doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.016

基于 CFD 正交试验的旋流泵优化设计与试验*

高雄发1施卫东1张德胜1张启华1方波2

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏尚宝罗泵业有限公司, 扬州 225800)

摘要:为了优化旋流泵的水力性能,找出影响旋流泵性能的主要结构参数,采用正交试验方法,选取叶轮外径 D_2 、叶片数 Z、叶片宽度 b_2 、叶片出口安放角 β_2 、叶片进口安放角 β_1 为主要因素,选取 $L_{16}(4^5)$ 正交表得到 16 组方案,由数值计算结果级差分析初步获得各因素的较优取值范围,再次进行少因素的正交试验,通过级差综合分析法,探索主要因素对旋流泵的影响规律,找到了影响旋流泵性能的主要因素和次要因素,最终得出较优方案组合。原型机和较优设计方案内流场和试验结果对比分析表明:旋流泵进口处产生两个不同程度的回流损失;优化方案内流场回流损失较少,优于原型泵;较优方案比原型机的效率高出 4.2 个百分点,扬程高出 10 m 左右;效率和扬程有一定的提高,满足设计要求,验证了正交试验的可行性。

关键词:旋流泵 结构参数 正交试验 数值计算

中图分类号: TH314 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2014)05-0101-06

引言

随着工农业生产的不断发展,旋流泵在污水处 理、浆液、大颗粒介质输送等领域得到广泛应用。然 而其效率和扬程偏低,耗能较大^[1]。Schivley^[2]从内 部流动展开研究,并提出流动模型,指出旋涡中心区 域静压为负值,使液体能够在大气压作用下被吸入 泵内,得出旋流泵的抽吸原理。陈红勋^[3]通讨试验 研究了旋流泵的内部流动及吸入性能。郑铭等^[4] 研究了旋流泵的结构参数对泵性能的影响。沙毅 等^[5-6]通过试验、分析和统计相结合的方法,在理论 与经验相结合的基础上, 推导出无堵塞泵统一形式 的经验系数水力设计方法,并对优秀水力模型进行 分析、归纳,推导出离心式渣浆泵和旋流泵的经验系 数最小二乘解方程式。施卫东等^[7-9]首次把旋流泵 无叶腔和叶轮作为一个整体考虑,对其内部三维不 可压湍流流动进行数值模拟和分析研究;施卫东 等^[10-11]采用正交试验方法,对矿用潜水电泵和深井 泵的性能优化进行研究。沙毅等^[12-13]还针对旋流 泵叶轮位置测定了无叶腔流场,研究了内部流动特 性。

但是结构参数对旋流泵性能影响的研究尚不充 分,而数值计算和试验方面很多时候都是一次只改 变单个结构参数而固定其他结构参数,很少考虑到 同时改变两个或者多个参数对旋流泵性能的影响。 本文对旋流泵同时配置多个参数进行正交试验,以 分析多个结构参数同时改变对旋流泵性能的影响。

1 正交试验

1.1 水力设计

SCP200-400 型泵的基本参数为 $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$, 总扬程 H = 28 m,转速 n = 1.485 r/min,比转数 $n_s = 166$,其二维总装图如图 1 所示。本次试验模型的叶 片是圆柱型叶片,根据正交试验^[14]要求设计出 16 副叶轮,找出额定效率较优的方案,从而进行后续的 试验分析。



SCP200-400型旋流泵的结构设计与一般的旋

收稿日期:2013-07-16 修回日期:2013-08-30

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

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51109093)、"十二五"国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01)和江苏省科技成果转化专项资金资助 项目(BA2011126)

作者简介:高雄发,博士生,主要从事水泵技术及理论研究,E-mail: gaofangjia@163.com

流泵相比,其特点为叶轮在蜗壳进口右侧,即完全移 至泵腔中,没有退缩到后泵腔,并且叶片形式为圆柱 形叶片。这样泵的效率和扬程比叶轮后缩在泵体流 道一侧工作腔内的旋流泵高,但容易造成堵塞。因 此为了提高泵的效率和扬程,同时兼顾无堵塞性,叶 片出口角尽量偏大。

1.2 试验因素和试验方案的确定

旋流泵的结构虽然简单,但是其内部流动复杂, 影响旋流泵的结构参数主要有叶轮外径 D,、进口直 径 D_i、叶片数 Z、叶片宽度 b、无叶腔宽度 L、叶片出 口安放角 β_2 、叶片进口安放角 β_1 、蜗壳进口直径 D_3 、 叶轮出口到蜗壳进口的距离 e、叶轮与无叶腔的相 对位置 s 等。本文研究的 SCP200-400 型旋流泵, 其结构参数为: $D_2 = 350 \text{ mm}$, $D_1 = 140 \text{ mm}$,Z = 10, $b = 60 \text{ mm}, L = 50 \text{ mm}, \beta_2 = 35^{\circ}, \beta_1 = 30^{\circ}, D_3 =$ 440 mm。从图1中可以看出,其叶轮完全露在蜗壳 泵腔中,即叶轮出口向着蜗壳,叶片宽度的改变即是 无叶腔宽度L的改变。为保证泵的整体结构不变, 本次正交试验选用叶轮的结构参数,其他结构采用 原型泵。结合旋流泵的贯通流和循环流特点,考虑 其通过性能,本次试验因素最终选定为 D_{2} 、 Z_{2} , b_{3} 、 β_1 为本次正交优化的试验因素。选择的因素水平如 表1所示。根据标准正交表,选用L₁₆(4,)正交表, 由因素水平表及正交表得出表 2(A、B、C、D、E 分别 为 D_2 、Z、b、 β_2 、 β_1 的编码值)中的16种结构配置方 案。通过试验可以得出上述几何因素对效率、扬程 的影响规律。

表 1 因素水平表 Tab.1 Levels of orthogonal experimental factors

水平 —			因素		
	Ζ	D_2/mm	b∕mm	$\beta_2/(\circ)$	$\beta_1/(\circ)$
1	12	340	75	60	70
2	10	350	60	45	60
3	7	360	45	35	45
4	4	370	35	22	30

2 数值计算方法

模型计算采用相对参考系,转速为1485 r/min。 旋流泵的内部流动认为以定常角速度绕固定转轴旋 转的旋转流场,属于复杂的三维不可压稳态黏性湍 流流动。叶轮进口设置为无旋流动,以进口面中心 处压力为参考点,相对压力为零;出口流动假设为流 动充分发展,即自由出流(outflow)。假设无滑移的 固壁面,对近壁面的湍流流动按标准壁面函数法处 理。应用 SIMPLE 算法来耦合压力与速度之间的关 系,为了容易收敛,代数方程迭代计算采取亚松弛迭

代方法,设定收敛精度为10⁻⁵。

表 2 试验安排与结果

Tab. 2 Test arrangements and results

试验序号	A	В	С	D	Ε	效率 η/%	扬程 H/m
1	1	1	1	1	1	50.09	38.66
2	1	2	2	2	2	50.36	37.47
3	1	3	3	3	3	48.77	26.91
4	1	4	4	4	4	31.31	8.49
5	2	1	2	3	4	50. 53	27.27
6	2	2	1	4	3	51.68	28.82
7	2	3	4	1	2	42.80	30.98
8	2	4	3	2	1	46.23	34.43
9	3	1	3	4	2	35.76	10.49
10	3	2	4	3	1	38.82	15.44
11	3	3	1	2	4	46.32	30.02
12	3	4	2	1	3	43.23	37.09
13	4	1	4	2	3	24.97	7.78
14	4	2	3	1	4	32.78	16.57
15	4	3	2	4	1	39.32	17.85
16	4	4	1	3	2	41.75	25.64

3 结果与分析

3.1 正交试验分析

选取效率和扬程为评价指标,在额定工况 $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ 下,数值计算 16 组方案得到效率和扬程如表 2 所示。

本次试验指标有两个,属于多指标正交试验,为 了找出主要因素及优化方案,对试验结果的分析选 用综合平衡法进行直观分析,即先对每个指标分别 进行单指标的直观分析,再对各指标的分析结果进 行综合比较分析,效率和扬程进行单指标分析结果 如表3所示。

一般而言,每一列的极差是不一样的,极差反映因素水平变化对指标影响范围的大小,极差越大,说明在该因素下所选的水平数对指标的影响越大,因此,极差最大的那一列的因素,就是对指标影响最大的因素,也就是最主要因素。表3为极差分析表,可看出各性能参数对单指标性能的影响大小。对效率影响的主次顺序为A、C、D、B、E,对扬程影响的主次顺序为C、D、A、E、B。由表3可知,对于效率,优水平是A₂B₃C₁D₁E₁。

本次正交试验分析结果显示级差之间相差过 大,这可能是所选水平相差过大导致的。所选的水 平数相差过大,不容易分析得出哪种因素水平是较 优水平,但是从均值和级差分析中可以得出每个因 素的取值范围,即水平取值范围。因此为了得出更 为准确的因素水平值,达到优化设计的目的,本次再 进行一次较少方案的正交试验。

表 3 效率和扬程的极差分析 Tab. 3 Variance analysis of efficiency and head

参数 -			$\eta/\%$					<i>H</i> /m		
	A	В	С	D	Ε	A	В	С	D	Ε
<i>K</i> ₁	180. 53	161.35	189.94	168.90	174.46	111.53	84.29	123.14	123.30	106.38
K_2	191.24	173.64	183.44	167.88	170.67	121.50	98.30	119.68	109.79	104.58
K_3	164.13	177.21	163.54	179.87	168.65	93.04	105.80	88.40	95.26	100.69
K_4	138.82	162.52	137.90	158.07	160.94	67.93	105.70	62.78	65.65	82.35
k_1	45.133	40.337	47.460	42.225	43.615	27.882	21.072	30.785	30. 825	26. 595
k_2	47.810	43.410	45.860	41.970	42.667	30. 375	24. 575	29.920	27.448	26.145
k_3	41.032	44.302	40.885	44.968	42.163	23.260	26.440	22.100	23.815	25.173
k_4	34.705	40.630	34.475	39.517	40. 235	16.983	26.413	15.695	16.413	20. 587
极差 R	13.105	3.965	12.985	5.451	3.380	13.392	5.368	15.090	14.412	6.008

从叶片来看,叶片数选取的跨度比较大,7 叶片 数以下时效率和扬程下降幅度较大,这也验证了旋 流泵叶片数过少,效率和扬程急剧下降的结论。10 叶片和12 叶片对比,10 叶片数的均值效率和扬程 明显高于12 叶片数的均值效率和扬程。叶片数过 多,流道有效过流面积减小,通过性能较差,反而影 响水力性能;叶片数过少,机械能不能通过叶片很好 的转化给介质。因此,第二次正交试验选用10 叶片 为叶轮叶片数。从均值和级差分析中可以得出 D_2 、 b、 β_2 、 β_1 较可行的取值范围分别为:340~360 mm、 50~70 mm、35°~45°、60°~70°。每个因素选取 3 个水平数,根据因素和水平数选取合理的正交表为 $L_9(3^4),如表4 所示,其中 F、G、H、I表示第二次正$ $交试验<math>D_2$ 、b、 β_2 、 β_1 的编码值。

根据试验方案表格得出9组试验方案。以同样的数值计算方法得到的9组效率和扬程如表5所示。

计算得出的9组效率和扬程后,分别进行单指标级差分析,效率和扬程的级差表如表6所示。

表 4 第二次正交试验因素水平表

Tab. 4 Levels of the second orthogonal test factors

과 교	因素								
小十	D_2/mm	b/mm	β ₂ /(°)	$\beta_1/(\circ)$					
1	340	70	35	70					
2	350	60	40	65					
3	360	50	45	60					

表 5 第二次正交试验安排与结果 Tab.5 Second orthogonal test

arrangements and results

试验序号	F	G	Н	Ι	效率 η/%	扬程 H/m
1	1	1	1	1	50.06	33.64
2	1	2	2	2	49.97	32.08
3	1	3	3	3	49.03	28.82
4	2	1	2	3	51.64	36.40
5	2	2	3	1	51.18	36.02
6	2	3	1	2	48.76	30. 89
7	3	1	3	2	50.81	37.95
8	3	2	1	3	50.84	34.26
9	3	3	2	1	48.17	32.55

表6 第二次正交试验极差分析

Tab.6	Second	orthogonal	test	variance	analysis
-------	--------	------------	------	----------	----------

会 粉		η	′%		H/m			
参奴	F	G	Н	Ι	F	G	Н	Ι
<i>K</i> ₁	149.061	152. 511	149.661	149.409	94. 539	107.991	98.790	102.21
K_2	151.581	151.98	149.781	149. 541	103.311	102.360	101.031	100. 92
K_3	149.820	145.959	151.020	151.509	104.760	92.259	102.789	99.480
k_1	49.687	50.837	49.887	49.803	31.513	35.997	32.930	34.070
k_2	50. 527	50.660	49.927	49.847	34.437	34.120	33.677	33.640
k_3	49.940	48.653	50.34	50. 503	34.920	30.753	34.263	33.160
极差R	0.840	2.184	0.453	0.700	3.407	5.244	1.333	0.910

从二次正交试验分析结果中看出,9组方案的 效率和扬程值相差不大,均值波动不大,在合理的范 围内。从表中还可以清楚看出各因素对效率和扬程 的影响主次。对于效率,优水平是 *F*₂*G*₁*H*₁*I*₃;对于扬 程,优水平是 *F*₃*G*₁*H*₃*I*₁。 从总体因素来讲,对效率影响的主次顺序为 G、 F、I、H,对扬程影响的主次顺序为 G、F、H、I。

一般情况下,在分析因素对指标的影响时,如果 是单因素,并且不考虑因素的相互作用,那么各因素 最好的水平组合在一起都认为是最好的生产条件, 但是本次正交优化考虑到两个指标,属于多指标正 交试验,不仅分别考虑对效率和扬程指标的影响因 素主次,也要根据试验最终目的综合考虑得出影响 因素的主次。本次正交试验的目的是提高效率,同 时兼顾达到规定的扬程,并且还需考虑到旋流泵的 无堵塞性。综合分析得到的最佳组合为 $F_2G_2H_3I_3$, 即叶轮外径 $D_2 = 350 \text{ mm}$,叶片宽度 b = 60 mm,叶片 出口安放角 $\beta_0 = 45^\circ$,叶片进口安放角 $\beta_1 = 60^\circ$ 。根 据以上较优方案组合,按照上面的设计方法设计出 水力图进行数值模拟,得到较优方案的效率为 52.13%,扬程为35.08m。对比表5中的9组数值 计算结果,效率有所提高,扬程满足规定要求,总体 达到优化设计的目的,这也体现出正交试验的可行 性和优越性。

3.2 速度场对比分析

图 2 所示为泵的平面流线图,从两种泵来看,叶 轮进口段内发生两个不同程度的回流现象,距离叶 轮较远的旋涡损失较小,而发生在无叶腔旁的旋涡 较大,已经对流入叶轮的液体产生较大影响。在原 型泵流线图中,无叶腔与进口区形成一个大的回流 区,在叶轮出口与蜗壳进口之间,也有一定的回流。 而优化模型回流区域相对少于原型泵,内部损失较 少。总体来看,原型泵在无叶腔内产生的回流损失 大于优化模型的回流损失,优化模型流动状态优于 原型泵。



4 样机试验与分析

将正交试验分析得出的优化方案进行样机制 作,如图3所示,并通过图4所示试验台对样机进行 了外特性试验,得到的样机外特性参数分别与数值 模拟值和原方案试验值进行对比分析。

图 5 显示了试验得到的结果与数值模拟结果的 对比图,从图中可以看到,数值模拟结果的效率和扬 程均高于试验值,究其原因,可能是数值模拟的密封 泄漏带来的容积损失和机械损失没有考虑进去.但 是数值计算结果与试验结果基本一致。这也证明了





图 5 优化方案试验值与数值模拟值、原型泵试验值对比 Fig. 5 Comparison of the simulation and experimental values of the optimization model test, and experimental values of the original model test

数值模拟的可行性。

优化方案的样机试验结果显示,该泵在额定流 量点效率为46%左右,扬程为29.2 m,旋流泵效率 都比较低,主要原因是,旋流泵存在无叶腔,叶轮在 泵腔内旋转时,产生离心力和漩涡力,使液体形成贯 通流和循环流,造成很大的水力损失,旋流泵效率一

般在 50% 左右,当比转数 $n_s > 130$ 和 $n_s < 60$ 时泵的 效率明显下降。而该泵的比转数 $n_s = 166$,因此,效 率较低,但是比原型机试验结果的效率高出 4.2 个 百分点,扬程高出10 m左右,效率和扬程都得到大幅 提高,达到了设计要求。

5 结论

(1)本文采用正交试验方法,通过同时改变多种 结构参数来分析其结构参数对旋流泵性能的影响,探 索主要结构参数对旋流泵效率、扬程的影响规律,大 大缩短了优化旋流泵的时间,并满足设计要求。

(2) 从内流场来看,原型泵速度场较为混乱,特 别是无叶腔前端靠近进口处,不仅有循环流的存在, 而且产生了两个小的漩涡团,使损失增大。但旋流 泵的内流结构复杂,要想真正的弄清内部流动机理, 需进一步研究。

(3)优化方案加工成样机试验,试验结果表明, 效率比原型泵高出 4.2 个百分点左右,扬程高出 10 m左右,以此可以说明本次正交试验方法在旋流 泵模型优化上具有一定的可行性和实际应用价值。

参考文献

- 1 Hideki Ohba, Yukitoshi Nakashima, Kazuaki Shiramoto, et al. A study on internal flow and performance of a vortex pump: part1 theoretical analysis [J]. Bulletin of the JSME, 1983, 26(216): 999 1006.
- 2 Schivley G P. An analytical and experimental study of a vortex pump[J]. ASME Journal of Basic Engineering, Ser. D, 1970, 92 (4): 889-900.
- 3 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场的测试[J]. 农业机械学报, 1996, 27(1): 49-54. Chen Hongxun. Measurement of rotating flow field with in the impeller of vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996, 27(1): 49-54. (in Chinese)
- 4 郑铭,袁寿其,陈池.旋流泵结构参数对泵性能的影响[J].农业机械学报,2000,31(2):46-49. Zheng Ming, Yuan Shouqi, Chen Chi. Influence of structural parameter of a vortex pump on its performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000,31(2):46-49. (in Chinese)
- 5 沙毅,施卫东,王助良,等.无堵塞泵水力设计及试验研究[J].农业机械学报,2005,36(8):62-66. Sha Yi, Shi Weidong, Wang Zhuliang, et al. Hydraulic design of non-clogging pump and experimental research on its characters [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 62-66. (in Chinese)
- 6 沙毅,杨敏官,康灿,等.旋流泵的特性分析与设计方法探讨[J].农业工程学报,2004,20(1):124-127. Sha Yi, Yang Minguan, Kang Can, et al. Design method and characteristic analysis of vortex pump[J]. Transactions of the CSAE, 2004, 36(1): 124-127. (in Chinese)
- 7 施卫东,汪永志,孔繁余,等.旋流泵无叶腔内部流场数值模拟[J].农业工程学报,2005,21(9):72-75. Shi Weidong, Wang Yongzhi,Kong Fanyu, et al. Numerical simulation of internal flow field with in the volute of vortex pump[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(9):72-75. (in Chinese)
- 8 施卫东,汪永志,沙毅.旋流泵内部流动的研究[J]. 农业机械学报,2006,37(1):68-70. Shi Weidong, Wang Yongzhi, Sha Yi, et al. Research on internal flow of a vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(1):68-70. (in Chinese)
- 9 夏朋辉,刘树红,吴玉林.旋流泵全流道三维定常流场的数值模拟[J]. 工程热物理学报,2006,27(3):420-422. Xia Penghui, Liu shuhong, Wu Yulin. Numerical simulation of steady flow in vortex pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(3):420-422. (in Chinese)
- 10 施卫东,孙新庆,陆伟刚,等.矿用潜水电泵性能正交试验[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(1):6-10. Shi Weidong, Sun Xinqing, Lu Weigang, et al. Orthogonal experiment on performance of submersible mining pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2011,29(1):6-10. (in Chinese)
- 11 王洪亮,施卫东,陆伟刚,等. 基于正交试验的深井泵优化设计[J]. 农业机械学报,2010,41(5):56-63.
 Wang Hongliang, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Optimization design of deep well pump based on latin square test[J].
 Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2010,41(5):56-63. (in Chinese)
- 12 沙毅,侯丽艳.旋流泵叶轮位置对性能影响及无叶腔流场测定[J]. 农业机械学报,2010,41(11):57-62. Sha Yi, Hou Liyan. Effect of impeller location and flow measurement in volute of a vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(11): 57-62. (in Chinese)
- 13 沙毅. 旋流泵性能及内部流场试验分析[J]. 农业工程学报,2011,27(4):141-146.
 Sha Yi. Experiments on performance and internal flow of a vortex pump[J]. Transactions of the CSAE, 2011,27(4):141-146.
 (in Chinese)
- 14 北京大学数学力学系统概率统计组. 正交设计法[M]. 北京:石油化学工业出版社, 1976.
- 15 高波,杨敏官.旋流泵无叶腔内盐析颗粒湍流脉动特性研究[J]. 工程热物理学报,2010,31(2):275-278.
 Gao Bo, Yang Minguan. Research on turbulent velocity fluctuations of salt-out particles in a vortex pump volute[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(2):275-278. (in Chinese)

16 王春林,彭海菠,丁剑,等.基于响应面法的旋流泵优化设计[J].农业机械学报,2013,44(5):59-65.
 Wang Chunlin, Peng Haibo, Ding Jian, et al. Optimization for vortex pump based on response surface method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2013,44(5):59-65. (in Chinese)

Optimization Design and Test of Vortex Pump Based on CFD Orthogonal Test

Gao Xiongfa¹ Shi Weidong¹ Zhang Desheng¹ Zhang Qihua¹ Fang Bo²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
 2. Jiangsu Shangbaoluo Pump Industry Co., Ltd., Yangzhou 225800, China)

Abstract: In order to acquire the main structure parameters impacting on performance of vortex pump and optimize the performance of the vortex pump, the orthogonal testing method was introduced. Impeller outer diameter D_2 , blade number Z, width of blade b_2 , impeller outlet blade angle β_2 and impeller inlet blade angle β_1 were chosen to be the main factors. So 16 sets of programs with 16 type of impellers were designed according to L_{16} (4^5) orthogonal table. Optimum value range of each factor was preliminarily obtained through range analysis. Quadratic orthogonal test was conducted to investigate the effects of main factors and acquire the primary and secondary factors of the design parameters on the vortex pump, and an optimization scheme for further design was obtained. The internal flow field and experimental results of optimization scheme were compared with the original model, and it showed that pump inlet produced two back-flows with different degree; the back-flow loss of optimal model was less than that of the original model; the efficiency and the head of optimal model are both higher than those of the original model 4. 2 percentage points and 10 m, respectively. The improved efficiency and head can meet the design requirements. The orthogonal testing method has some feasibility to the performance optimization of vortex pump.

Key words: Vortex pump Structure parameters Orthogonal experiment Numerical simulation

(上接第100页)

Optimization Design of Double-volute Splitter in ES250 – 370 Double-suction Pump

Liu Jianrui Fu Dengpeng He Xiaoke

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

Abstract: Because of unreasonable design of double-volute splitter in ES250 – 370 double-suction pump, its shaft was bent which lead to wear and tear of the seal. According to the basic principle of double-volute pump design, three different double-volute splitter schemes were put forward; the reason of radical force and the problem of original double-volute were analyzed. Based on the RNG $k - \varepsilon$ turbulent model provided by CFX software and Simple algorithm, double-volute splitters from three different improved schemes were simulated. Static pressure distribution of different volutes were obtained, the axial stress and radical force of the pump were calculated as well. Steady numerical simulation and experimental results show that, compared to the original splitter, the rated point efficiency of No. 3 splitter is increased by 7%, and radical force is balanced effectively and the axis stress is the minimum, while keeping the hydraulic performance. So No. 3 is the best design of the three options. Splitter starts from the fourth cross section of double-suction pump and ends with eighth cross section, and it meets the logarithmic curve equipment. A method of designing the splitter for double-volute centrifugal pumps was provided for the pump designer.

Key words: Double-suction pump Splitter Radical force Optimization design