

两段变曲率叶型离心泵设计研究

王 洋, 蒋其松

(江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘要: 基于 Fluent 泵内部全流场数值模拟及性能预测, 对 IS65-40-200 型泵进行了两段变曲率叶型改型尝试, 分析了加短叶片前后两段变曲率叶型离心泵性能的变化规律, 发现加短叶片后泵的扬程明显提高且效率基本相同。对比了具有不同改型比例的两段变曲率叶型离心泵的性能, 分析改型比例对泵性能的影响, 确定了改型比例范围。分析了改型前后泵性能的变化规律, 总结了两段变曲率叶型离心泵改型方法。提出了两段变曲率叶型离心泵的设计方法: 先设计一台基础离心泵, 且基础泵最高效率点的流量在小流量区域, 再在此基础上改型设计。通过样机试验, 验证了此设计方法的可行性。研究表明: 两段变曲率叶型离心泵比同设计参数的普通离心泵尺寸小, 轴向力低。

关键词: 离心泵; 两段变曲率叶型; 数值模拟; 性能预测; 设计方法

中图分类号: TH311 文献标志码: A 文章编号: 1674-8530(2010)01-0025-06

Research on centrifugal pump with double curvature blade

Wang Yang, Jiang Qisong

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

Abstract: The full flow numerical simulation was carried out with Fluent software to predict the pump performance. The modification efforts on IS65-40-200 centrifugal pump were proposed to analyze the method of the modification and change law of centrifugal pumps with double curvature blades. The short blade's effect on centrifugal pump with double curvature blade was analyzed. Head is much higher as short blade added, and efficiency is almost the same. By contrasting different models' performance with different changing proportion, the best proportion was founded. The method used to design centrifugal pumps with double curvature blades is proposed; A centrifugal pump is designed firstly with the best efficiency point at lower flow rate point and then is modified. A double curvature centrifugal pump is designed and tested, and the results validate the method. It is proved that the radial size of centrifugal pump with double curvature blade is smaller than the normal one of common design as well as the axial force.

Key words: centrifugal pumps; double curvature blade; numerical simulation; performance prediction; design method

叶片出口安放角 β_2 是叶轮主要几何参数之一, 对泵的扬程、效率和特性曲线的形状有重要影响。离心泵出口安放角 β_2 的常用范围是 $18^\circ \sim 40^\circ$ ^[1]。Холпенков 首先提出了大出口角两段变曲率叶型叶轮的改型方法^[2], 但没有给出这种泵的详细设计过

程。目前, 国内对两段变曲率叶型离心泵缺少系统研究。笔者对普通离心泵叶片进行改型尝试, 采用 Fluent 软件对各模型全流场数值模拟及性能预测。研究两段变曲率叶型离心泵改型方法及性能变化规律, 总结其设计方法。

收稿日期: 2009-07-06

基金项目: 国家 863 计划项目(2006AA100211)

作者简介: 王 洋(1955—), 男, 河北定州人, 研究员(wgy@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械及工程的研究。

蒋其松(1984—), 男, 江苏淮安人, 硕士生(jqs213.good@163.com), 主要从事流体机械及工程的研究。

1 离心泵内部全流场的数值模拟

1.1 物理模型及网格划分

目前,泵内部流场数值计算得到广泛应用^[3-7],大多仅分析叶轮流道和蜗壳流道,不考虑前后腔及口环间隙处流道.泵的全流场数值计算包括了泵的所有流道,更符合实际,能够更准确预测泵的性能.采用 Pro/E 软件建立泵全流场计算模型,包括叶轮进口前延伸部分、叶轮进口前延伸部分与口环间隙相连接的环状体积、口环间隙、前腔体与蜗壳相连接的环状体积、前腔体、叶轮、蜗壳、后腔体和后腔体与蜗壳相连接的环状体积组成,如图 1 所示.

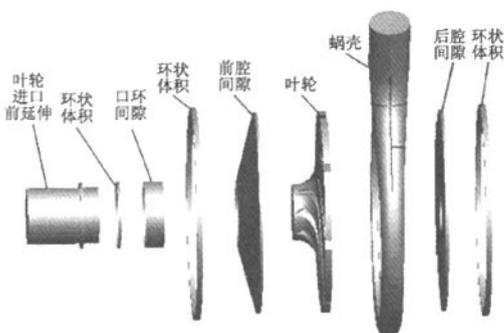


图 1 计算模型示意图
Fig. 1 Calculation model

采用 Gambit 软件进行网格划分,叶轮进口前延伸部分、环状体积及口环间隙采用六面体网格,前、后腔体,蜗壳,叶轮采用适应性很强的混合格网,检查网格质量.经检查,网格的等角斜率和等尺斜率都小于 0.85,网格质量良好.

1.2 计算求解

采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,近壁面采用标准壁面函数,压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法.压力方程的离散采用标准格式,动量方程、湍动能和耗散率输运方程的离散采用二阶迎风格式.在迭代计算的过程中,通过监测残差判断计算是否收敛,收敛精度为 10^{-5} .为加快收敛,采用欠松弛因子迭代.

进口条件:假定叶轮进口前速度 v_{in} 在轴向均匀分布,其大小为流量与进口面积之比.进口湍流强度 I 和水力直径 D_h

$$\begin{cases} I = 0.16 \times \left(\frac{vD_h}{\nu}\right)^{-1/8} \\ D_h = \frac{4A}{l} \end{cases} \quad (1)$$

式中 ν 为液体的运动粘度,20 °C 的水运动粘度 $\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; A 为过流断面面积, m^2 ; l 为湿周周长, m .出口条件:计算前出口压力未知,采用自由出流边界条件.

固壁条件:在固壁处采用无滑移边界条件,在近壁区采用标准壁面函数.

2 设计方案研究

由叶片式水力机械欧拉方程推导得的泵的理论扬程

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\cot \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T \right) \quad (2)$$

式中 u_2 为圆周速度, m/s ; D_2 为叶轮外径, mm ; b_2 为叶轮出口宽度, mm ; Q_T 为泵的理论流量, m^3/s .从式 (2) 和图 2 可以看出,在其他条件相同的情况下,理论扬程 H_T 随叶片出口安放角 β_2 的加大而增高,这表明加大 β_2 可减小叶轮外径,减小泵体尺寸,从而降低泵的成本.另外,由于叶轮出口周向速度 u_2 比轴面速度 v_{m2} 高一个数量级,叶轮的出口轴面速度 v_{m2} 对绝对速度 v_2 的影响不是很大,不会导致压水室中水力损失的明显增加^[2].

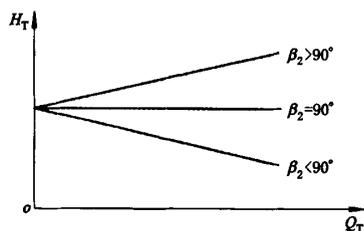


图 2 叶轮出口安放角的变化对扬程的影响
Fig. 2 Changes' effect of β_2 on head

2.1 泵参数选择

选用 IS65-40-200 型离心泵,设计参数为流量 $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 50 \text{ m}$,转速 $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$.泵的主要几何参数为叶轮进口直径 $D_0 = 55 \text{ mm}$, $D_2 = 198 \text{ mm}$, $b_2 = 7 \text{ mm}$,叶轮出口安放角 $\beta_2 = 30^\circ$,基圆直径 $D_3 = 208 \text{ mm}$.

2.2 短叶片对泵性能影响

叶片出口端折弯至 $\beta_2 = 90^\circ$ 的部分占整个叶片的比例定义为 R .图 3 为泵的性能曲线,其中 1-5 号泵为表 1 中 1-4 号泵不加短叶片模型.由图 3 可以看出:1-4 号泵扬程比 1-5 号泵扬程高很多,效率在小流量略低.在两段变曲率叶型离心泵设计时相邻叶片间加 1 枚短叶片.

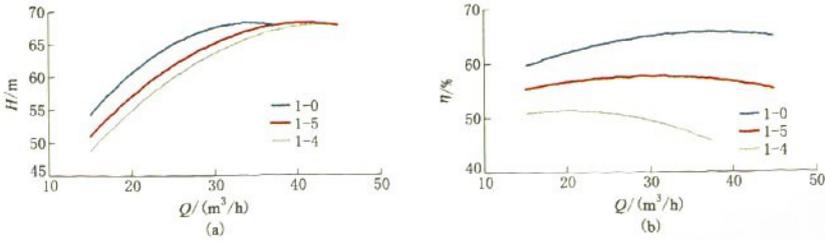


图3 有、无短叶片泵性能曲线
Fig. 3 Performance curves of pumps with and without short blades

2.3 多方案性能分析

2.3.1 方案及模型建立

对改型前后具有不同叶片数和不同改型比例建

立不同的计算模型,如图4所示,表1为泵模型方案参数.对各模型进行网格划分,由于模型较多,没有给出网格模型图.

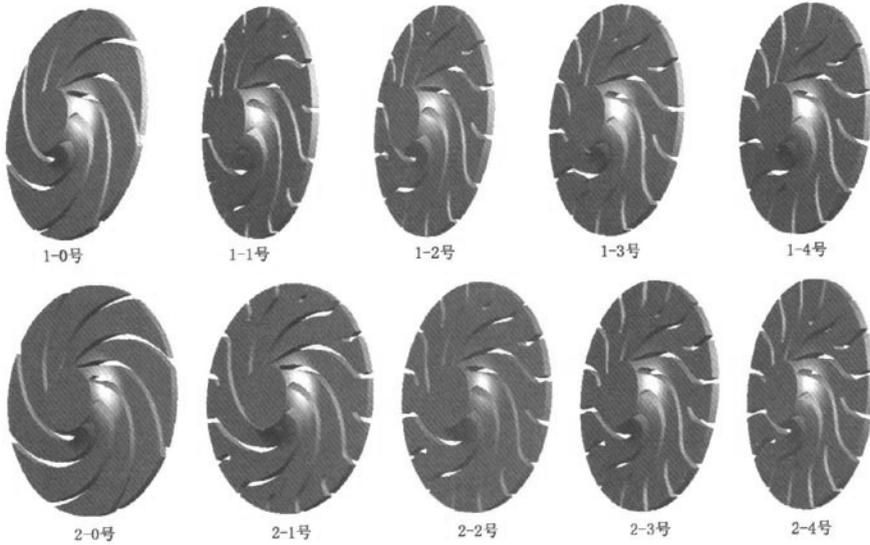


图4 叶轮计算模型
Fig. 4 Simulation models of impellers

表1 泵的方案模型
Tab. 1 Pump models

Z/枚	R	泵模型号	Z/枚	R	泵模型号
8	0	1-0	7	0	2-0
	0.15	1-1		0.15	2-1
	0.25	1-2		0.25	2-2
	0.35	1-3		0.35	2-3
	0.45	1-4		0.45	2-4

2.3.2 计算结果及分析

对表1中的10个模型利用Fluent软件进行全场数值模拟及性能预测,得到泵的性能曲线,如图5所示.

由图可以看出:

1) 叶轮改型后的泵扬程大幅度提高,且扬程增加值随着流量的变大而增大.在 $R=0.15 \sim 0.45$ 范

围内,叶片改型后的泵扬程随着 R 的增加而增大. $R=0.25 \sim 0.45$ 时,泵的扬程基本相同,变化不大.

2) 改型后的泵效率在小流量区域降低,在大流量区域增大,并且最高效率点向大流量偏移.在 $R=0.15 \sim 0.45$ 范围内,改型后的泵效率在小流量区域基本相同,大流量区域的泵效率随着 R 的增大而增大.

3) 在 R 相同时,8叶片泵的扬程比7叶片泵的扬程高,而泵的效率基本相同.

4) 改型后的泵最高扬程点的流量比基础泵最高效率点的流量略大.

5) 选取的 IS65-40-200 型泵最高效率点的流量为 $34 \text{ m}^3/\text{h}$,改型后两段变曲率离心泵最高扬程点的流量为 $36 \text{ m}^3/\text{h}$.

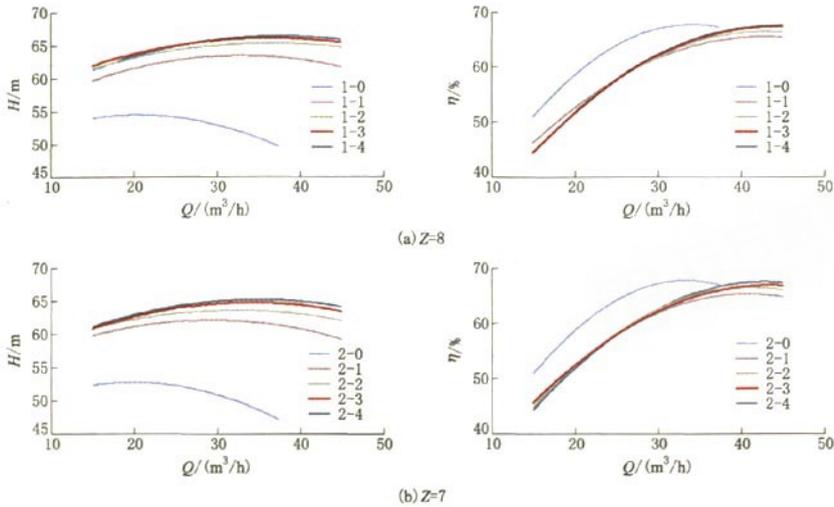


图5 不同模型泵性能曲线
Fig.5 Performance curves of different models

2.4 设计方法

在全流场数值模拟数据分析基础上,对两段变曲率叶型离心泵的设计方法总结如下:

1) $R=0.25 \sim 0.45$ 时,泵的扬程基本相同且效率较高,建议 R 选择为 $0.25 \sim 0.45$ 。

2) 在设计两段变曲率叶型离心泵叶轮时推荐选择叶片数 $Z=8$ 。

3) 由于两段变曲率叶型离心泵最高扬程点的流量比基础泵的最高效率点的流量略大,为了保证两段变曲率叶型离心泵工作范围内无驼峰,应先设计1台基础离心泵,使基础泵的最高效率点的流量在小流量区域.此结论为两段变曲率叶型离心泵设计方法的关键。

3 设计实例

3.1 泵参数选择及模型建立

为了具有可比性,设计与 IS65-40-200 型泵

的设计参数相同的双曲率离心泵,设计流量为 $Q=25 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=50 \text{ m}$,转速 $n=2900 \text{ r}/\text{min}$ 。根据总结的设计方法,先设计出基础离心泵,其设计参数为 $Q=20 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=40 \text{ m}$,转速 $n=2900 \text{ r}/\text{min}$,且基础泵最高效率点的流量需小于等于 $20 \text{ m}^3/\text{h}$,再在此基础上改型.设计过程中2台两段变曲率叶型离心泵达到设计要求,主要几何参数如表2所示。

叶轮流道模型如图6所示.其中4-0号泵为4-1号泵的基础泵,5号泵为 IS65-40-200 型泵的6叶片模型。

表2 泵的主要几何参数
Tab.2 Main parameters of pumps

Z/枚	D_0/mm	D_2/mm	b_2/mm	D_3/mm	R	模型号
8	55	182	5	190	0.35	3-1
8	55	180	6	190	0.35	4-1
6	55	198	7	208	0	5

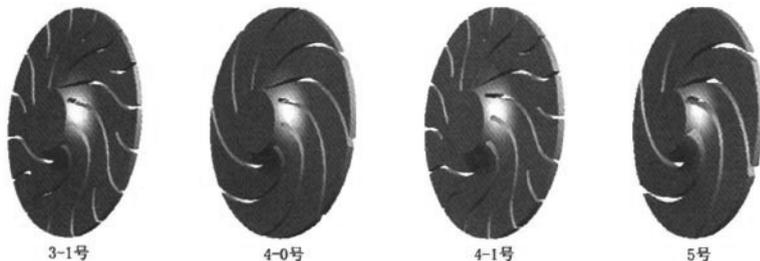


图6 叶轮流道模型
Fig.6 Channel of different impellers

3.2 计算结果及分析

对3-1号、4-0号、4-1号和5号泵进行全场模拟和性能预测,性能曲线如图7所示。

由图7可以看出:

1)3-1号泵和4-1号泵均满足设计要求。3-1号泵的 $H-Q$ 曲线比较陡,流量 $Q=22\text{ m}^3/\text{h}$ 时,扬程陡降。4-1号泵的 $H-Q$ 曲线较3-1号泵平坦,4-1号泵效率较3-1号泵高,高效范围宽。这主要是叶轮出口宽度的影响,3-1号泵出口宽度小造成叶轮内部流道堵塞,水力损失严重。4-1号泵模型较好。

2)4-1号泵设计点效率与5号泵效率基本相同,效率为63.5%。

3)4-1号泵比4-0号泵扬程大幅度提高。4-1号泵比4-0号泵小流量区域效率降低,大流量处效率提高,最高效率点向大流量偏移。

4)4-0号泵的最高效率点流量为 $Q=20\text{ m}^3/\text{h}$,4-1号泵的最高扬程点的流量为 $Q=21\text{ m}^3/\text{h}$,验证了总结的两段变曲率叶型离心泵的设计方法。

5)4-1号泵的叶轮和蜗壳尺寸比5号泵的叶轮和蜗壳尺寸明显变小,减小了泵的体积,降低了成本。

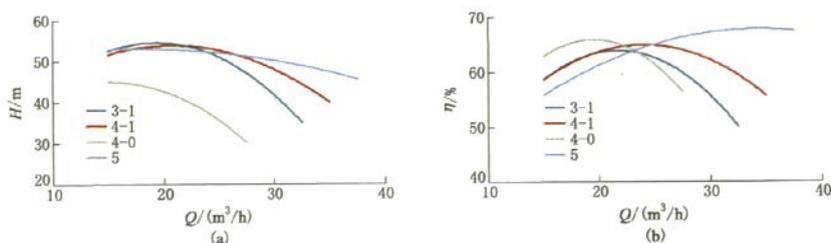


图7 离心泵性能曲线

Fig. 7 Performance curves of double centrifugal pumps

图8为4-1号泵和5号泵的轴向力 F 对比。4-1号泵的轴向力明显小于5号泵,在设计流量点轴向力仅为550 N,而5号泵在设计流量点轴向力是850 N。4-1号泵可靠性增加。

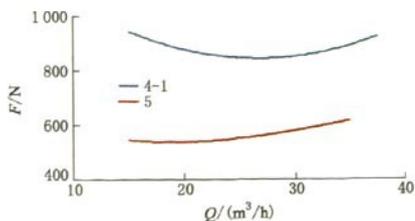


图8 离心泵轴向力曲线

Fig. 8 Axial force of centrifugal pumps

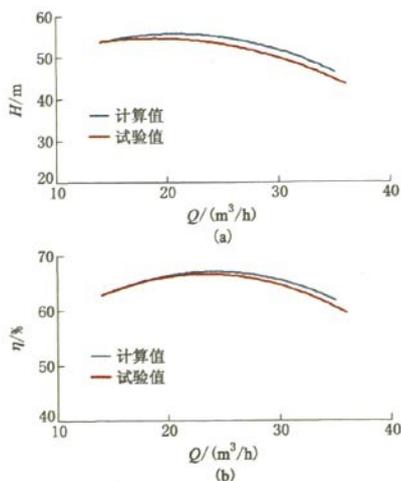


图9 试验值和计算值的对比

Fig. 9 Performance curves of calculation and experiment

4 试验验证

对4-1号泵按《回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级》进行水泵性能试验,试验结果与数值计算结果进行对比,如图9所示。试验测得的设计点扬程为50.4 m,效率为61.8%,超过GB/T 13007—91离心泵效率A线的规定值:59%,满足设计要求;计算值与试验值有所差别,但误差值在允许范围之内。

5 结论

1)设计两段变曲率叶型叶轮时应加短叶片,且改型比例范围为0.25~0.45。

2)设计两段变曲率叶型离心泵时,先设计1台基础离心泵,且基础泵最高效率点的流量在小流量区域,再在其基础上改型。

3) 两段变曲率叶型离心泵最高扬程点的流量比基础泵最高效率点的流量略大。

4) 两段变曲率叶型离心泵比基础泵扬程曲线平坦, 最高效率点向大流量偏移。

5) 设计了 1 台给定设计参数的两段变曲率叶型离心泵并通过了样机试验, 验证了设计方法的可行性。

参考文献 (References)

- [1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [2] Холпенков П. Р. 设计高效离心泵叶轮的物理原理[J]. 排灌机械, 1982(1): 46-48.
Холпенков П. Р. Physics theory of designing high-efficiency centrifugal impeller[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1982(1): 46-48. (in Chinese)
- [3] Anagnostopoulos J S. A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers[J]. *Computers & Fluids*, 2009, 38: 284-289.
- [4] Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests[J]. *Science Direct Computers & Fluids*, 2008, 37: 690-704.
- [5] Bross S, Addie G. Prediction of impeller nose wear behaviour in centrifugal slurry pumps[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26: 841-849.
- [6] Hattori S, Kishimoto M. Prediction of cavitation erosion on stainless steel components in centrifugal pumps[J]. *Science Direct Wear*, 2008, 265: 1870-1874.
- [7] 黄思, 李作俊. 具有长短叶片离心泵的全三维湍流数值模拟[J]. 化工机械, 2006, 33(2): 90-98.
Huang Si, Li Zuojun. Full-3D numerical simulation of turbulent flow in the centrifugal pump with split blades[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2006, 33(2): 90-98. (in Chinese)
- (责任编辑 贾国方)
-
- (上接第 24 页)
- [2] 王董梅, 刘建瑞, 徐永刚, 等. 船用冷却泵数值模拟与试验对比分析[J]. 流体机械, 2009, 37(6): 10-13.
Wang Dongmei, Liu Jianrui, Xu Yonggang, et al. Comparison of experimental performance curves of ship cooling pump and CFD results[J]. *Fluid Machinery*, 2009, 37(6): 10-13. (in Chinese)
- [3] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 256-258.
- [4] Güllich J F. *Centrifugal Pumps* [M]. Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008: 639-688.
- [5] Veselov V I. Effect of the outlet angle β_2 on the characteristics of low specific-speed centrifugal pumps[J]. *Power Technology and Engineering* (formerly *Hydrotechnical Construction*), 1982, 16(5): 267-273.
- [6] Fedorenko N D, Sukhinenko V E, Bondarenko G A. Basic scientific and technical problems of designing centrifugal pumps for the oil and gas industry[J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1989, 25(8): 425-429.
- [7] 刘建瑞, 王董梅, 苏起钦, 等. CB80-65-125 船用冷却泵的改进设计与试验[J]. 排灌机械, 2009, 27(3): 158-162.
Liu Jianrui, Wang Dongmei, Su Qiqin, et al. Improvement design and experiment study of CB80-65-125 ship cooling pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(3): 158-162. (in Chinese)
- [8] Semenchuk A V. Comparative assessment of the noise and vibration of centrifugal and induction pumps[J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1995, 31(6): 307-309.
- (责任编辑 张文涛)