lu Weigang Li Tongtong Zhang Qihua

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

#### Abstract

Combined with the technological features of stamping pump, numerical simulation based on Fluent was made for 100XQJ8 - 43/9 stamping well pump. In order to improve the accuracy of numerical calculation, numerical calculation of stamping well pump model of different blade thicknesses was carried out by using different grid numbers and different stage models. The relationship between the blade thickness and the overall performance of pump was analyzed from the external characteristics and internal flow field. In conclusion, with the increase of blade thickness, the best efficiency point of pump shifts to the small flow direction and the internal turbulence losses of pump were increasing gradually. Through the experiment of the mode pump, the numerical simulation values under the whole flow field are much closed to the experimental values and the error is less than 1%, which verified the feasibility of numerical simulation. The text would be instructive to the optimization of new-type well pump which is designed by the impeller diameter maximum approach.

Key words Well pump, Stamping pump, Blade thickness, Performance analysis

# 引言

井用潜水泵是抽取深井地下水的主要设备<sup>[1-2]</sup>。传统的井泵,绝大多数是采用铸造工艺制造的。铸造泵通过制模、灌模、机械加工等复杂工艺制造,这种工艺耗电、耗料、劳动强度大,并且会排出

有毒气体严重污染环境,而且在小型泵(井泵)的大 批量生产过程中,由于铸造工艺的局限性,其尺寸精 度和表面粗糙度无法保证。不锈钢冲压井泵是通过 对钢板进行下料、冲压、拉伸、焊接、抛光等先进工艺 制成的离心泵,过流部件全部是通过模具来完成,其 形状和尺寸精度容易得到保证,泵的水力性能稳定。

收稿日期: 2011-07-31 修回日期: 2011-09-07

<sup>\*</sup>国家自然科学基金资助项目(51079063)、江苏高校优势学科建设工程项目和江苏高校优秀学科创新团队项目([2009]10号)

作者简介: 王川,博士生,主要从事水泵研究, E-mail: wangchuan198710@126.com

通讯作者:施卫东,教授,博士生导师,主要从事流体机械研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

因此,不锈钢冲压井泵正在逐渐地取代铸造井泵,成 为井泵的主流产品<sup>[3~4]</sup>。

不锈钢冲压井泵的叶轮叶片比铸造泵的叶轮叶 片薄得多,冲压叶轮叶片的厚度往往可以达到1mm 以内,这使得传统铸造井泵的设计技术并不完全适 用于冲压井泵中,所以有必要开展这方面的工作,进 一步完善不锈钢冲压井泵的优化设计水平。本文分 别从泵的外特性及内部流场分析较小的叶片厚度对 泵整机性能的影响,研究泵性能随叶片厚度的变化 趋势,为设计高性能的冲压井泵提供理论依据。

# 1 水力设计

#### 1.1 叶轮水力设计

选用 100XQJ8 - 43/9 型冲压井泵,其基本设计 参数: Q = 8 m<sup>3</sup>/h, 单级扬程 H = 4.5 m,转速 n = 2 850 r/min。经计算得比转数 n<sub>s</sub> = 158。

针对深井离心泵外径受井径限制的结构条件, 陆伟刚等研究了一种深井离心泵叶轮极大直径设计 法<sup>[5~6]</sup>,其特点是将叶轮前盖板直径扩大至泵体内 壁边缘,使叶轮直径在相应的井径条件下达到极大 值,与反导叶配套,可以使泵体轴向长度减短到极小 值。

在一般的水泵设计中,叶轮直径是根据水泵性 能要求进行计算得到的,但新型井用潜水泵的性能 只规定额定流量(即规定效率指标的额定工况的流 量),不规定单级扬程的额定值,并希望单级扬程尽 可能高一些,以此减少井泵级数,降低成本。本例中 取叶轮前盖板直径 79.5 mm,等于泵体止口直径,间 隙由公差配合保证,且叶轮出口边斜切,如图 1 所 示。

确定叶轮前盖板直径之后,再设计叶轮的其他 结构参数。根据速度系数法算得:叶轮轴径  $d_1$  = 12.5 mm,轮毂直径  $d_h$  = 17 mm,叶轮进口直径  $D_j$  = 39.4 mm,叶片数  $Z_1$  =9,叶轮出口宽度  $b_2$  = 5 mm,叶 轮进口冲角  $\Delta\beta_1$  = 0°,叶轮出口安放角  $\beta_2$  = 23.2° (先根据经验初选,然后由基本方程和全扬程公式 验算确定),包角及盖板水力圆角半径根据经验及 作图选择。为了制造方便及降低成本,采用圆柱形 叶片,其叶轮轴面投影图如图1所示。



#### 1.2 导叶水力设计

为了降低冲压潜水井泵的生产成本,采用普通 反导叶来代替常用的空间导叶。因为它的轴向长度 最短,且生产工艺大大简化,所以成本大幅度降低。

反导叶主要结构参数为:叶片数 Z = 8,进口宽 度  $B_3 = 6.2 \text{ mm}$ ,进口直径  $D_5 = 75 \text{ mm}$ ,出口直径  $D_6 = 37.5 \text{ mm}$ ,如图 2 所示。



# 2 数值模拟

#### 2.1 模型建立

泵的其他结构参数保持不变,通过对不同叶片
厚度的圆柱叶轮建模(δ 为 0.5、1.0、1.5、2.0、
2.5 mm),如图3所示。

## 2.2 计算区域

不锈钢冲压井泵是多级离心泵的一种,其流动 特点与单级离心泵有所差异,即多级泵的首级叶轮 进口一般为无旋流动,但其后的各级叶轮进口均为



图 3 不同叶片厚度的叶轮模型 Fig. 3 Impeller model of different blade thicknesses (a) δ=0.5 mm (b) δ=1.0 mm (c) δ=1.5 mm (d) δ=2.0 mm (e) δ=2.5 mm

2012年

有旋流动<sup>[7~8]</sup>。因此,针对多级泵的数值模拟中,级数的选择是个值得研究的问题。对于方案 2(δ = 1.0 mm),选择了1级、2级、3级与4级等4种不同的级数进行了数值模拟,其各级的效率如表1所示。

Tab. 1Efficiency comparison of different stages%

46. 兄山	级数 n				
级加	1	2	3	4	
1	64.17	64.47	64.42	64.46	
2		62.46	62.48	62.47	
3			62.61	62.63	
4				62.69	
总效率	59.70	61.15	61.80	61.66	

从表1中可以看出,4种级数模型的首级效率 相差较小。当级数大于等于2时,第2级的效率与 其后各级的效率基本一致,但与1级的效率相差较 大。这与多级泵的首级叶轮进口为无旋流动,但其 后的各级叶轮进口均为有旋流动的规律一致。考虑 到级数增加带来的网格总数递增,而网格数的增加 又会对计算机性能提出更高要求,因此选取两级全 流场模型来进行研究,并取第2级的效率作为性能 预测值,其模型由进水段、两级叶轮、两级导叶及出 水段组成,在 Pro/E 中分别建立实体模型,再进行整 体装配,如图4 所示。



图 4 泵水体模型 Fig. 4 Whole water pump model 1.进口段 2. 叶轮 3. 泵腔 4. 导叶 5. 出口段

#### 2.3 网格划分

本文的网格生成是用专用前处理软件包 Gambit完成的。理论上讲,模型的网格数越多,由 网格引起的求解误差会越小。但是网格数越多,计 算速度就越慢,因此考虑到计算机的配置及计算时 间,网格数也不能过多。针对上文中的水力模型,本 文选择了5种不同的网格数量进行了数值模拟,计 算结果如表2所示。

由表 2 可知: 网格数量较少, 即网格尺寸较大时, 效率值波动幅度较大。当网格尺寸小于 1.4 mm 以后, 模拟得出的泵额定效率值最多相差 0.1% 以 内, 趋于稳定。考虑到计算时间与精度的协调, 网格 尺寸为 1.4 mm 满足要求, 故下面的研究中网格尺 寸均为1.4 mm。

表 2 网格无关性分析

Tab. 2 Grid independence analysis

会粉	网格尺寸/mm					
<b>沙</b> 奴	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	
网格数	1 974 311	117 668	800 219	555 395	424 233	
效率/%	62.473	62.471	62.468	62. 269	63.079	

### 2.4 求解控制参数及边界条件

应用 Fluent 软件进行模拟计算时,采用标准  $k - \varepsilon$  湍流模型封闭控制方程组、SIMPLEC 算法,速 度项、湍动能项和涡粘系数项采用二阶迎风差分格 式,压强项选择 STANDARD,为加快收敛,各欠松弛 因子全采用 0.3。叶轮进口采用速度进口,出口采 用自由出流,固壁满足无滑移条件,即相对速度 w = 0,压力取为第二类边界条件<sup>[9~10]</sup>。

# 3 多方案性能分析

### 3.1 外特性分析

3.1.1 理论分析

由泵的欧拉方程推得泵的理论扬程

$$H_{i} = \frac{u_{2}v_{u2} - u_{1}v_{u1}}{g} = \frac{u_{2}}{g} \left( u_{2}h_{0} - \frac{Q_{i}}{\pi D_{2}b_{2}\varphi_{2}\mathrm{tan}\beta_{2}} \right) - \frac{u_{1}v_{u1}}{g}$$
(1)

$$\varphi_2 = 1 - \frac{Zs_{u2}}{\pi D_2} = 1 - \frac{Z\delta}{\pi D_2 \sin\beta_2 \sin\gamma}$$
(2)

$$h_0 = 1 - (\pi/Z) \sin\beta_2 \tag{3}$$

式中 u1、u2----叶轮叶片进、出口圆周速度

*v<sub>u1</sub>、v<sub>u2</sub>*——叶轮叶片进、出口绝对速度的圆 周分量

- g-----重力加速度 Q,-----理论流量
- h<sub>0</sub>----stodala 滑移系数
- s,,,-----叶片出口圆周厚度
- γ-----叶轮出口轴面截线与流线的夹角
- D,——叶轮外径
- β,——叶片出口角
- $\varphi_2$ ——叶片出口排挤系数

由式(1)和式(2)可知, $\varphi_2$ 越小,即叶片厚、排挤大时,扬程曲线越陡。

## 3.1.2 性能曲线分析

在相同设置条件下,利用 Fluent 软件对上述 5 个模型进行数值预测,得到泵的性能曲线,如图 5 所 示。由图 5 可知:

(1)叶片厚度的变化对泵的性能影响很大,同一流量下,不同叶片厚度的泵效率最大相差可达10个百分点,单级扬程相差可达15%以上。随着叶





片厚度的增加,泵的扬程流量曲线越陡,验证了上面的理论分析。

(2)在额定流量及大流量下,随着叶片厚度的 增加,泵的效率与扬程降低,这与上面的理论分析一 致;但在小流量下,随着叶片厚度的增加,泵的效率 与扬程反而增大;这表明随着叶片厚度的增加,泵的 最优工况向小流量偏移,即在小流量下,虽然厚叶片 泵理论扬程应小于薄叶片泵理论扬程,但由于厚叶 片泵的最优工况偏向小流量,其水力损失远小于薄 叶片泵,故厚叶片泵的实际扬程及效率反而大于薄 叶片泵。

(3)叶片厚度在 0.5~1.5 mm 变化时, 泵的效 率、扬程变化很小; 当叶片厚度大于 1.5 mm 时, 随 着叶片厚度的增加, 泵的效率、扬程变化迅速降低, 这表明对叶片厚度的取值要在一个合适的范围。在 本例中, 叶片厚度取 0.5~1.5 mm, 泵的性能均能满 足要求, 但考虑叶片强度及成本, 叶片既不能太薄, 也不能太厚, 因此取 1.0 mm 叶片作为产品生产。

#### 3.2 内流场分析

为了探究不同叶片厚度对泵内流动的影响,取 轴面 x = 0 mm (整体流道截面) 面及径向面 <math>z =55.2 mm 面(第1级叶轮中截面)作为研究对象。 由于受篇幅所限,这里仅分析设计工况下的 $\delta =$ 1.0 mm、 $\delta = 1.5$  mm 及 $\delta = 2.5$  mm 处的流场情况。 3.2.1 压力分布

图 6 为设计工况下不同叶片厚度的第 1 级叶轮 中截面的静压云图。可以看出,从叶片进口到叶片 出口静压不断递增,同一半径处,静压从叶片工作面 向叶片背面逐渐递减,在叶片背面进口稍后处静压 最小,出现负值。此外,随着叶片厚度的增加,叶片 进口的负压区域逐渐增大,这是因为随着叶片厚度 增加,叶片进口排挤系数减小,轴面速度增大。由于 在叶片进口处叶轮还没有对液体作功,液体总能量 基本相同,根据能量守恒定律,故当液体速度大时, 其静压必定小。

图 7 为设计工况下不同叶片厚度的整体流道总



(a) δ=1.0 mm (b) δ=1.5 mm (c) δ=2.5 mm 压图,总压即总能量。可以看出,整体上液体的总压 从叶轮进口到出口逐渐递增,然后沿着导叶流道逐 渐递减。其中,第1级叶轮进口之前的液体总压基 本相同,验证了上节内容。此外,当叶片厚度由 1.0 mm增加到1.5 mm 时,整个流道的总压基本不 变,但叶片厚度增加到2.5 mm 时,整个流道总压明 显下降,这表明设计工况下2.5 mm 的叶片会产生 较大的水力损失,不利于效率的提高。



#### 3.2.2 湍动能分析

图 8 为不同叶片厚度的叶轮中截面湍动能分布 图。湍动能是指流体的机械能转换(或称耗散)为 流体热能的那部分能量,湍动能越大,湍流涡就越剧 烈。可以发现,叶片进口处湍动能明显偏大,表明液 体在叶片有一定冲击损失;叶轮出口处湍动能很小, 这间接验证了叶轮极大直径设计法的可行性,即取 叶轮前盖板直径略小于泵的内壁并且叶轮出口斜切 的叶轮结构是合理的,叶轮出口处的流体并没有冲 击内壁。此外,随着叶片厚度的增加,湍动能逐渐递 增,尤其在 2.5 mm 时最为明显,表明为了提高水泵 在设计工况下的效率,叶片厚度应限制在一定的范 围之内。



# 4 模型试验及对比

为了验证数值模拟的准确性,选取1 mm 的叶 片做成样机,并在通过国家实验室认可的江苏大学 开式水泵试验台进行性能测定。试验发现泵运行良 好,得到模型泵(9级)的实际试验数据,同时在6个 工况下(Q为3.2、4.8、6.4、8、9.6、11.2 m<sup>3</sup>/h)对优 化模型进行了全流场冲压多级泵数值模拟,其效率 预测值与试验值对比如图9所示。

由图9可以看出,在额定流量及大流量下,模拟 值和试验值吻合得相当好,偏差不到1%,而在非设 计工况下,由于叶轮及导叶等过流部件内的流体易 产生脱流,流场紊乱,此时模拟流场与实际流场有些 区别,导致计算值与试验值之间存在着2%的偏差, 但趋势是准确的,即在同一设置参数下模拟效率较 高的模型泵其试验效率也高。由于冲压模具过于昂 贵,因此本文只做了一套模具,但由上面分析可知, 基于全流场的数值模拟其可信性较高,完全可以代 替部分试验进行性能预测。







图 10 并径、流量、级数相同的国内外井泵对比 Fig. 10 Comparison of different pumps

9级叶轮的100XQJ8-43/9型优化泵与国际品牌 4SP8A-9型井用潜水泵对比图,表3是这两种泵同 台实测的参数比较。由表中可以看出,新设计的冲 压井泵不仅性能较国外相同款式的冲压井泵优秀, 成本还大幅度降低。因此针对不锈钢冲压井泵的设 计初步取得了成功。

表 3 并径、流量、级数相同的国内外井泵的参数对比 Tab. 3 Parameter comparison of different pumps

参数	100XQJ8-43/9 型	4SP8A-9 型
流量 Q/m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	8	8
水泵总扬程 H/m	43	36
单级扬程 $H_i/m$	4.8	4.0
水泵效率 η/%	61.36	60.00
泵体外径/mm	87	87
泵体长度/m	0. 825	0. 985
售价/元	1 500	10 000

# 5 结论

(1)采用叶轮极大直径设计法设计了一台 100XQJ8-43/9型不锈钢冲压井泵,用于数值模拟 及样机试制。通过对比发现,采用全流场的数值模 拟和试验的效率误差在2%以内,验证了数值模拟 方法的可行性。

(2)通过对不同叶片厚度的模型进行数值预测,发现随着叶片厚度的增大,泵的最高效率点向小流量偏移:在额定流量及大流量下,随着叶片厚度的增加,泵的效率与扬程降低;但在小流量下,随着叶片厚度的增加,泵的效率与扬程降低;但在小流量下,随着叶片厚度的增加,泵的效率与扬程反而增大。

(3)随着叶轮叶片厚度的增加,叶轮进口的湍动能损失不断增大,整个流道内的总能量不断降低, 但泵的最优工况点向小流量偏移。因此,要根据实际需求全面考虑叶片厚度的取值。 参考文献

- 施卫东,王洪亮,于学军. 深井泵的研究现状与发展趋势[J]. 排灌机械,2009,27(1):64~68.
   Shi Weidong, Wang Hongliang, Yu Xuejun. Development and prospect of deep well pump in China [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(1):64~68. (in Chinese)
- 2 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2010:467~468.
- 3 姚春玲,王春华,刘琨,等.冲压焊接离心泵的特点和发展现状[C]//先进制造技术论坛暨第五届制造业自动化与信息化技术交流会论文集,2006:218~219.
- 4 刘元义,蔡保元,霍春源,等. 冲压焊接多级离心泵的理论研究及工程实现[J]. 机械工程学报,2005,41(2):228~233. Liu Yuanyi, Cai Baoyuan, Huo Chunyuan, et al. Theoretical study and engineering implementation of stamping and welding multilevel centrifugal pumps[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(2):228~233. (in Chinese)
- 5 陆伟刚,张启华,施卫东. 深井离心泵叶轮极大直径设计法[J]. 排灌机械,2006,24(5):1~7. Lu Weigang, Zhang Qihua, Shi Weidong. Impeller diameter maximum approach on deep well pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(5):1~7. (in Chinese)
- 6 施卫东,李启锋,陆伟刚,等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(1):60~63. Shi Weidong, Li Qifeng, Lu Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):60~63. (in Chinese)
- 7 王川,陆伟刚,施卫东,等.不锈钢冲压潜水井泵的数值计算与试验验证[J].江苏大学学报:自然科学版,2012, 33(2):176~180.

- 8 周岭,施卫东,陆伟刚,等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(3):69~73. Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment on deep-well pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3):69~73. (in Chinese)
- 9 Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Regression test of stain steel stainless well-pump based on numerical simulation[J]. Advanced Materials Research, 2011(7):847 ~ 852.
- 10 查森,王伟海. 多级离心泵导叶内部流动的研究[J]. 农业机械学报,1988,19(4):48~56.
   Zha Sen, Wang Weihai. The study of the internal flow of the channel diffuser of the muti-stage centrifugal pumps[J].
   Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1988,19(4):48~56. (in Chinese)

(上接第 93 页)

- 7 Ubaldi M, Zunino P, Barigozzi G, et al. An experimental investigation of stator induced unsteadiness on centrifugal impeller outflow [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(1): 41 ~ 54.
- 8 Petit O, Page M, Beaudion M, et al. The ERCOFTAC centrifugal pump OpenFOAM case study [C] // 3rd IAHR International Meeting of the Workground of Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, 2009: 523 ~ 532.
- 9 Xie S S. Studies of the ERCOFTAC centrifugal pump with OpenFOAM [D]. Sweden: Chalmers University of Technology, 2010.
- 10 David de K. Numerical simulation of unsteady flow in hydraulic turbomachines [D]. Dutch: Technische Universiteit Eindhoven, 2009.
- 11 李红,王涛. 自吸泵内部流场的数值模拟及性能预测[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):194~197.
   Li Hong, Wang Tao. Numerical simulation of interior flow and performance prediction for self-priming pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010,28(3):194~197. (in Chinese)

Wang Chuan, Lu Weigang, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experimental verification of stainless steel stamping submershble well pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012,33(2):176~180. (in Chinese)