

基于正交试验的深井泵优化设计*

王洪亮 施卫东 陆伟刚 周 岭 王 川

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】以深井泵叶片数、出口安放角、出口宽度等7个因素,每个因素取3个水平,按 $L_{18}(3^7)$ 正交试验方案,设计了18副叶轮。通过CFD技术对叶轮、导叶在内的两级深井泵的全流场进行了设计工况下的三维数值模拟,获得了18组设计方案的效率、扬程值。通过正交试验法探索了各几何参数对效率、扬程的影响规律,并通过极差分析找到了影响这些性能的主要因素和次要因素,根据优选结果结合内部流场测试及样机试验验证对模型泵提出了进一步优化设计方案。本试验结果对采用叶轮极大扬程设计法的深井泵水力设计具有一定的参考价值。

关键词: 深井泵 几何参数 正交试验 计算流体动力学 优化设计

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)05-0056-08

Optimization Design of Deep Well Pump Based on Latin Square Test

Wang Hongliang Shi Weidong Lu Weigang Zhou Ling Wang Chuan

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

Abstract

An $L_{18}(3^7)$ orthogonal experiment was designed with seven factors and three values including blades numbers, outlet angle, outlet width, etc. 18 impellers were designed totally. The two stages of whole flow field on deep well pump in the operating point for design was simulated by using CFD. The 18 groups of the design scheme for efficiency and head were obtained. Using Latin square test, the effect of geometrical parameters on efficiency and head were researched. The primary and secondary sequence of the design parameters were acquired by the method of variance analysis. According to the test result and optimization design with experimental research, an optimum program to further design was put forward. The result could be instructive to the design of the deep well pump, which was designed by the impeller head maximum approach.

Key words Deep well pump, Geometrical parameters, Latin square test, CFD, Optimization design

引言

深井潜水泵在机井内工作,其外径受井径限制,为了解决原有深井潜水泵设计方法难以充分利用有限空间进一步提高单级扬程的问题,文献[1~2]提出了一种深井泵叶轮极大扬程设计法,并运用该方

法成功开发出100SJ8型深井潜水泵。理论分析、数值模拟、试验研究等结果表明:该设计方法对提高深井泵单级扬程取得了较好的效果,同时深井泵的效率较原有设计也有所提高。从而证明深井泵极大扬程设计法是可行的。

本文采用叶轮极大扬程设计法,对国家“863”

收稿日期: 2009-07-28 修回日期: 2010-01-04

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA100211)、国家科技人员服务企业行动资助项目(2009GJC30002)和江苏省科技服务业计划项目(BM2008375)

作者简介: 王洪亮,硕士生,主要从事泵的研究,E-mail: wnhongliang@163.com

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

计划项目“变量喷洒低能耗轻小型灌溉机组”中 150QJ20 新型深井潜水泵的叶轮部分进行水力设计,按正交试验要求共设计出 18 副叶轮。18 副叶轮若制造样机,成本较高,周期较长,且在样机试验中也不可避免存在较大的试验误差。因此,经过前期对此种深井泵两次不同模型的样机试验与对应的数值模拟结果对比后,发现该类型深井泵在做两级全流场数值模拟得到的额定流量下的效率比样机实测值均高 5% 左右,偏差较为稳定且趋势相同,故选择针对此深井泵较为成熟的数值模拟方法作为试验研究的工具。通过 CFD 软件对 18 组叶轮配合扭曲反导叶的方案分别进行两级全流场数值模拟,并通过对计算结果的分析,探索主要几何参数对深井泵扬程、效率的影响规律,对模型泵提出最优设计方案。

1 正交试验

正交试验法是利用正交性原理编制并已标准化的正交表,科学安排试验方案并对试验结果进行计

算、分析的数学方法,见参考文献[3]。

1.1 试验目的

(1)探索深井泵几何参数对额定点效率、扬程的影响规律。

(2)对流量 $Q = 20\text{ m}^3/\text{h}$ 、单级扬程 $H = 11\text{ m}$ 、转速 $n = 2\,850\text{ r/min}$ 、比转数 $n_s = 128$ 的模型深井泵提出最优设计方案。

1.2 试验因素和试验方案

影响深井泵效率及扬程的因素主要有叶片数 z 、叶轮出口叶片安放角 β_2 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮出口宽度 b_2 、叶轮出口处圆周速度 u_2 等。根据专业知识及深井泵的特殊结构设计要求,取下列几何参数作为试验因素: β_2 、 $D_{2\min}$ (叶轮后盖板外径)、 b_2 、 z 、 D_1 (叶片进口直径)、 $\Delta\beta_1$ (叶片进口冲角)、 h (叶轮后盖板与反导叶最底端的轴向间距),通过以下试验可以得出上述几何因素对效率、扬程值的影响规律。选择因素水平如表 1 所示。选用 $L_{18}(3^7)$ 正交表,确定试验方案如表 2 所示。

表 1 因素水平表
Tab. 1 Orthogonal experimental factors

水平	因 素						
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>
	$D_{2\min}/\text{mm}$	b_2/mm	$\beta_2/(^\circ)$	z	D_1/mm	$\Delta\beta_1/(^\circ)$	h/mm
1	110	13	15	5	21	0	1.5
2	108	12	20	6	17	6	2.0
3	106	11	25	7	14	12	2.5

表 2 试验方案
Tab. 2 Test scheme

试验序号	<i>A</i> ($D_{2\min}$)	<i>B</i> (b_2)	<i>C</i> (β_2)	<i>D</i> (z)	<i>E</i> (D_1)	<i>F</i> ($\Delta\beta_1$)	<i>G</i> (h)
1	110	13	15	5	21	0	1.5
2	110	12	20	6	17	6	2.0
3	110	11	25	7	14	12	2.5
4	108	13	15	6	17	12	2.5
5	108	12	20	7	14	0	1.5
6	108	11	25	5	21	6	2.0
7	106	13	20	5	17	6	2.5
8	106	12	25	6	21	12	1.5
9	106	11	15	7	17	0	2.0
10	110	13	25	7	17	6	1.5
11	110	12	15	5	14	12	2.0
12	110	11	20	6	21	0	2.5
13	108	13	20	7	21	12	2.0
14	108	12	25	5	17	0	2.5
15	108	11	15	6	14	6	1.5
16	106	13	25	6	14	0	2.0
17	106	12	15	7	21	6	2.5
18	106	11	20	5	17	12	1.5

2 水力设计

2.1 设计参数

该泵的基本设计参数为: $Q=20\text{ m}^3/\text{h}$ 、单级扬程 $H=11\text{ m}$ 、转速 $n=2\,850\text{ r/min}$ 。根据正交试验要求设计出 18 副叶轮,找出额定效率最高的方案,从而进行后续的试验分析。

2.2 叶轮极大扬程设计法

对 150QJ 型深井泵,国家标准规定泵体允许最大外径为 $\phi 143\text{ mm}$,内壁直径为 $\phi 121\text{ mm}$ 。令叶轮前盖板的直径为 $\phi 119\text{ mm}$,使叶轮直径达到极大值。前盖板与泵体内壁的间隙由公差来保证。其他参数的设计可参考文献[4]。

2.3 进口边扭曲的反导叶设计法

反导叶导流壳的水力设计采用了导叶进口边扭曲的反导叶设计法,工作面分 3 条流线计算,最后拟合成光滑的空间曲面。通过 Pro/E 建模,叶轮和导叶模型分别如图 1 和图 2 所示。

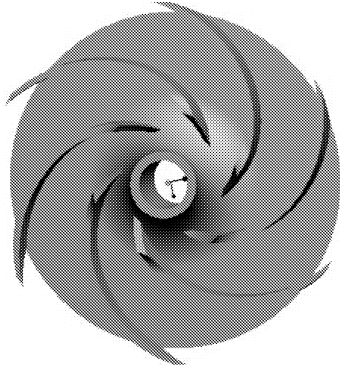


图 1 去掉前盖板的叶轮
Fig. 1 Impeller without front shroud

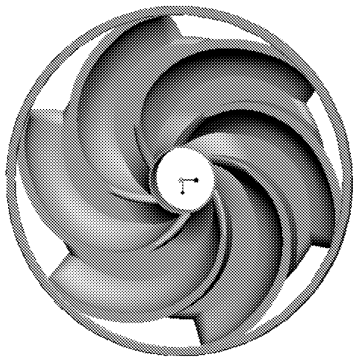


图 2 进口边扭曲的反导叶
Fig. 2 Guide vane

3 数值模拟计算

3.1 控制方程组

深井泵的过流部件由进水节、若干级叶轮和导叶体组成。采用固系于旋转叶轮上的相对参考系,转速为 $2\,850\text{ r/min}$ 。设整个流道内部流场为三维不

可压稳态粘性湍流场,建立相对坐标系下时均连续方程、动量方程,并采用 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型来封闭。

3.2 建立整体计算模型

3.2.1 工作介质属性

在常温常压下介质为清水,密度为定值($\rho=998.2\text{ kg/m}^3$),动力粘度为定值($\mu=0.001\,003\text{ Pa}\cdot\text{s}$)。

3.2.2 计算区域网格划分及计算模型选取

在 Pro/E 中分别为进口段、叶轮、导叶筒体建模,导入 Gambit 中作进一步处理。完成两级全流场的计算区域构建后,进行网格划分。采用结构化网格和非结构化网格,得到计算区域和网格如图 3、4 所示。经过 100 万到 250 万网格数之间的 5 组模型比较后发现在网格总量达到 175 万后,效率波动稳定在 0.5% 以内,综合计算机性能选取 175 万网格数。

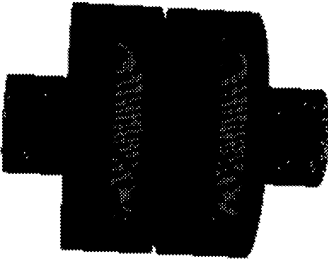


图 3 网格模型
Fig. 3 Mesh model

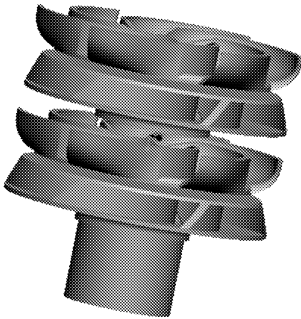


图 4 两级深井泵结构实体模型(隐去泵体)
Fig. 4 3-D entity diagram

以深井泵的两级泵壳内流道为计算区域,采取全流道方式,同时将整个计算区域分为泵的进口段与叶轮室的旋转部分和包括反导叶区的静止部分,两个子区域之间联接的平面作为分界面。对于旋转部分和静止部分之间的耦合,通过计算比较,采用多参考坐标系模型(MRF)的定常计算结果进行泵的数值模拟。

3.2.3 边界条件

设叶轮进口为无旋流动^[5],设进口面中心处为压力参考点^[6~7],其相对压力为零;出口流动假设为充分发展状态,设为出流(outflow)形式^[6~7]。固壁

面无滑移,即壁面上各向速度均为零。对近壁面的湍流流动按标准壁面函数法处理^[6]。

3.2.4 数值算法及求解控制参数

应用 SIMPLEC 算法,采用二阶迎风格式离散差分方程。代数方程迭代计算采取亚松弛,各项系数分别为:压力亚松弛系数 0.3,动量亚松弛系数 0.7,湍动能亚松弛系数 0.8,湍动能耗散率 0.8。设定收敛精度为 10⁻⁵。

4 正交试验结果分析

评价指标取扬程和效率,在设计点 $Q = 20\text{ m}^3/\text{h}$, 18 副叶轮扬程、效率数值模拟结果如表 3 所示。为了评价叶轮 7 个因素对泵性能的影响,寻找主要因素及优化方案,对正交试验结果进行了极差分析,结

果如表 4、5 所示。由表 4、5 的极差大小得到各几何参数对性能影响的主次顺序;扬程依次为 β_2 、 b_2 、 D_1 、 z 、 $D_{2\min}$ 、 $\Delta\beta_1$ 、 h ;效率依次为 β_2 、 z 、 b_2 、 $D_{2\min}$ 、 h 、 $\Delta\beta_1$ 、 D_1 。就单个因素而言,因素 $A(D_{2\min})$:对扬程影响顺序为 A_1 、 A_3 、 A_2 ,对效率影响顺序为 A_3 、 A_1 、 A_2 ;因素 $B(b_2)$:对扬程影响顺序为 B_1 、 B_2 、 B_3 ,对效率影响顺序为 B_3 、 B_2 、 B_1 ;因素 $C(\beta_2)$:对扬程影响顺序为 C_3 、 C_2 、 C_1 ,对效率影响顺序为 C_1 、 C_2 、 C_3 ;因素 $D(z)$:对扬程影响顺序为 D_3 、 D_2 、 D_1 ,对效率影响顺序为 D_2 、 D_3 、 D_1 ;因素 $E(D_1)$:对扬程影响顺序为 E_3 、 E_2 、 E_1 ,对效率影响顺序为 E_1 、 E_2 、 E_3 ;因素 $F(\Delta\beta_1)$:对扬程影响顺序为 F_1 、 F_3 、 F_2 ,对效率影响顺序为 F_3 、 F_2 、 F_1 ;因素 $G(h)$:对扬程影响顺序为 G_1 、 G_2 、 G_3 ,对效率影响顺序为 G_1 、 G_3 、 G_2 。

表 3 数值模拟结果汇总
Tab.3 Summary of test results

	试验序号								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H/m	12.25	12.87	13.65	11.83	13.72	11.69	11.91	13.6	11.79
$\eta/\%$	65.7	65.6	63.03	66.88	64.58	63.92	62.7	65.36	67.63

	试验序号								
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
H/m	14.58	11.73	12.39	12.72	12.19	11.25	14.05	11.5	10.96
$\eta/\%$	61.49	66.27	66.93	63.12	61.06	67.02	61.09	67.91	65.82

表 4 额定点效率分析
Tab.4 Efficiency results analysis at the rated point

	A	B	C	D	E	F	G
K_1	389.02	380.98	401.41	385.47	392.94	386.99	389.97
K_2	386.58	390.78	388.75	392.88	388.48	388.64	387.63
K_3	390.51	394.35	375.95	387.76	384.69	390.48	388.51
k_1	64.84	63.50	66.90	64.25	65.49	64.50	65.00
k_2	64.43	65.13	64.79	65.48	64.75	64.77	64.91
k_3	65.09	65.73	62.68	64.63	64.12	65.08	64.75
R	0.66	2.23	4.24	1.23	1.38	0.58	0.39

表 5 额定点扬程分析
Tab.5 Head results analysis at the rated point

	A	B	C	D	E	F	G
K_1	77.46	77.33	70.34	70.72	74.15	76.38	76.35
K_2	73.39	75.60	74.56	75.98	74.21	73.79	74.85
K_3	73.81	71.73	79.76	77.95	76.30	74.48	73.46
k_1	12.91	12.89	11.72	11.79	12.36	12.73	12.73
k_2	12.23	12.60	12.43	12.66	12.37	12.30	12.47
k_3	12.30	11.95	13.29	12.99	12.72	12.41	12.24
R	0.68	0.93	1.57	1.21	0.36	0.43	0.48

综合上述分析,得到效率最佳组合为 $C_1B_3E_1D_2A_3F_3G_1$,即 $\beta_2 = 15^\circ$ 、 $b_2 = 11\text{ mm}$ 、 $D_1 = 21\text{ mm}$ 、 $z = 6$ 、 $D_{2\min} = 106\text{ mm}$ 、 $\Delta\beta_1 = 0^\circ$ 、叶轮与导叶的轴向间距 $h = 1.5\text{ mm}$ 。扬程最佳组合为

$C_3D_3B_1A_1G_1F_1E_3$, 即 $\beta_2 = 25^\circ$ 、 $z = 7$ 、 $b_2 = 13\text{ mm}$ 、 $D_{2\min} = 110\text{ mm}$ 、叶轮与导叶的轴向间距 $h = 1.5\text{ mm}$ 、 $\Delta\beta_1 = 0$ 、 $D_1 = 14\text{ mm}$ 。

本次正交试验的目的是获得深井泵在额定点的效率最高,所以按效率最佳组合,设计出优化方案,并用 CFD 软件进行数值模拟性能预测,得到额定点效率为 67.21%,单级扬程为 11.36 m。对比之前的 18 组方案,最高效率是第 17 组,效率为 67.91%,单级扬程为 11.5 m,所以最终确定优选方案为 $C_1B_2E_1D_3A_3F_2G_3$, 即 $\beta_2 = 15^\circ$ 、 $b_2 = 12\text{ mm}$ 、 $D_1 = 21\text{ mm}$ 、 $z = 6$ 、 $D_{2\min} = 106\text{ mm}$ 、 $\Delta\beta_1 = 6^\circ$ 、叶轮与导叶

的轴向间距 $h = 2.5\text{ mm}$ 。

5 优化方案的内场分析及试验验证

5.1 模型性能预测分析

为了分析最终优选方案定常流动的变工况特性,本文在上节优选出最佳方案的 5 个工况下 ($Q = 12、16、20、24、28\text{ m}^3/\text{h}$)进行了全流场两级并泵数值模拟,作为性能预测的基础。该模型两级叶轮全流场 5 个工况下的性能参数如表 6 所示,按照等效效率换算为 6 级整泵的性能参数如表 7 所示,优化模型整泵的性能曲线如图 5 所示。

表 6 两级叶轮全流场的性能参数
Tab.6 Impeller performance parameters

流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	进口总压/Pa	出口总压/Pa	力矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	轴功率/kW	扬程/m	模拟效率/%
12	2 847	270 624	4.988 5	1.488 4	27.32	59.97
16	4 802	256 614	5.694 0	1.699 4	25.67	65.86
20	7 326	232 957	6.185 1	1.845 9	23.00	68.13
24	10 480	197 321	6.384 9	1.905 6	19.05	65.37
28	14 179	152 563	6.465 3	1.929 0	14.12	55.79

表 7 5 个工况下整泵性能参数
Tab.7 Pump performance parameters

流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	轴功率/kW	扬程/m	模拟效率/%
12	4.465 2	81.90	59.97
16	5.098 2	77.01	65.86
20	5.537 7	69.00	68.13
24	5.716 8	57.15	65.37
28	5.787 0	42.36	55.79

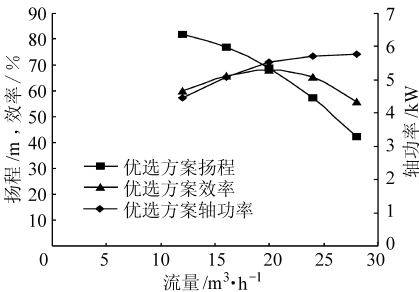


图 5 优选方案整泵的模拟性能曲线
Fig.5 Performance curves

5.2 3 种流量工况下的内部流动分析

对新型井泵优选方案的偏小流量 $16\text{ m}^3/\text{h}$ 、额定流量 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 、偏大流量 $24\text{ m}^3/\text{h}$ 进行两级全流场的数值模拟,网格划分总数为 170 万,残差收敛精度为 10^{-4} ,采用标准 $k-\varepsilon$ 模型、SIMPLEC 算法。叶轮和导叶表面粗糙度为 0.025 mm ,叶轮进口密封端面轴向间隙完全密封。基于模拟结果,对新型并泵优化方案的额定点及附近的 2 个工况的压力分布和速度分布等进行分析。

5.2.1 压力分析

叶轮 3 个工况下的中间截面的静压云图如图 6 所示。可知 3 个工况下的静压都由叶轮进口向出口均匀递增,在叶片尾部工作面压力达到最大,可以看到叶片背面靠近进口区域压力最小,出现负值。

图 7 为导叶 3 个工况下的中间截面的静压云图。可知导叶由进口向出口静压力也逐渐增大,说明动能逐渐转换为压能。

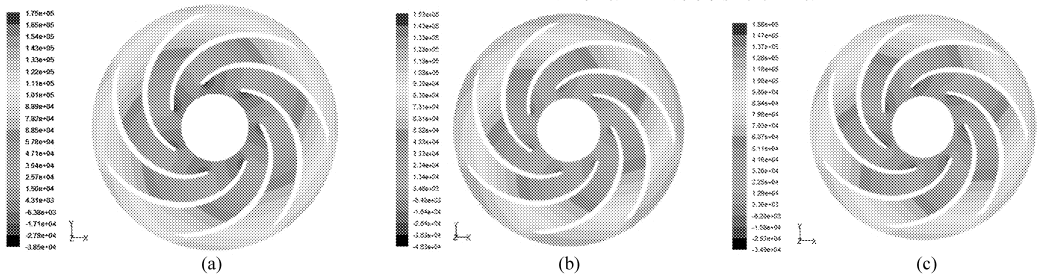


图 6 叶轮 3 个工况下的中截面的静压云图

Fig.6 Static pressure distribution on middle face of impeller
(a) $Q = 0.8Q_d$ (b) $Q = 1.0Q_d$ (c) $Q = 1.2Q_d$

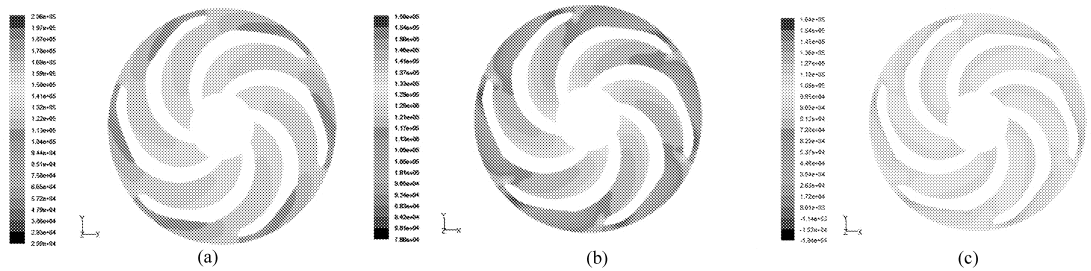


图 7 导叶 3 个工况下的中间截面的静压云图

Fig. 7 Static pressure distribution on middle face of guide vane

(a) $Q = 0.8Q_d$ (b) $Q = 1.0Q_d$ (c) $Q = 1.2Q_d$

5.2.2 速度分析

图 8 所示为叶轮 3 个工况点的中截面相对速度矢量图,图 9 为叶轮 3 个工况的湍动能分布图。叶轮内液体速度分布均匀,无明显回流、旋涡,整体对称性表现明显。在进口处湍动能较大,有一定冲击,

但不是非常明显。叶轮出口处湍动能很大,流动不稳定,一定程度上受到泵内壁的影响。

图 10 所示为导叶的中截面相对速度矢量图,图 11 为导叶的湍动能分布图。导叶内液体整体流动稳定,但进口处有明显旋涡,湍动能也很大,出口

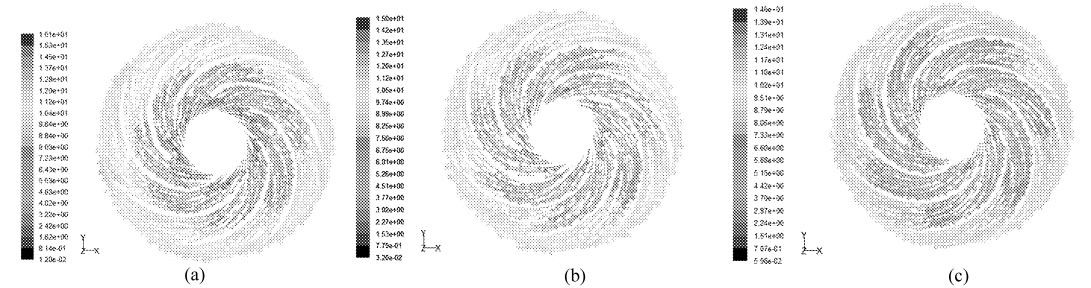


图 8 叶轮 3 个工况点的中间截面相对速度矢量图

Fig. 8 Relative velocity distribution in the impeller

(a) $Q = 0.8Q_d$ (b) $Q = 1.0Q_d$ (c) $Q = 1.2Q_d$

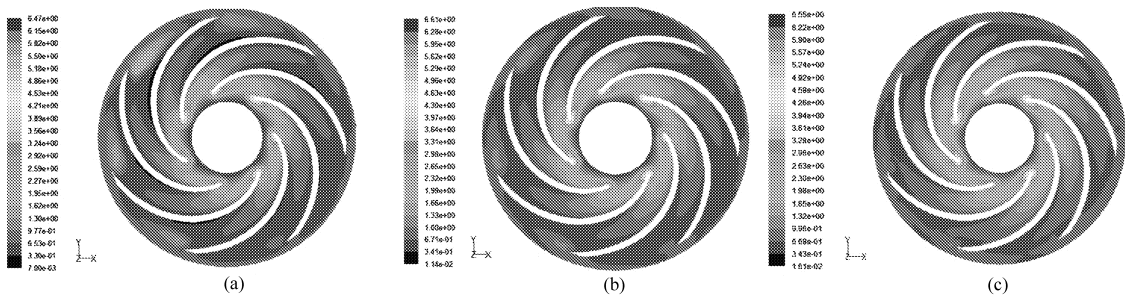


图 9 叶轮 3 个工况点的湍动能分布图

Fig. 9 Distribution of impeller turbulent energy

(a) $Q = 0.8Q_d$ (b) $Q = 1.0Q_d$ (c) $Q = 1.2Q_d$

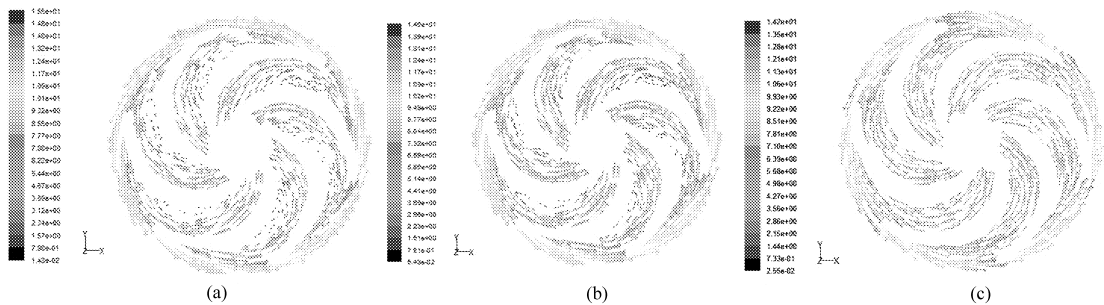


图 10 导叶中间截面相对速度矢量图

Fig. 10 Relative velocity distribution in the guide vane

(a) $Q = 0.8Q_d$ (b) $Q = 1.0Q_d$ (c) $Q = 1.2Q_d$

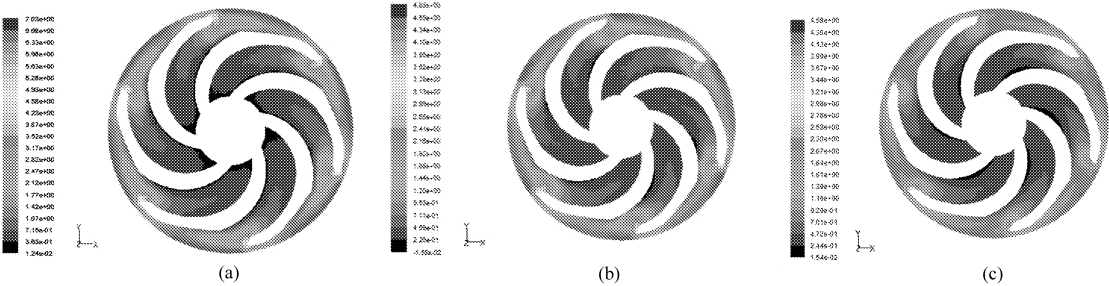


图 11 导叶的湍动能分布图

Fig. 11 Distribution of guide vane turbulent energy

(a) $Q = 0.8 Q_d$ (b) $Q = 1.0 Q_d$ (c) $Q = 1.2 Q_d$

处回流不明显。

对整级流道的 $X = 0$ 截面进行数值模拟,得到如图 12 所示的额定流量下的湍动能分布图。整个流道无明显的回流、旋涡,叶轮出口速度最大,经导叶后速度逐渐变小,符合实际情况。叶轮出口斜切,因此出口速度指向后盖板,对泵内壁无明显冲击,可知增加叶轮前盖板直径并不会增大叶轮出口处的冲击损失。导叶进口处有旋涡形成,说明导叶进口设计存在一定问题,有待于进一步改进。

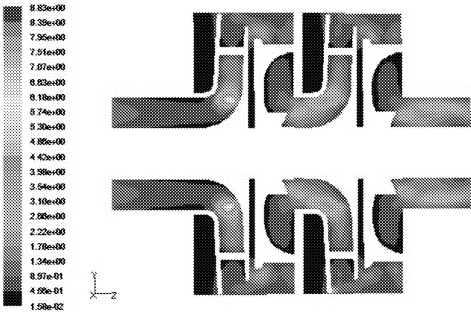


图 12 额定流量下的湍动能分布图

Fig. 12 Distribution of rated flow turbulent energy

5.3 优选方案设计总结

通过对优选模型的性能预测及偏小、额定、偏大流量工况下的内部流动分析,表明正交试验优选的方案具有效率高、整体流道内部流动稳定等优点。最终实现了对该井泵的水力优化设计目标。该优选方案的定型样机已采用精密铸造进行加工制造,试验结果如表 8 所示。

样机试验结果:额定点井泵效率为 66.59%,单级扬程为 10.9 m,从性能曲线图上分析,该井泵全扬程无过载,最高效率及最大轴功率均取在额定点,相对国家标准的 7.5 kW,该泵匹配电机为 5.5 kW,单级扬程也达到了近 11 m。真正实现了节能节材,达到了设计要求。

表 8 试验数据

Tab.8 Test performance parameters

试验序号	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	扬程/m	轴功率/kW	效率/%
1	0	91.72	2.498 71	0
2	2.55	90.81	3.031 20	20.81
3	6.05	87.79	3.588 29	40.33
4	10.17	81.99	4.150 69	54.71
5	13.99	77.23	4.776 44	61.64
6	15.99	74.86	5.035 96	64.74
7	18.23	70.59	5.282 97	66.35
8	19.88	66.52	5.454 79	66.04
9	22.38	57.99	5.362 19	65.93
10	24.19	50.73	5.257 80	63.58
11	25.87	43.04	5.170 02	58.68
12	28.35	31.34	4.900 44	49.40
13	29.93	22.63	4.719 98	39.08

6 结论

(1)采用极大扬程设计法设计的井泵单级扬程很高,效率也不降低,采用数值模拟与正交试验相结合,能够指导井泵的设计,得到符合设计要求的优选方案。

(2)针对多级井泵,采用两级全流场模拟能够较为准确地指导设计。

(3)采用正交试验设计法深入研究了叶轮各几何参数对井泵特性的影响。通过 $L_{18}(3^7)$ 正交试验设计出 18 组设计方案,得出了叶轮几个设计参数 β_2 (出口安放角)、 $D_{2\min}$ (叶轮后盖板外径)、 b_2 (出口宽度)、 z (叶片数)、 D_1 (叶片进口直径)、 $\Delta\beta_1$ (叶片进口冲角)及叶轮后盖板与反导叶最底端的轴向间距 h 对井泵性能的主次顺序影响关系,给出了这几个参数的取值方向,并优选出了最佳方案,最终实现了对井泵的优化设计目标。

参 考 文 献

1 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)
- 2 施卫东,张启华,陆伟刚,等. 新型深井离心泵叶轮内部流动的研究[J]. 流体机械,2008,36(5):21~24.
Shi Weidong, Zhang Qihua, Lu Weigang, et al. Flow calculation of new-type deep well pump[J]. Fluid Machinery,2008,36(5):21~24. (in Chinese)
- 3 李云雁,胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京:化学工业出版社,2008.
- 4 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1998:193~202.
- 5 何有世,袁寿其,郭晓梅,等. 分流叶片离心泵叶轮内变工况三维数值分析[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):193~197.
He Youshi, Yuan Shouqi, Guo Xiaomei, et al. Numerical simulation for inner flow of impeller with splitting vanes of centrifugal pump under different operating condition[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition,2005,26(3):193~197. (in Chinese)
- 6 李龙,王泽,徐峰,等. 离心泵叶轮内变工况三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(6):72~73.
Li Long, Wang Ze, Xu Feng, et al. Simulation of 3-D turbulent flow inside centrifugal pump impellers at varying conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2004,35(6):72~73. (in Chinese)
- 7 Zhou Weidong, Zhao Zhimei, Lee T S, et al. Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003,9(1):49~61.
- 8 龙志军,裴毅,杨晓珍,等. 离心泵叶轮内部湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械, 2005,23(2):8~10.
Long Zhijun, Pei Yi, Yang Xiaozhen, et al. Numerical simulation of turbulent flow inside impeller of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005,23(2):8~10. (in Chinese)
-

(上接第 41 页)

- 14 陈光章,林晶,阎永贵,等. AFM 技术在微生物腐蚀研究中的应用[J]. 腐蚀科学与防护技术,2006,18(6):426~428.
Chen Guangzhang, Lin Jing, Yan Yonggui, et al. Application of atomic force microscope in study of microbiologically influenced corrosion [J]. Corrosion Science and Protection Technology,2006,18(6):426~428. (in Chinese)
- 15 祝明,赵燕,王守伟,等. 生物渗滤床内生物膜形态及微生物种群构成研究[J]. 河北化工,2008,31(2):13~17.
Zhu Ming, Zhao Yan, Wang Shouwei, et al. Research on characters of biofilm and its microorganism community in biological filter bed[J]. Hebei Chemical Engineering and Industry,2008,31(2):13~17. (in Chinese)
- 16 Emmanouela R, Pavlina K, Catherine J, et al. Characterization, morphology and composition of biofilm and precipitates from a sulphate-reducing fixed-bed reactor[J]. Journal of Hazardous Materials,2008,153(1~2):514~524.
- 17 Ollos P J. Effects of drinking water biodegradability and disinfectant residual on bacterial regrowth[D]. Ontario Canada: University of Waterloo,1998.
- 18 Cloete T E, Westaard D, Van S J. Dynamic response of biofilm to pipe surface and fluid velocity[J]. Water Science Technology,2003,47(5):57~59.
- 19 Markku J L, Michaela L, Ilkka T, et al. The effects of changing water flow velocity on the formation of biofilms and water quality in pilot distribution system consisting of copper or polyethylene pipes[J]. Water Research,2006,40(11):2151~2160.
- 20 Chang H T, Rittmann B E, Amar D R, et al. Biofilm detachment mechanisms in a liquid fluidized bed[J]. Biotechnology and Bioengineering, 1991,38(5):499~506.