

基于正交法的旋涡泵结构优化

赵万勇, 马鹏飞, 张 凡, 白双宝

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以 25W-25 型旋涡泵为研究对象, 对其 5 种结构参数重新进行配置, 同时引入正交试验法, 设计一个 5 因素 4 水平的正交方案, 得到 16 种不同的结构配置方案, 并将其划分为 4 组. 建立对应各配置方案的旋涡泵三维模型, 以非结构化网格划分流动区域, 运用雷诺时均方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型结合 SIMPLEC 算法对各模型进行数值模拟. 通过分析从各组中选出最优模型, 将选出的 4 种模型与原型泵做最终对比, 得到了 2 种比原模型更为优秀的结构方案.

关键词: 旋涡泵; 正交法; 结构优化; 内部流场; 数值模拟

中图分类号: TH314 文献标志码: A 文章编号: 1004-0366(2011)03-0076-05

Structural Optimization of Vortex Pumps Based on Orthogonal Law

ZHAO Wan-yong, MA Peng-fei, ZHANG Fan, BAI Shuang-bao

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Science and Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: A new disposition of five structural parameters of 25W-25 vortex pump was carried out, and the orthogonal testing method was introduced to design the orthogonal scheme with five factors and four levels. Then, 16 different structural disposition schemes were obtained from the orthogonal scheme and divided into 4 groups. After that, the three-dimensional models of each disposition scheme were established and each of them divided by non-structural grid. Then the models were simulated by using the Reynold time-average equation, RNG $k-\epsilon$ turbulence mode and the SIMPLEC algorithm. With the simulated result, the optimal model of each group was selected, and finally, two better structural schemes were obtained after the comparison with the original pump model.

Key words: vortex pump; orthogonal law; structural optimization; inner flow; numerical simulation

旋涡泵又称为侧流道泵、摩擦泵、再生泵, 是一种具有很多径向放射状叶片叶轮的特殊叶片泵, 主要工作结构包括叶轮(叶片式或外缘上切成许多沟槽而形成叶片的圆盘)、泵体和泵盖, 以及由它们所组成的环形流道. 旋涡泵结构简单、紧凑, 绝大多数是单级泵, 流量小、扬程高, 性能犹如一台小型的多级离心泵, 比转速一般低于 40. 旋涡泵的工作特点决定了它的效率不可能很高, 主要原因是流道内液体能量的提高是通过较低品质的动能向高品质的压能转化而实现的, 在这个过程中存在着很大的水力损失^[1]. 到目前为止, 国内外在旋涡泵的内部流动和

设计方法方面进行了较为充分的研究^[2-4], 而对如何提高旋涡泵效率, 尤其是对影响旋涡泵性能的各结构参数进行优化设计来提高旋涡泵效率方面研究则相对较少, 且这方面的研究多是一次只改变一种结构参数而固定其他结构参数^[5-6], 这样虽然能很好的总结出具体某一种参数对旋流泵性能及效率的影响, 但同时也没有考虑一次改变 2 种甚至多种参数后旋流泵性能及效率的变化情况. 为此我们引入正交试验法, 同时配置 5 种参数, 对所选定的旋涡泵不同结构参数的结构方案进行数值模拟, 通过与原型泵对比, 寻找性能及效率更为优秀的结构方案.

收稿日期: 2011-04-15

基金项目: 甘肃省教育厅研究生导师科研项目(0503-04)

1 旋涡泵的结构方案配置

1.1 25W-25 型旋涡泵的基本参数

选取上海巨神泵业生产的 25W-25 型旋涡泵作为研究对象. 25W-25 型旋涡泵的型号意义依次为:

25 为泵的进口直径, W 为单级旋涡泵, 25 为泵的设计扬程. 其他相关参数为: 叶轮直径 75 mm, 叶轮宽度 9 mm, 进口直径 25 mm, 出口直径 25 mm, 叶片数 42 片, 比转速 19, 工作介质为清水. 主要性能参数见表 1.

表 1 旋涡泵性能参数

流量 $Q/m^3 \cdot h^{-1}$	扬程 H/m	效率 $\eta/\%$	电压 U/v	转速 $n/r \cdot \min^{-1}$	配套功率 N/kw
1.44	25	18.0	380	2 900	0.75

1.2 正交法配置旋涡泵的结构参数

在实验设计中, 根据实验目的选定的, 用来考察或衡量试验效果的特性称为试验指标(简称指标). 对试验指标可能产生影响的原因或要素称为因素(也称为因子), 一般用 A, B, C, \dots 表示. 称因素的各种状态或条件为水平, 一般用 $1, 2, 3, \dots$ 表示.

我们拟改变以下 5 种参数: 叶轮转速 $n(r/min)$, 叶片数 Z , 隔舌包角 $\theta(^{\circ})$, 叶片高度 $h(mm)$, 流道截面宽度 $B(mm)$, 且对每个参数做 4 种变化, 即每种参数有 4 个水平. 引入正交法后, 分别以 A, B, C, D, E 代表以上各个因素, 以 $1, 2, 3, 4$ 表示各参数的水平, 则因素水平见表 2.

表 2 因素水平

水平	因素				
	A	B	C	D	E
1	1 450	33	20	8	16
2	2 000	42	25	10	18
3	2 450	51	30	12	20
4	2 950	60	35	14	22

由于所选变化参数较多(5 种), 而且要做不同种工况(5 种)的模拟试验, 选择合适的正交表尤为重要. 根据文献[8]所给出的标准正交表结合本课题的实际情况可选用 $L_{16}(4^5)$ 正交表[7,8], 由正交表及因素水平表可以得出如表 3 所列的 16 种结构配置方案.

表 3 模型的结构方案

序号	因素				
	1	2	3	4	5
	A	B	C	D	E
1	1 450	33	20	8	16
2	1 450	42	25	10	18
3	1 450	51	30	12	20
4	1 450	60	35	14	22
5	2 000	33	25	12	22
6	2 000	42	20	14	20
7	2 000	51	35	8	18
8	2 000	60	30	10	16
9	2 450	33	30	14	18
10	2 450	42	35	12	16
11	2 450	51	20	12	22
12	2 450	60	25	8	20
13	2 900	33	35	10	20
14	2 900	42	30	8	22
15	2 900	51	25	14	16
16	2 900	60	20	12	18

2 旋涡泵内部流场的数值模拟

2.1 计算模型

旋涡泵模型选用 Pro/E 建造, 其流动区域包括流道和叶轮 2 个部分, 流道截面为矩形. 模型建造完成后以 *.stp 格式输出, 然后导入 Gambit 软件中进行网格划分, 网格采用非结构化六面体网格. 旋涡泵流道的模型及网格见图 1(以 1 泵模型示意).

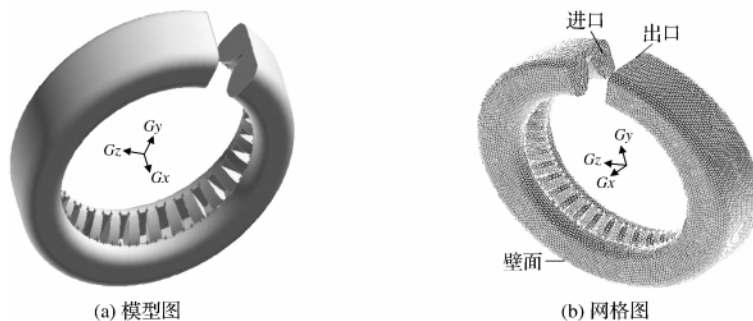


图 1 旋涡泵叶轮

2.2 边界条件

(1) 进口边界条件 进口流道断面为矩形断面,采用速度进口边界条件,在进口断面处,由质量守恒定律和进口无预旋假定来确定进口速度。

(2) 出口边界条件 出口采用自由出流边界条件,该类边界条件适用于出流边界上的压力或速度均为未知的情形,其出口条件都是通过 Fluent 内部计算得到,不需要特别给定。

(3) 固壁边界条件 因为壁上不存在喷射或抽吸的情况,所以速度满足无滑移条件,在近壁区采用壁面函数法。

2.3 控制方程

旋涡泵内部流动是带有较强旋涡运动的湍流流动,数值模拟选用 RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型,和最常用的标准 $k-\epsilon$ 模型相比,RNG $k-\epsilon$ 模型通过修正湍动粘度,考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况,从而可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动,适用于模拟强旋流流动^[9-11]。

3 模拟结果分析

由于模型较多,不便在一个表格中将所有数据表示出来,也不利于后期处理分析,故将 16 种模型分为 4 组,1~4 为第 1 组,5~8 为第 2 组,9~12 为

第 3 组,13~16 为第 4 组。

模拟收敛后可利用模拟结果计算各模型在不同工况下的扬程、效率。扬程

$$H = \frac{P_o - P_i}{\rho g} + \frac{v_o^2 - v_i^2}{2g} + \Delta h,$$

对所取的模型,进出口高度差 Δh 可视为 0,效率

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega},$$

其中 P_i 为旋涡泵进口静压力; P_o 为旋涡泵出口静压力; v_i 为旋涡泵进口平均速度; v_o 为旋涡泵出口平均速度; M 为转轴转矩; ω 为旋转角速度, $\omega = \frac{2\pi n}{60}$; $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ (清水); $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。其中进出口压力、速度及转轴转矩均可以直接在 Fluent 中读取。计算完成后可做出各组模型的 $Q-H$ 、 $Q-\eta$ 曲线,如图 2~图 5 所示。

3.1 各组模型模拟结果比较

由图 2(a)和图 3(a)可以看出,第 1 组模型中,整体扬程最高的 1 号模型各流量下的最高扬程为 12.69 m,还是在小流量下;第 2 组模型中,整体扬程最高的 5 号模型各流量下的最高扬程为 21.72 m,也是在小流量下,均无法达到 25 m 的设计扬程。由于扬程不足,故放弃这 2 组模型。

由图 4(a)可以看出,9号、10号模型的扬程都

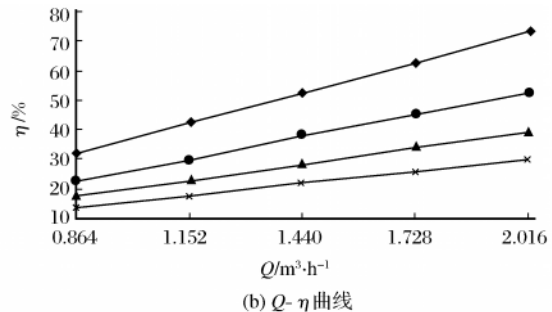
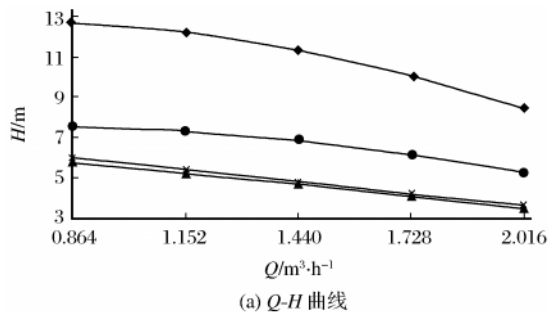


图 2 第 1 组模型

◆ 1 号 ● 2 号 ▲ 3 号 × 4 号

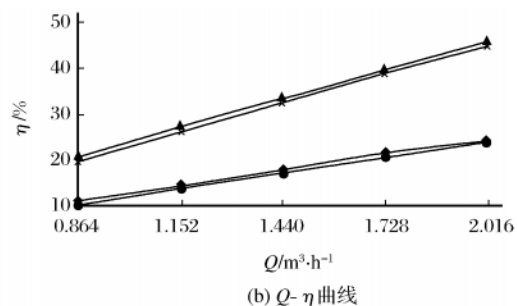
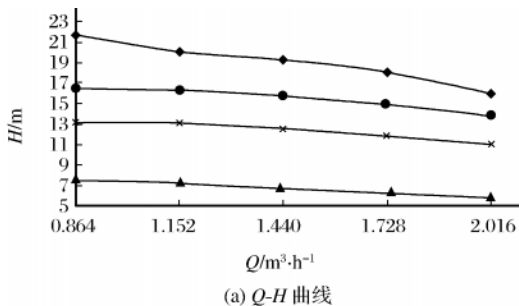


图 3 第 2 组模型

◆ 5 号 ● 6 号 ▲ 7 号 × 8 号

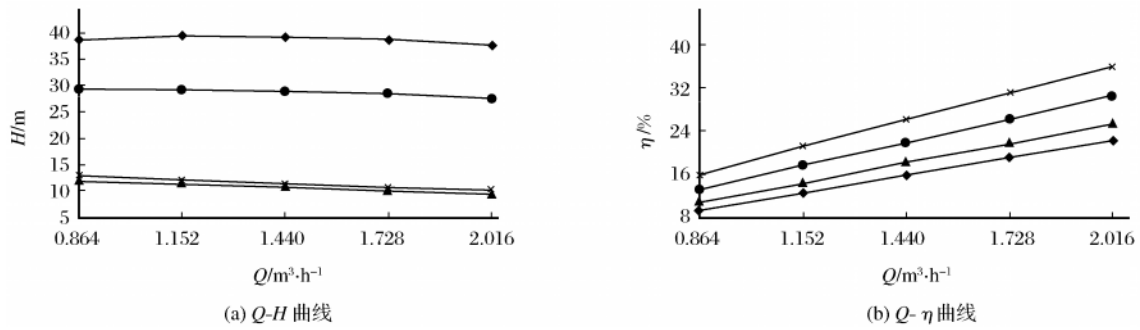


图 4 第 3 组模型

◆ 9 号 ● 10 号 ▲ 11 号 × 12 号

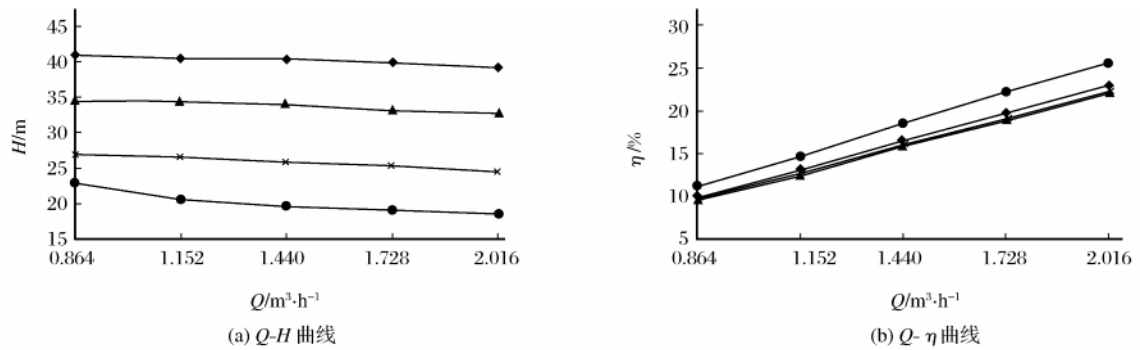


图 5 第 4 组模型

◆ 13 号 ● 14 号 ▲ 15 号 × 16 号

已达到且超过设计扬程,不论是额定流量下的标准工况还是增大或减小流量的非标准工况,扬程均能满足要求. 11 号、12 号模型的扬程则过低,在各流量下均无法达到 25 m 的设计扬程,故放弃这 2 种模型. 由图 4(b) 可以看出,12 号模型、10 号模型效率整体上较 11 号模型、9 号模型高,而且在额定流量 1.44 m³/h 下均比原型泵的效率 18.8% 有了较大提高,9 号模型则效率较低,且在额定流量下远小于原型泵效率,所以本组选 10 号模型为最优模型.

由图 5 可知,14 号模型在不同流量下尽管效率是同组最高的,但扬程同时也是最低的,且低于泵的设计扬程首先被淘汰. 13 号、15 号、16 号模型各流量下扬程均可达到设计扬程. 从效率上来看,13 号、15 号、16 号模型相差不大,13 号模型最高效率为 23.1%,而 15 号、16 号模型最高效率也为 22.3%. 但是从能耗的角度来看,在相同流量、相同输送介质的情况下,泵的扬程越高消耗的功率越大,因此 13 号、15 号模型在相同条件下要比 16 号模型消耗的功率大. 综合扬程、效率和能耗三方面,本组选 16 号模型为最优模型.

3.2 优选后模型与原模型的模拟结果比较

以上优选结果 10 号模型、16 号模型为后 2 组中各自最优模型,前 2 组模型由于达不到设计扬程而放弃.

为了更好的分析不同结构参数对旋涡泵性能和效率的影响,将 13 号、15 号模型也采纳进来,定 25W-25 原型泵为 0 号模型,并与上述模型进行比较分析,以得出改型后最优或较优的模型. 为此将以上数据结合 25W-25 原型泵模拟所得 $Q-H$ 、 $Q-\eta$ 曲线,如图 6 所示.

由图 6 可以看出几种模型的扬程都达到或超过了设计扬程,而且效率也相差不大. 如果单从效率方面来比较,很明显 10 号模型效率比其他几种模型都高,13 号、15 号、16 号模型效率均不如原型泵 0 号模型,但相差不大. 再从扬程看,10 号模型的扬程整体上略低于原模型 0 号模型的扬程,但相差不大,且在各流量下均能达到设计扬程,可以保证旋涡泵的正常工作. 16 号模型的扬程则整体上较大地低于原模型 0 号模型的扬程,虽然在设计流量下能达到设计扬程 25 m,但考虑到实际工作中泵内的各种损失以及数值模拟所得数据的误差,16 号模型的扬程不是非常稳妥. 13 号、15 号模型各流量下的扬程均比 0 号模型高出很多,但实际中考虑到泵的能耗,扬程越大消耗功率也越大. 因此从扬程、效率及能耗三方面综合来看,可选 10 号模型为最优模型,应优先选用. 如果不需要考虑功率问题且追求高扬程,则可优先选择 13 号模型的旋涡泵.

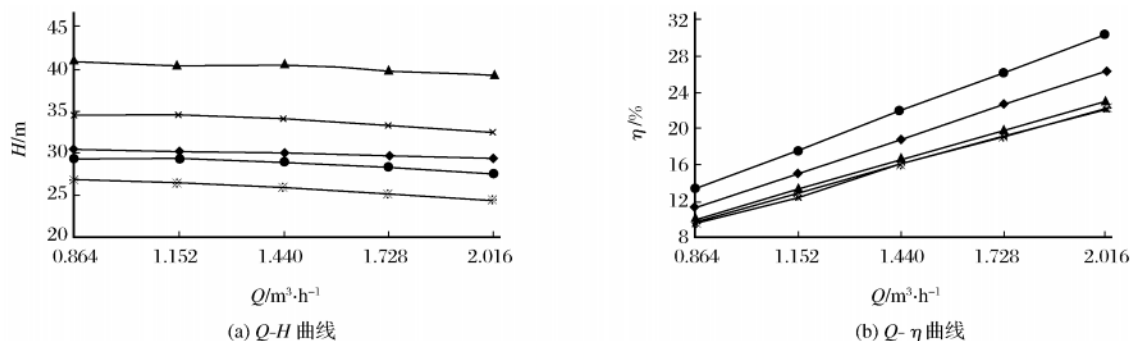


图6 较优模型

◆ 0号 ● 10号 ▲ 13号 × 15号 ※ 16号

4 结论

(1) 以往对旋涡泵的结构参数的研究主要集中在固定其他结构参数只改变其中一种来讨论其对泵性能及效率的影响,我们则通过同时配置旋涡泵的不同结构参数同样得出了既能保证性能又能提高效率的旋涡泵模型。

(2) 我们所讨论的结构参数有5种,每种参数有4种数值,如果采用一般的组合方式有1 024种不同结构方案,而通过正交试验法结合正交表优化组合之后只需16种即可。通过对这些模型进行数值模拟及分析对比,得出了比原模型更好的旋涡泵结构模型,说明我们所引用的正交试验法在水泵模型优化上具有很好的实际应用价值。

(3) 通过比较各种模型泵的流量—扬程、流量—效率曲线,确定10号模型、13号模型为最终优选的模型,选用哪种模型应视具体情况而定。

参考文献:

[1] 贾宗谟,穆界天,范宗霖.旋涡泵液环泵射流泵[M].北京:机械工业出版社,1993:1-4.

械工业出版社,1993:1-4.

- [2] 朱祖超,王乐勤,黄敦回.小流量旋涡泵的理论设计与实验研究[J].工程热物理学报,2001,22(4):450-452.
- [3] Cole D, Neal J S, Connolly M R. Vortex Pumps in the Crossing Lattices Regime of Highly Anisotropic Layered Superconductors[J]. Physica C, 2006, 437: 52-56.
- [4] 谢鹏,朱祖超.小流量高扬程离心旋涡泵的设计与试验研究[J].流体机械,2007,35(8):1-4.
- [5] 沙毅,李金磊.自吸旋涡泵变转速性能与内部流场试验[J].农业机械学报,2009,40(12):119-124.
- [6] 施卫东,董颖,马新华.流道截面形状对旋涡泵内部流动影响的数值模拟[J].农业工程学报,2005,21(3):21-23.
- [7] 杨虎,钟波,刘琼荪.应用数理统计[M].北京:清华大学出版社,2006:141-158.
- [8] 杨德.试验设计与分析[M].北京:中国农业出版社,2002:171-199.
- [9] 李龙,王泽,徐峰.离心泵叶轮内部变工况三维湍流数值模拟[J].农业机械学报,2004,35(6):72-74.
- [10] 王冠军,袁丹青,刘吉春.叶片形状对旋涡泵性能的影响[J].轻工机械,2009,27(2):27-31.
- [11] 李仁年,王秋红,熊祖鸿.计算域和离散方法对数值求解螺旋离心泵的影响[J].甘肃科学学报,2005,17(4):57-59.

作者简介:

赵万勇(1962-),男,甘肃省武威人,兰州理工大学工学硕士,教授,主要从事流体机械方面的研究。