

复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法*

沈艳宁^{1,2} 袁寿其¹ 陆伟刚¹ 张金凤¹ 袁建平¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 大连苏尔寿泵及压缩机有限公司, 大连 116600)

【摘要】 按无过载离心泵设计要求,选择对复合叶轮离心泵性能影响比较关键的叶片出口安放角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 、喉部面积 F_t 和短叶片进口直径 D_i 的4个参数为变化因素按正交方案设计了9台复合叶轮离心泵模型。采用Fluent全流场数值模拟方法对设计的9台模型泵进行正交试验,得到了各几何参数对复合叶轮离心泵各性能指标影响的主次顺序,并得出模型泵的最优设计方案。对最优设计方案的样机试验表明,全流场数值模拟方法的选优结果在实现无过载的同时,保持了较高效率,达到了试验目的。研究结果验证了全流场数值模拟正交试验选优的可行性。

关键词: 离心泵 复合叶轮 数值模拟 正交试验 全流场

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)09-0022-05

Orthogonal Test Design Method Based on Numerical Simulation for Non-overload Centrifugal Pump with Complex Impeller

Shen Yanning^{1,2} Yuan Shouqi¹ Lu Weigang¹ Zhang Jinfeng¹ Yuan Jianping¹

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

2. Sulzer (Dalian) Pumps & Compressors Ltd., Dalian 116600, China)

Abstract

Based on the design requirements of non-overload centrifugal pump, blade outlet angle β_2 , blade outlet width b_2 , throat area F_t and the inlet diameter of short blade D_i , all of which affects the performance of centrifugal pump with complex impeller were chosen to design nine centrifugal pump models with complex impeller. Numerical simulation of whole flow field based on Fluent was adopted to do orthogonal test, the important order of geometric parameters affect the performance of centrifugal pump with complex impeller. The best design scheme for pump model was acquired. Through the test of specimen of the best design scheme, it demonstrated that the excellent selection by using numerical simulation of whole flow field was non-overload and high efficiency. Orthogonal test based on numerical simulation of whole flow field was verified by the research result.

Key words Centrifugal pump, Complex impeller, Numerical simulation, Orthogonal test, Whole flow field

引言

复合叶轮可以提高泵的综合性能^[1],但目前采用的加大流量设计易使泵轴功率过载。正交试验可以通过少量试验推出较优设计方案,且可以得到各试验因素对试验结果影响的重要程度^[2]。丛小

青^[3]用正交试验法研究了各几何参数对无过载排污泵的影响,探索了几何参数对效率、最大轴功率及其位置的影响规律。张金凤^[4]、陈松山^[5]通过正交试验研究得出了复合叶轮短叶片设计的一些规律。张金凤^[6]对复合叶轮离心泵无过载进行探索,指出单纯通过减小蜗壳喉部面积,很难实现功率特性控制。

收稿日期: 2009-07-20 修回日期: 2009-11-03

* 国家杰出青年科学基金资助项目(50825902)和江苏省创新学者攀登项目(BK2009006)

作者简介: 沈艳宁,硕士生,苏尔寿公司工程师,主要从事流体机械及工程研究,E-mail: shenyanning@126.com

全流场数值模拟可以更准确地对离心泵性能进行预测^[6~8],本研究采用全流场数值模拟方法,选择对复合叶轮离心泵性能影响比较关键的 β_2 、 b_2 、 F_i 和 D_i 的4个参数进行正交试验研究,探索几何参数对复合叶轮离心泵无过载性能的影响规律。

1 基于 Fluent 的全流场性能预测

1.1 全流场数值模拟三维造型

图1为计算域示意图和三维造型的轴面图,如图所示,全流场三维造型包括了口环泄漏流体、叶轮与蜗壳前腔流体、叶轮流道流体、蜗室内流体、叶轮后盖板与蜗壳间的后腔流体,为了保证模拟的稳定性,对叶轮流道进口与蜗室出口都做了适当延伸。

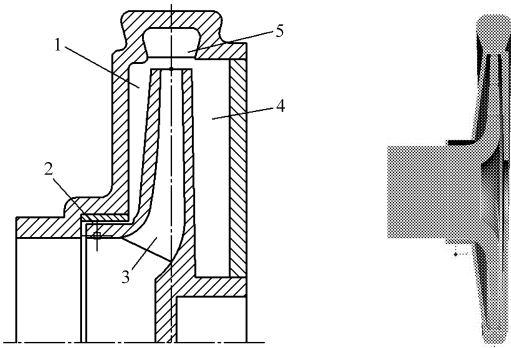


图1 计算域示意图和三维造型

Fig.1 Schematic diagram of computational domain

1. 前腔 2. 密封环间隙 3. 叶轮流道 4. 后腔 5. 蜗室

1.2 全流场性能预测原理

根据泵的工作原理,叶轮带着液体旋转,使液体的运动状态发生变化,从而完成了能量的转换。叶轮就是通过叶片把力矩传给液体,使液体的能量增加。

在 Fluent 中,流场内某一点的总压定义为

$$p_0 = p_s + \rho u^2 / 2 \tag{1}$$

式中 p_s ——该点静压 u ——绝对速度

使用 Fluent 提供的表面积分功能,可以得到叶轮进口总压 p_{0in} 、蜗壳出口总压 p_{0out} 。由水泵扬程定义可得

$$H = \frac{p_{0out}}{\rho g} - \frac{p_{0in}}{\rho g} + \Delta z \tag{2}$$

式中 Δz ——蜗壳出口与叶轮所绕转轴在垂直方向的距离

从 Fluent 中可以计算出叶片工作面、背面和前后盖板外表面受到的绕轴的力矩之和 M ,即用来带动叶轮旋转的力矩,与轴功率相比,只是不含轴承和密封腔的摩擦损失力矩 M' ,而 M' 一般为0.01~0.03倍的轴功率^[9]。因此,轴功率为

$$P = (M + M') \omega = (M + M') n \pi / 30 \tag{3}$$

式中 ω ——叶轮转动角速度

n ——电动机转速

由于计算模型包括了叶轮流道、蜗室、泵腔(包含前腔和后腔)和密封环间隙,计算时考虑了零部件表面的粗糙度,涵盖了容积损失及叶轮的圆盘损失,从而可以得出更接近实际的效率值

$$\eta = \rho g Q H / P \tag{4}$$

2 正交试验方案的确定

2.1 试验目的

(1) 探索选定几何参数对效率、最大轴功率及其位置的影响规律,找出因素对各性能指标影响的主次顺序。

(2) 选择确定模型泵的最优设计参数组合,重新进行模型设计,验证选优结果,为最优化设计方案指明方向。

2.2 试验指标

本研究是一个多指标试验设计,主要考察如下指标:设计点 $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 55 \text{ m}$, $n = 2\,950 \text{ r/min}$,效率 $\eta \geq 65\%$;在全扬程范围内轴功率 $P \leq 15 \text{ kW}$;在最大轴功率 $P_{\max}$ 处的流量 $Q_{P_{\max}}$;在最高效率处的流量 Q 和扬程 H 。

2.3 试验因素的确定

根据专业知识和经验,选择叶片出口安放角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 、短叶片进口直径 D_i 、喉部面积 F_i 的4个因素为正交试验的变化因素, A 、 B 、 C 、 D 为相应编码值,其水平选定如表1所示。

表1 因素水平表

Tab.1 Factor level

水平	$\beta_2 / (^\circ)$	b_2 / mm	D_i / mm	F_i / mm^2
1	13	6	151	996.9
2	15	9	158	1 428.7
3	18	12	168	1 716.0

由因素及水平,选择正交试验方案为 $L_9(3^4)$,共计9次试验,其对应设计方案如表2所示。

表2 正交试验方案

Tab.2 Orthogonal test scheme

试验序号	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

3 正交试验结果分析

3.1 模拟试验结果

表 3 列出了对 9 个设计模型性能的预测结果,由预测结果可知,前 8 次数值模拟轴功率均出现了最大值,且 1、2、4、7 号试验泵的轴功率最大值小于

额定功率,5 号泵轴功率与额定功率较为接近,且 1、4、7 号泵在额定扬程均较低,未达到设计要求。3、6、8 号泵轴功率均是在较大流量点出现极值。9 号泵轴功率在较大流量区未出现极值,其最大轴功率点流量及最大轴功率是通过最小二乘曲线拟合计算得到的。

表 3 数值模拟结果
Tab.3 Collection of numerical simulation results

试验序号	额定点			最高效率点			最大轴功率点	
	$Q/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	$Q_{\text{emax}}/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	H_{emax}/m	$\eta_{\text{max}}/\%$	$Q_{P_{\text{max}}}/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	P_{max}/kW
1	50.00	44.42	61.49	47.58	46.49	61.69	54.58	10.08
2	50.00	58.73	66.49	60.16	54.06	68.14	82.50	14.17
3	50.00	63.35	60.77	73.92	56.05	68.60	107.15	18.27
4	50.00	50.93	64.60	58.92	45.57	65.80	65.93	11.42
5	50.00	60.22	63.49	61.30	55.60	65.00	98.76	16.48
6	50.00	64.84	63.36	72.24	58.98	67.50	125.00	20.90
7	50.00	53.70	64.03	58.75	49.05	65.02	76.58	12.84
8	50.00	62.01	64.66	70.35	56.31	68.69	114.22	18.31
9	50.00	65.88	63.21	68.94	60.35	68.81	142.56	23.63

3.2 计算极差,确定因素的主次顺序

一般来说,各列的极差 R 是不同的,这说明各因素的水平改变对试验结果的影响是不相同的。极差越大,表示该列因素的数值在试验范围内的变化会导致试验指标在数值上产生更大的变化,所以极差最大的那一列,就是因素的水平对试验结果影响最大的因素,也就是最主要的因素。

表 4~6 分别列出了额定点、最高效率点、最大轴功率点下数值模拟预测结果分析,分别计算了各因素的极差。

分别比较额定点、最高效率点、最大轴功率点下各因素对流量、扬程、轴功率、效率等性能指标的极差大小,按极差大小可以确定各因素对各性能指标影响的主次顺序,如表 7 所示。

对无过载复合叶轮离心泵而言,考虑表 3~7,得出各因素对性能指标(Q 、 H 、 η 、 $Q_{P_{\text{max}}}$ 、 P_{max})影响的顺序依次为 b_2 、 β_2 、 F_i 、 D_i 。综合表 3~7,初选的各因素水平如表 8 所示。

3.3 最优方案的选择

因素 A :对 $Q_{P_{\text{max}}}$ 、 P_{max} 、 Q_{emax} 均是 A_1 最好, A_2 次之,尽管 A_1 扬程较小,但综合考虑其他参数的选取,可以达到设计要求;对 H 、 η 、 H_{emax} 、 η_{max} , A_3 较优, A_2 次之,但取 A_3 轴功率偏大;综合考虑各因素,选 A_1 较优。

因素 B :对 P_{max} 、 $Q_{P_{\text{max}}}$ 、 Q_{emax} 均是 B_1 最优, B_2 次

之;对 η 是 B_2 为优;对 H 、 H_{emax} 、 η_{max} , B_3 最优, B_2 次之,但 B 是影响轴功率的重要因素,取 B_3 的 3、6、9 号泵预测轴功率均过大,综合考虑因素 A 的选取,选 B_2 为优。

因素 C :对 H_{emax} , C_1 为优, C_3 次之;对 η 、 Q_{emax} 、 η_{max} 均是 C_2 为最优,对 H 、 $Q_{P_{\text{max}}}$ 、 P_{max} , C_3 为优,考虑 C 对 $Q_{P_{\text{max}}}$ 、 P_{max} 等指标影响小,综合考虑,选 C_2 为优。

表 4 额定点模拟结果分析
Tab.4 Analysis of simulation results of rated point

性能指标		因素			
		β_2	b_2	D_i	F_i
H/m	K_1	166.49	149.05	171.26	170.51
	K_2	175.99	180.95	175.54	177.26
	K_3	181.58	194.06	177.26	176.28
	k_1	55.50	49.68	57.09	56.84
	k_2	58.66	60.32	58.51	59.09
	k_3	60.53	64.69	59.09	58.76
	R	5.03	15.01	2.00	2.25
$\eta/\%$	K_1	188.75	190.12	189.51	188.19
	K_2	191.44	194.64	194.29	193.88
	K_3	191.90	187.34	188.30	190.03
	k_1	62.92	63.37	63.17	62.73
	k_2	63.81	64.88	64.76	64.63
	k_3	63.97	62.45	62.77	63.34
	R	1.05	2.43	2.00	1.89

表 5 最高效率点模拟结果分析

Tab.5 Analysis of simulation results of the best efficiency point

性能指标		因素			
		β_2	b_2	D_i	F_t
Q_{emax} / $m^3 \cdot h^{-1}$	K_1	181.66	165.26	190.17	177.82
	K_2	192.46	191.81	188.03	191.15
	K_3	198.05	215.10	193.97	203.19
	k_1	60.55	55.09	63.39	59.27
	k_2	64.15	63.94	62.68	63.72
	k_3	66.02	71.70	64.66	67.73
	R	5.46	16.61	1.98	8.46
H_{emax} /m	K_1	156.60	141.11	161.78	162.45
	K_2	160.15	165.97	159.99	162.09
	K_3	165.71	175.38	160.69	157.93
	k_1	52.20	47.04	53.93	54.15
	k_2	53.38	55.32	53.33	54.03
	k_3	55.24	58.46	53.56	52.64
	R	3.04	11.42	0.60	1.51
$\eta/\%$	K_1	198.43	192.51	197.88	195.49
	K_2	198.30	201.83	202.74	200.66
	K_3	202.52	204.91	198.62	203.09
	k_1	66.14	64.17	65.96	65.16
	k_2	66.10	67.28	67.58	66.89
	k_3	67.51	68.30	66.21	67.70
	R	1.41	4.13	1.62	1.72

表 6 最大轴功率点模拟结果分析

Tab.6 Analysis of simulation results of the largest shaft power point

性能指标		因素			
		β_2	b_2	D_i	F_t
Q_{Pmax} / $m^3 \cdot h^{-1}$	K_1	244.23	197.09	293.80	295.90
	K_2	289.69	295.48	290.98	284.07
	K_3	333.36	374.71	282.49	287.30
	k_1	81.41	65.70	97.93	98.63
	k_2	96.56	98.49	96.99	94.69
	k_3	111.12	124.90	94.16	95.77
	R	29.71	59.21	3.77	3.94
P_{max}/kW	K_1	42.52	34.34	49.29	50.18
	K_2	48.80	48.96	49.22	47.90
	K_3	54.78	62.80	47.58	48.01
	k_1	14.17	11.45	16.43	16.73
	k_2	16.27	16.32	16.41	15.97
	k_3	18.26	20.93	15.86	16.00
	R	4.09	9.49	0.57	0.76

表 7 各因素主次顺序

Tab.7 Important order of each parameter

额定点	H	b_2	β_2	F_t	D_i
	η	b_2	D_i	F_t	β_2
最高效率点	Q_{emax}	b_2	F_t	β_2	D_i
	H_{emax}	b_2	β_2	F_t	D_i
	η_{max}	b_2	F_t	D_i	β_2
最大轴功率点	Q_{Pmax}	b_2	β_2	F_t	D_i
	P_{max}	b_2	β_2	F_t	D_i

表 8 初选各因素水平

Tab.8 Primary selection of each factor level

性能指标	因素			
	A	B	C	D
H	3	3	3	2
η	3	2	2	2
Q_{Pmax}	1	1	3	2
P_{max}	1	1	3	2
Q_{emax}	1	1	2	1
H_{emax}	3	3	1	1
η_{max}	3	3	2	3

因素 D :对 Q_{emax} 、 H_{emax} 均是 D_1 最优,而 D_2 与 D_1 时指标值相差不大;对 Q_{Pmax} 、 H 、 η 、 P_{max} 均是 D_2 为优;对 η_{max} 、 D_3 最优,综合考虑各因素,取水平 D_2 为优。

因此选出的复合叶轮无过载离心泵最优组合参数为: A_1 、 B_2 、 C_2 、 D_2 ,而该组合恰为正交试验中的 2 号试验泵(该方案记为方案 1)。由于对 A 因素,取 A_1 水平预测扬程较小, A_2 预测扬程较为适中,且其对应的轴功率也较为适中,考虑到预测与试验的误差,因此组合 A_2 、 B_2 、 C_3 、 D_2 也是可能的最优组合(将该最优方案记为方案 2)。

图 2 为预测选优结果 2 种方案的样机试验性能对比,由图中可以看出,2 种方案的轴功率均出现了

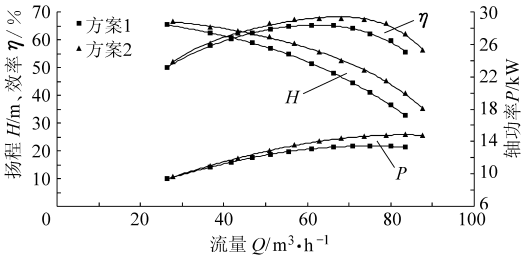


图 2 两种选优组合方案性能曲线

Fig.2 Performance curves of the two combination schemes selected

极值,且最优方案 2 较方案 1 的对应点轴功率偏大,但仍小于配套电动机功率;且方案 2 下对应点扬程和效率均高于方案 1 对应点的指标值,2 种方案均有较宽的高效区。

表 9 列出了 2 种优化方案下额定点、最高效率点和最大轴功率点对应的指标值,由表中可以看出,2 种方案下额定点扬程均高于设计要求,而方案 1 下额定点效率为 63.21%,略低于设计点要

求,方案 2 额定点效率为 65.33%,满足设计点要求;方案 2 最高效率点及最大轴功率点的位置均较方案 1 偏向于大流量。方案 2 在 $Q = 56.84 \text{ m}^3/\text{h}$ 时扬程 $H = 58.54 \text{ m}$,效率高达 67.08%, $P = 13.51 \text{ kW}$,方案 1 在 $Q = 55.01 \text{ m}^3/\text{h}$ 时扬程 $H = 55.1 \text{ m}$,效率达 64.82%, $P = 12.75 \text{ kW}$,因此可知,2 种选优方案在较大流量区工作时性能指标更优且轴功率无过载。

表 9 两种选优组合方案的性能指标值

Tab.9 Performance index value of the two combination schemes selected

试验方案	额定点			最高效率点			最大轴功率点	
	$Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	$Q_{\text{emax}}/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	H_{emax}/m	$\eta_{\text{max}}/\%$	$Q_{P_{\text{max}}}/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	P_{max}/kW
方案 1	50.00	58.33	63.21	62.01	50.84	65.30	74.82	13.48
方案 2	50.00	61.25	65.33	67.57	53.13	68.28	83.11	14.82

4 结束语

按无过载离心泵设计要求,选择对复合叶轮离心泵性能影响比较关键的 β_2 、 b_2 、 F_i 和 D_i 的 4 个参数,采用基于 Fluent 全流场数值模拟方法对设计的 9 个复合叶轮离心泵模型进行正交试验研究,得到了各几何参数对复合叶轮离心泵各性能指标影响的主次顺序,并得出模型泵的 2 个较优设计方案。对 2 个较优设计方案的样机试验表明,2 个方案均较接

近设计要求,轴功率均出现了最大值。且方案 2 在 $Q = 56.84 \text{ m}^3/\text{h}$ 时扬程 $H = 58.54 \text{ m}$,效率高达 67.08%, $P = 13.51 \text{ kW}$,方案 1 在 $Q = 55.01 \text{ m}^3/\text{h}$ 时扬程 $H = 55.1 \text{ m}$,效率达 64.82%, $P = 12.75 \text{ kW}$,方案 2 的综合性能更优。实践证明,可以利用全流场数值模拟的预测结果进行正交试验研究,来分析各几何参数对泵性能的影响,选择较优结果,从而减少试验时间,降低试验成本,指导工程实践。

参 考 文 献

1 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

2 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.

3 丛小青,袁寿其,袁丹青. 无过载排污泵正交试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(10):66~69.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing. Research on latin square test on non-overload sewage pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(10):66~69. (in Chinese)

4 袁寿其,张金凤,袁建平,等. 用正交试验研究分流叶片主要参数对性能影响[J]. 排灌机械,2008,26(2):1~5.
Yuan Shouqi, Zhang Jinfeng, Yuan Jianping, et al. Orthogonal experimental study effect of main geometry factors of splitter blades on pump performance [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(2):1~5. (in Chinese)

5 陈松山,周正富,葛强,等. 长短叶片离心泵正交试验研究[J]. 扬州大学学报:自然科学版,2005,8(4):45~48.
Chen Songshan, Zhou Zhengfu, Ge Qiang, et al. Orthogonal experimental study on centrifugal pump with deviated splitter vanes[J]. Journal of Yangzhou University: Natural Science Edition, 2005,8(4):45~48. (in Chinese)

6 张金凤. 带分流叶片离心泵全流场数值预报和设计方法研究[D]. 镇江:江苏大学,2007.
Zhang Jinfeng. Numerical forecast and research on the design method for centrifugal pumps with splitter blades [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2007. (in Chinese)

7 王秀勇,王灿星. 基于数值模拟的离心泵性能预测[J]. 流体机械,2007,35(10):9~13.
Wang Xiuyong, Wang Canxing. Performance prediction of centrifugal pump based on the method of numerical simulation[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(10):9~13. (in Chinese)

8 Kagawa S, Matsui J, Kurokawa J, et al. Loss analysis and performance improvement of very low specific speed centrifugal pumps[J]. IAHR Symposium-Yokohama, 2006, 23(10):1~6.

9 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.