

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.06.002

级间间隙对新型井泵性能的影响

施卫东¹, 王川¹, 司乔瑞¹, 徐静², 陆伟刚¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏大学管理学院, 江苏 镇江 212013)

摘要: 为了研究级间间隙对多级井泵性能及流场的影响,以采用叶轮极大直径设计法设计的QS-40-30-5.5新型井泵为例,应用Fluent软件对不同级间间隙下的模型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级间间隙对泵整机性能的影响,结果表明:在同一流量下,随着间隙的增大,泵的扬程与效率均降低,轴功率基本保持不变;导叶出口处的液体会沿着级间间隙回流,然后通过叶轮与导叶之间的空间流回到导叶中,使得导叶出口及下一级叶轮进口处的流动出现紊乱,增大了流动损失,从而使得泵的性能下降.通过样机试制及试验发现:泵的最高效率点偏向小流量,但也满足国家标准要求;在额定流量下采用两级全流场数值模拟,由于考虑了圆盘摩擦损失及级间间隙泄漏损失,其预测值与试验值相当接近,误差在1%以内,验证了数值模拟方法的正确性.研究结果对新型井泵的优化设计具有一定的参考价值.

关键词: 井泵;级间间隙;内流场;性能;数值模拟

中图分类号: S277.9; TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2012)06-0627-05

Influence of inter-stage seal clearance on performance of new-type well pump

Shi Weidong¹, Wang Chuan¹, Si Qiaorui¹, Xu Jing², Lu Weigang¹

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;

2. School of Management, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to explore influence of inter-stage seal clearance on the performance and flow field of multistage well pumps, a new-type well pump QS-40-30-5.5 was taken as the investigation model; the whole flow field in the pump with different seal clearances were stimulated with Fluent. Effects of the clearance on the overall performance and internal fluid flow field in the pump were analyzed. The results showed that the head and efficiency of the pumps are reduced, while the shaft-power remains unchanged with increasing clearance at the same flow rate. A stream of liquid in the guide vane exit flows back into the impeller hub along the inter-stage seal clearance and then it moves into the guide vane through the side chamber between the impeller and the guide vane, causing a disturbance in the flow at the guide vane exit and the entrance to the next stage impeller, which increases the hydraulic losses and degrade the pump performance. The experimental results of the prototype of the pump show the best efficiency point occurs at a lower flow rate than the specified one, but it is still in accord with the National Pump Test Standard of China. Because the impeller disc friction loss and the leakage loss through the inter-stage seal clearance have been involved in the computational model, the estimated performance by CFD is in very good agreement with experiments (error is less than 1%),

收稿日期: 2012-04-12

基金项目: 安徽省自然科学基金资助项目(11040606M107); 江苏高校优势学科建设工程项目; 江苏省普通高校研究生科研创新计划项目(CXLX12.0642);

作者简介: 施卫东(1964—),男,江苏如东人,研究员,博士生导师(wdshi@ujs.edu.cn),主要从事流体机械及工程研究。

王川(1987—),男,湖北鄂州人,博士研究生(通信作者,wangchuan198710@126.com),主要从事泵理论与设计研究。

confirming the validity of CFD numerical simulation approach. Those results might be instructive for optimal design of new-type well pumps, especially whose impellers are designed by means of the impeller diameter maximization method.

Key words: well pump; inter-stage clearance; internal flow field; performance; numerical simulation

作为抽取深井地下水的主要设备,并用潜水泵被广泛应用于农田灌溉与矿山开发.由于深井内径越小,其打井费用就越低,所以并用潜水泵是一种对泵体外径有特别限制的细长型的多级离心泵.

由于泵中各处液体的压强并不相同,则高压区的液体会经过泵内的间隙流向低压区.在多级节段式水泵中,后一级叶轮的吸入口处的液体,经过级间隔板处的间隙流入前一级叶轮的后泵腔,压强降低,造成容积损失,文中所研究的新井泵是多级节段式水泵的一种,其级间泄漏属于上述情况^[1].

级间间隙的存在不仅会产生泄漏损失,而且改变了离心泵内部流动结构,对整机的性能产生重要的影响.由于间隙较小,泵内部流动极其复杂,因此,以往只是基于试验的方法研究间隙对整机性能的影响.随着计算流体动力学方法的不断发展与完善,利用 CFD 软件对包含级间间隙的整机流动进行深入研究变得可行^[2-3].文中应用 Fluent 软件对不同级间间隙下的模型泵进行全流场数值模拟,以研究级间间隙对多级井泵性能及流场的影响.

1 水泵几何模型

研究对象为采用叶轮极大直径法设计的 QS-40-30-5.5 新型井泵,该泵基本设计参数分别为 $Q_d = 40 \text{ m}^3/\text{h}$,单级扬程 $H = 15 \text{ m}$ (共 2 级),转速 $n = 2850 \text{ r}/\text{min}$,经计算得其比转数 $n_s = 143$.

针对深井离心泵外径受井径限制的条件,陆伟刚等研究了一种深井离心泵叶轮极大直径设计法,该方法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至极小值.图 1 为新型井泵装配示意图.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,但新型并用潜水泵的性能只规定了额定流量(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,以减少井泵级数,降低成本.

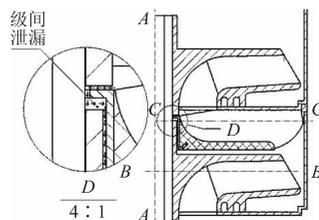


图 1 新型井泵装配示意图

Fig. 1 Assembly drawing of new-type well pump

导叶的水力设计采用进口边扭曲的反导叶设计法,压力面分 3 条流线计算,最后拟合光滑的空间曲面.通过 Pro/E 造型,得到叶轮与导叶模型如图 2 所示.



图 2 叶轮导叶图

Fig. 2 Impeller and guide vane

2 模型数值计算

2.1 计算区域确定

文中对真实的两级全流场进行数值模拟,计算区域包括进口段、两级叶轮水体、两级导叶水体、两级泵腔水体及出口段组成,其中把间隙水体加在泵腔水体上,计算模型如图 3 所示.

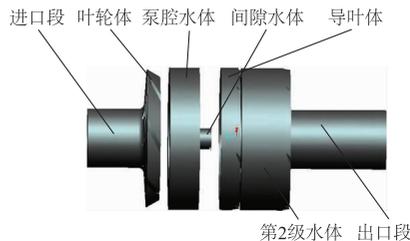


图 3 两级全流场计算模型

Fig. 3 Computation model of two-stage pump

2.2 网格划分

采用 Fluent 前处理软件包 Gambit 完成模型的网格生成.由于级间间隙水体的尺寸较小,先用较

小的网格尺寸对间隙水体表面划分面网格,再采用混合网格对整个水体划分体网格。

理论上,模型的网格数越大,由网格引起的求解误差会越小^[4-5]。但是网格越多,计算速度就越慢,因此考虑计算机的配置要求及计算时间,网格数不能过大。针对级间间隙 $b = 0.4 \text{ mm}$ 的计算模型,文中选择5种不同尺寸的网格进行额定工况下的数值模拟,计算结果如表1所示。表中 s 为网格尺寸, N 为网格数, η 为效率。

表1 网格无关性分析
Tab.1 Grid independence analysis

项目	s/mm				
	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4
N	1 759 116	1 226 845	922 019	687 395	524 218
$\eta/\%$	71.995	71.992	71.983	71.534	70.565

由表1可以看出:当网格数较小,即网格尺寸较大时,效率波动较大;当网格尺寸小于2.0 mm以后,计算得到的泵额定效率波动小于0.1%,趋于稳定。文中采用尺寸为2.0 mm的网格进行研究。

2.3 边界条件设置

模型进口采用速度进口 (velocity inlet), 根据设计流量与进口面积求得进口速度;模型出口采用自由出流(outflow),假定模型出口边界上的流动充分发展,此处上游流动对下游流动的影响起绝对作用^[6]; 固壁上满足无滑移条件,即相对速度 $w = 0$; 压力取为第二类边界条件,即 $\partial p / \partial n = 0$ 。采用有限体积法进行方程离散,压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法,对流项的离散采用一阶迎风差分格式;选取标准 $k-\epsilon$ 湍流模型;收敛依据为所有变量残差绝对值小于 10^{-5} ,进出口压力稳定^[7]。

3 计算结果与分析

3.1 数值计算正确性验证

由于计算模型包括了前后盖板腔体,从而涵盖了叶轮的圆盘摩擦损失;叶轮进口采用端面密封,叶轮轴孔与泵轴采用滑动配合,使叶轮工作时的泄漏损失最小;计算时考虑级间间隙泄漏以及过流部件表面粗糙度的影响,而没有考虑轴承、密封装置的机械损失等因素。

为了验证数值计算的正确性,对级间间隙 $b = 0.4 \text{ mm}$ 的模型制作成样机,并在江苏大学开式水泵试验台进行性能测定,结果表明泵运行良好,从而得到模型泵(2级)的试验数据,同时在4个工况($Q =$

24,32,40,48 m^3/h)下对模型进行了全流场数值模拟,其性能计算值与试验值对比如图4所示。可以看出:在额定流量及大流量工况($1.2Q_d$)下,计算值与试验值吻合较好,偏差小于1%;在小流量工况($0.6Q_d$)下,由于叶轮及导叶等过流部件内的流体产生脱流,导致流场发生紊乱,此时模拟流场与实际流场并不符合,计算值与试验值之间偏差在5%左右,但变化趋势相同,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较高。此外,该泵的最高效率点在 $0.8Q_d$ 左右,但在额定工况下,泵的试验效率达到71.38%,超过了70%的国家标准(GB/T 2816—2002)。因此,基于全流场的数值模拟其正确性较高,可以代替部分试验进行泵的性能预测。

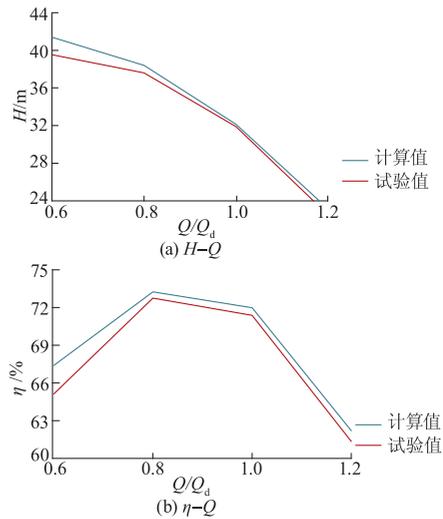


图4 模型计算与样机试验结果对比
Fig.4 Results comparison between model computation and prototype test

3.2 不同间隙的外特性分析

针对不同的级间间隙 ($b = 0, 0.2, 0.4, 0.6, 1.0 \text{ mm}$), 分别对5个工况点 ($0.6Q_d, 0.8Q_d, 1.0Q_d, 1.2Q_d, 1.4Q_d$)进行了数值模拟,得到了泵的外特性曲线及内部流场计算结果。表2,3,4分别为不同级间间隙下泵的扬程 H 、效率 η 及轴功率 P 的对比值。

表2 扬程对比
Tab.2 Comparison of head

$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	b/mm				
	0	0.2	0.4	0.6	1.0
24	41.40	41.37	41.36	41.31	41.34
32	38.61	38.49	38.38	38.36	38.28
40	32.42	32.24	32.13	32.10	31.99
48	23.99	23.83	23.71	23.69	23.59
56	12.69	12.57	12.45	12.45	12.35

表3 效率对比
Tab.3 Comparison of efficiency %

$Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	b/mm				
	0	0.2	0.4	0.6	1.0
24	67.93	67.76	67.40	67.37	67.33
32	73.74	73.56	73.25	73.24	72.96
40	72.71	72.31	71.98	71.26	70.76
48	62.81	62.55	62.21	62.17	61.84
56	39.80	39.61	39.22	39.21	38.88

表4 轴功率对比
Tab.4 Comparison of shaft power kW

$Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	b/mm				
	0	0.2	0.4	0.6	1.0
24	3.982	3.999	4.011	4.004	4.031
32	4.561	4.558	4.565	4.562	4.570
40	4.866	4.856	4.860	4.861	4.865
48	4.992	4.979	4.982	4.981	4.984
56	4.861	4.838	4.838	4.840	4.841

由表2-4可以看出:在同一流量时,随着级间间隙的增大,泵的扬程及效率均降低,功率基本保持不变;在额定工况($Q_d = 40 m^3/h$)时,扬程变化的最大幅度为0.43 m,效率变化的最大幅度为2%;在小流量工况时,随着间隙的增大,功率有所增大;在大流量工况时,随着间隙的增大,功率有所减小,但整体上功率基本保持不变。

当多级泵的性能很难进一步提高时,在满足工艺的前提下,保证级间间隙尽可能小,不失是一种优化水泵性能的手段^[8-9]。

3.3 内流场分析

为了研究级间间隙对泵内流动的影响,取 $x = 0$ mm轴面(整体流道截面)及 $z = 70.5$ mm径向面(第1级叶轮中截面)、 $z = 94$ mm径向面(第1级导叶中截面)为研究对象(见图1中A-A、B-B及C-C面)。文中仅分析设计工况下的级间间隙 $b = 0, 0.6$ 及 1.0 mm时的流场情况。

3.3.1 压力分析

图5为在设计工况下第1级叶轮中截面(B-B面)的静压云图。可以看出:第1级叶轮内部压力都是从进口向出口递增,在叶轮出口处压力达到最大,在叶片吸力面进口稍后处静压最小,出现负值;随着间隙的增大,第1级叶轮的内部压力几乎无变化,表明级间间隙的泄漏对第1级叶轮内部流动的影响不大,即从级间间隙回流的液体并不流入第1

级叶轮内。

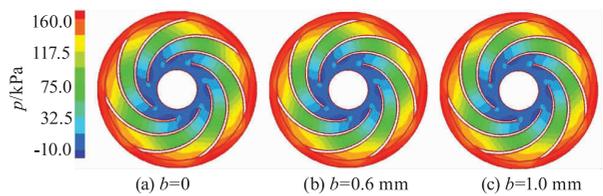


图5 叶轮中截面的静压云图

Fig.5 Static pressure contour in cross-section of impeller

图6为在设计工况下不同级间间隙的整体流道(A-A面)总压图。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;随着间隙的增大,间隙处的总压不断下降,并且第2级导叶出口处的总压出现明显波动,表明级间间隙的泄漏加剧了导叶出口处的回流。

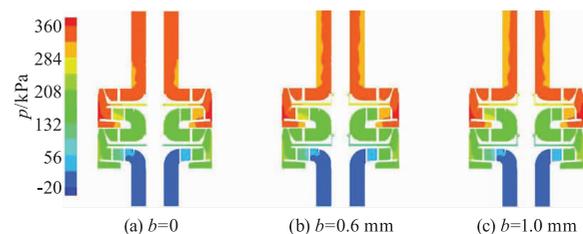


图6 整体流道总压图

Fig.6 Total pressure contour in flow passages of pump

3.3.2 速度分布

图7为级间间隙 $b = 1.0$ mm时的整体流道速度矢量图。可以看出:导叶出口处的液体通过级间间隙回流,通过叶轮与导叶之间的空间流到导叶中,过程中会产生一些旋涡,此时的流动损失较大。由此表明级间间隙的存在会导致级间泄漏,而级间泄漏又会对泵内部流动产生负面影响,如出现旋涡或回流,从而使泵的性能降低。

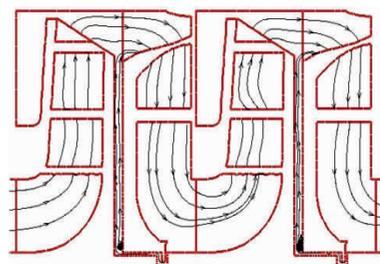


图7 整体流道速度矢量图

Fig.7 Velocity vector in flow passages of pump

4 结论

1) 对设计的QS-40-30-5.5新型井泵进行

数值模拟及样机试验,通过对比发现,采用全流场的数值模拟值和试验值的误差小于1%,验证了全流场数值模拟方法的正确性。

2) 通过对不同级间间隙的模型进行数值模拟,发现在同一流量时,随着间隙的增大,泵的单级扬程及效率均有所降低,而轴功率基本保持不变,其中单级扬程变化的最大幅度为0.43 m,效率变化的最大幅度为2%。

3) 通过分析泵的内部流场,发现级间泄漏会对流动产生负面影响,导叶出口处的液体通过级间间隙回流到导叶进口,在此过程中会产生一些旋涡,从而对泵的内部流动产生负面影响,这在另一方面验证了级间泄漏会导致泵的性能下降。

参考文献 (References)

- [1] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011: 615 - 619.
- [2] Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics: Ser B, 2010, 22(1): 35 - 44.
- [3] Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation on high-efficiency axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38 - 44.
- [4] 王川,施卫东,陆伟刚,等. 不同叶片厚度的不锈钢冲压井泵性能模拟与试验[J]. 农业机械学报,2012, 43(7): 94 - 99.
Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Effect and experiment of different blade thickness on stainless steel stamping well pump performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 94 - 99. (in Chinese)
- [5] 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.
Wang Chuan, Lu Weigang, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experimental verification of stainless steel stamping submersible well pump [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012, 33(2): 176 - 180. (in Chinese)
- [6] Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Regression test of stain steel stainless well-pump based on numerical simulation [J]. Advanced Materials Research, 2012, 354: 847 - 852.
- [7] Shi Weidong, Wang Chuan, Si Qiaorui, et al. Numerical calculation of stainless steel stamping well pump based on regression orthogonal test [J]. International Journal of Comprehensive Engineering: Part C, 2012, 1(1): 39 - 49.
- [8] 黄思,桑迪科,彭少华,等. 基于CFD的冲压式多级离心泵性能预测[J]. 水泵技术, 2009(2): 11 - 13.
Huang Si, Sang Dike, Peng Shaohua, et al. Performance prediction stamping multilevel centrifugal pumps based on CFD[J]. Pump Technology, 2009(2): 11 - 13. (in Chinese)
- [9] 刘元义,王广业. 冲压焊接多级离心泵叶轮内部流场的计算机辅助分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 207 - 211.
Liu Yuanyi, Wang Guangye. Computer-aided analysis on inner flow in stamping and welding multistage centrifugal pump's impellers[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(8): 207 - 211. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)