

离心泵锥形吸水室内置隔板对水力性能的影响*

牟介刚¹ 李 思¹ 许明远² 赵永攀¹ 金建波¹

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310014; 2. 中国镍业有限公司供应部, 北京 100029)

【摘要】 分析了离心泵锥形吸水室内部预旋及回流的产生原因,并指出在吸水室内置隔板优化内部流动状态的传统做法可行。采用CFD数值模拟与试验研究相结合的方法,分析了吸水室内置隔板对单级离心泵性能的影响。通过改变隔板的径向长度、轴向长度、安放位置以及数量,得出吸水室内流状态及泵性能随隔板参数值的变化趋势,确定出隔板最佳的相关参数值为:隔板数量 $n=2$,径向长度 $a=D_0/4$,轴向长度 $b=3L/4$,在靠近叶轮入口端安放;并设计内置相应隔板的锥形吸水室,制造典型样机进行试验测试,结果表明:改进隔板设计参数后的离心泵水力模型在设计工况点,扬程提高0.8 m,效率提高1.7个百分点,消除了性能曲线驼峰。

关键词: 离心泵 锥形吸水室 预旋 回流 隔板结构 水力性能

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)03-0080-05

Influence on Hydraulic Performance of Suction Chamber with Built-in Baffles in Centrifugal Pump

Mou Jiegang¹ Li Si¹ Xu Mingyuan² Zhao Yongpan¹ Jin Jianbo¹

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China

2. Supply Department, CNMC Nickel Co., Ltd., Beijing 100029, China)

Abstract

The cause for the generation of prerotation and recirculation in the suction chamber was analyzed and the two-sided effect of prerotation on the hydraulic performance in centrifugal pump was pointed out. The effective solution was baffles built in suction chamber. With different physical parameters and placement of the baffles in suction chamber, CFD numerical simulation was applied to predict the performance variation trend of centrifugal pump. According to the performance curve and the flow state in the chamber, the optimum baffle came out: the radial length is $D_0/4$ (inlet diameter), and the $3/4$ length of chamber is the value of axial length for the baffle. And, two baffles should be put closed by the impeller. The prototype was designed for hydraulic modeling test. The result indicated that the performance of the new model is superior to the original one. The values of head and efficiency rose by 0.8 m and 1.7% at the design condition, relatively. Fluent numerical simulation with high accuracy could be applied in structural optimal design of centrifugal pump.

Key words Centrifugal pump, Suction chamber, Prerotation, Recirculation, Structure parameters of baffle, Hydraulic performance

引言

当前国内离心泵产品普遍存在效率低,使用寿命短的缺陷。其吸水室、叶轮和压水室的结构决定

水泵的性能,相比其他过流部件,吸水室内部水力损失最小,但其出口速度场分布情况对叶轮内部水力效率影响较大。其中,锥形吸水室将液体以最小的损失引入叶轮,被广泛应用于单级离心泵。在锥形

收稿日期: 2010-05-18 修回日期: 2010-06-11

* 国家科技人员服务企业行动项目(2009GJC20008)

作者简介: 牟介刚,教授级高级工程师,主要从事离心泵理论及工程实际应用研究, E-mail: mjg1963@126.com

吸水室内部,液流由单一的轴向流动向轴向、周向、径向同时存在的三维流动过渡,内部流动状态比较复杂。小流量工况下,吸水室内部预旋与回流同时存在,导致离心泵性能急剧下降,国内外广大学者不断探寻回流的发生机理及抑制回流的措施^[1-4]。太原理工大学阎庆绥等对离心泵吸入管路内的入口预旋进行了一系列研究^[5-7]。为了抑制旋流及回流,国内外设计人员在吸水室内设置隔板(或称阻旋片、止旋板)^[8-9]效果较好。但对于隔板的结构及位置的研究,国内外文献鲜有涉及。

对于隔板的结构尺寸,国内相关行业标准没有规定,一般设计人员根据经验进行设计。本文在前人研究基础上,进一步研究隔板参数变化对离心泵水力性能的影响。采用 Fluent 数值模拟和试验研究相结合的方法,通过改变隔板的径向长度和轴向长度、数量以及安放位置,探索吸水室内部结构与离心泵性能之间存在的关系。

1 理论分析

1.1 入口旋流产生原因

流体在进入叶轮之前,要经过泵前的吸水管,吸水室和叶轮进口的无叶片环腔,这些部位的速度都是三维的空间矢量,即其流场为轴向、径向、周向同时存在的三维流动,称之为入口旋流(叶轮入口处流体速度的圆周分量 $v_{u1} \neq 0$)^[6]。

入口旋流的产生有两个主要原因:一是叶轮高速旋转及流体具有粘性,旋转的叶轮依靠流体粘性,通过叶轮前盖、叶轮螺母、叶片进口边和环腔壁把扭矩传递给流体,同时在旋流区造成了轴向和径向压差,流体在沿轴向流动的同时,产生周向旋转和径向流动,即预旋——一种沿轴向的柱面螺旋流($v_{u1} \neq 0$);二是当 $Q < Q_{opt}$ 时,叶轮入口处流体的轴面速度 v_m 减小,流体有更多的时间随着叶轮作绕轴线的旋转流动,从而出现较大旋绕速度分量 v_{u1} ,导致叶轮入口前后压力分布沿径向、轴向均发生变化,在压差的作用下,叶轮内部分液体倒流进吸水室,即回流。图 1 形象地表明了小流量工况下入口旋流的流动状态,沿液流方向看,靠近吸水室内部液流的外缘为回流,中部为预旋流动状态。

叶轮进口预旋的存在,有利于减小叶轮入口处的冲击损失,提高效率,但预旋强度过高,扬程及关死点扬程均降低,导致性能曲线出现驼峰,因此,需要适当降低预旋强度。回流会造成能量的损失,使离心泵扬程、效率急剧下降。另外,回流的存在,易导致汽蚀产生,影响泵的安全运行,必须采取措施予以抑制^[10]。

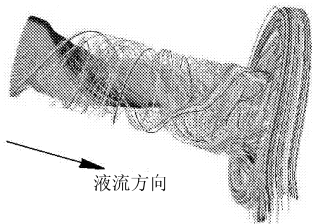


图 1 小流量工况下吸水室内部流动迹线图

Fig.1 Path line in the suction chamber at part-load conditions

1.2 隔板结构设计

通常在锥形吸水室内设置一块隔板,降低叶轮入口处的预旋强度,同时抑制回流的产生。对于吸水室内置隔板的设计(图 2),需考虑以下几方面因素:

(1) 隔板尺寸

国内标准对隔板尺寸并未给出相关规定,其径向长度 a 及轴向长度 b 均由设计人员根据经验给定。传统设计中,隔板径向接近吸水室轴心线,轴向与吸水室轴向长度 L 基本一致。尺寸过小起不到降低旋流强度的作用,过大易造成吸水室流道堵塞,水力损失增大。

(2) 隔板位置

隔板的位置与叶轮入口旋流强度有直接关系,当靠近叶轮入口安放时,旋流强度减小,同时叶轮入口冲击损失增大,因此需综合考虑。

(3) 隔板数量

我国 IS 系列清水泵的锥形吸水室内一般设置有一块隔板,能够起到降低入口旋流强度,提高关死点扬程,改善离心泵性能的作用。离心泵叶轮、吸水室及其上游吸水管路均为轴对称结构,内部流场相对均匀,设置一块隔板,吸水室出口的速度场失去平衡,在叶轮入口会造成一定的冲击损失,因此需要对隔板数量作进一步研究。

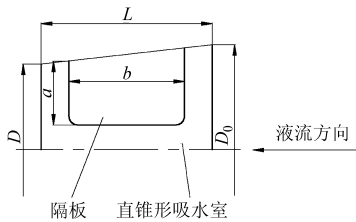


图 2 锥形吸水室内置隔板示意图

Fig.2 Built-in baffle in the suction chamber

2 研究方案

本文以 HCZ65-160A 型离心泵模型为研究对象,其性能参数如表 1 所示,经检测其性能曲线存在驼峰。该水力模型的比转数 $n_s = 131$,属中比转数离心泵,圆盘磨擦损失和容积损失不大,可根据水力效

率 η_h 初步预估离心泵效率的变化。

表 1 HCZ65-160A 水力模型性能参数
Tab.1 Performance parameters of HCZ65-160A hydraulic model

流量 /m ³ ·h ⁻¹	扬程 /m	转速 /r·min ⁻¹	效率 /%	汽蚀余量 /m
100	32	2 900	74	2.3

通过改变吸水室内置隔板的参数值,应用 Fluent 软件对水力模型的扬程 H 、效率 η 进行预测,探寻吸水室内部结构变化对离心泵性能的影响,以确定出隔板最佳参数,并根据模拟结果,制作样机进行试验研究。

拟定研究步骤如下:

(1) 隔板径向长度取 $D_0/8$ 、 $D_0/4$ 、 $3D_0/8$ 、 $D_0/2$, 居中放置 1 块,确定径向尺寸 a 。

(2) 隔板轴向长度分别取 $L/4$ 、 $L/2$ 、 $3L/4$ 、 L , 居中放置 1 块,确定轴向尺寸 b 。

(3) 安放位置 l 定义为泵入口法兰与隔板中心线之间的距离,以步骤(1)、(2)数值分析结果为依据,定义以最佳径向长度 a 、轴向长度 b 的隔板 1 块,分别安置于 $b/2$ 、 $(L/3 - b/6)$ 、 $(2L/3 - b/2)$ 、 $(L - b/2)$ 处,确定最佳安放位置 l 。

(4) 以前 3 步骤结果为依据,以最佳的 a 、 b 及安放位置 l ,分别在吸水室内部设置 1、2、3、4 块隔板,确定最佳隔板数量 n 。

(5) 以前 4 步骤所得最佳隔板参数值 a 、 b 、 l 、 n ,重新设计锥形吸水室(其他参数保持不变),制造样机进行试验检测,与原离心泵模型的性能参数进行比较。

3 数值分析

3.1 数值计算方法

应用 Pro/Engineer 软件对蜗壳、叶轮和吸水室 3 部分流道分别进行造型,组成装配体后,导入 Gambit 以非结构四面体单元进行网格划分,对蜗壳隔舌区域进行加密处理。

假定离心泵内部流动定常,选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,近壁面采用标准壁面函数。压力和速度之间耦合算法为 SIMPLE 算法。叶轮旋转区域与蜗壳、吸水室静止区域之间的耦合模型,选用多参考坐标系模型(multiple reference frame)。进口边界条件为 velocity-inlet,出口采用 outflow,通过改变进口速度的大小来模拟离心泵在不同工况下流场分布情况。

3.2 数值计算结果分析

3.2.1 隔板径向长度

入口旋流强度采用涡量(vorticity)进行度量,流体速度的旋度 $\text{rot } v$ 定义为流场的涡量,是描述旋涡运动常用的物理量^[11]。由图 3 可知,吸水室内部靠近壁面的边缘区域,液流存在较强烈的旋转运动,导致吸水室内部水力损失加大。隔板破坏吸水室内回流、减弱旋流的同时,由于隔板对液流的阻挡,在隔板正面产生强烈冲击漩涡,背面存在低压回流区,当隔板径向长度 a 偏大时,漩涡向轴心扩展,吸水室内原本轴对称分布的内部旋流被破坏,无法保证叶轮进口速度场分布均匀,致使叶轮内部水力效率降低。由图 3、4 可看出,当隔板径向长度 a 取 $D_0/2$ 、 $3D_0/8$ 时,离心泵扬程、效率降低;当 a 取 $D_0/8$ 时,对吸水室内部流动影响很小;比较可得, $a = D_0/4$ 时离心泵性能最佳。图中 Q 为泵实际流量, m^3/h ; Q_{opt} 为泵的设计流量, m^3/h 。

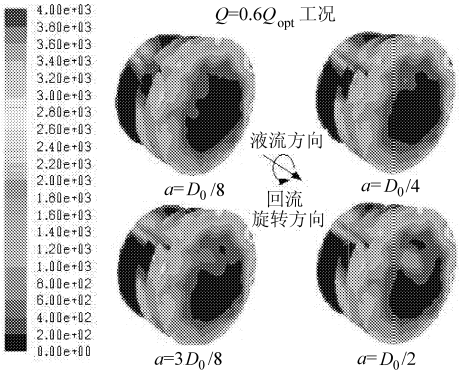


图 3 隔板径向长度不同时吸水室内部涡量场对比图

Fig.3 Contours of vorticity magnitude in suction chamber with different radial lengths of the built-in baffle

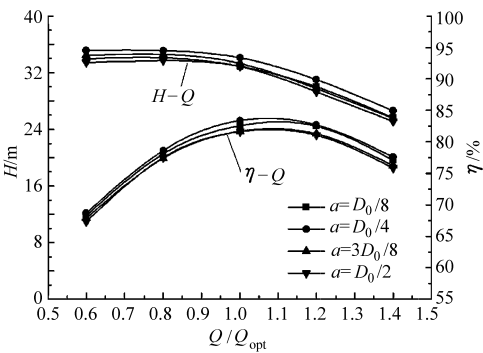


图 4 不同隔板径向长度 a 的离心泵性能对比曲线

Fig.4 Comparison of performance curves with different radial lengths of built-in baffle

3.2.2 隔板轴向长度

结合图 5、图 6 可知,隔板居中放置时,轴向长度 b 对离心泵扬程影响较小,对效率影响较为显著。在小流量工况下,吸水室靠近内壁的边缘处出现回流,随着流量的减小,回流区域逐渐增大,是效率急

剧下降的主要原因。当 $b = 3L/4$ 时,大面积的回流被隔板分裂成局部漩涡,降低了回流带来的能量损失,效率最高;当轴向长度接近 L 时,吸水室内部排挤系数增大,流道面积减小,水力损失加大。故隔板轴向长度 b 宜取 $3L/4$ 。

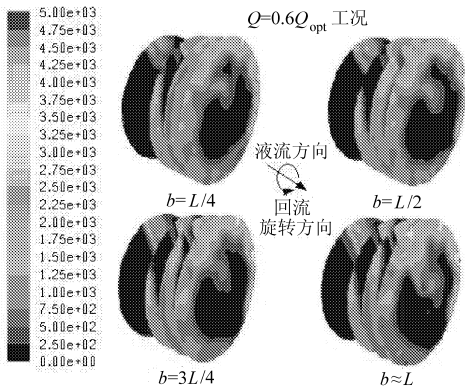


图5 隔板轴向长度不同时吸水室内部涡量场对比图
Fig. 5 Contours of vorticity magnitude in suction chamber at different axial lengths of the built-in baffle

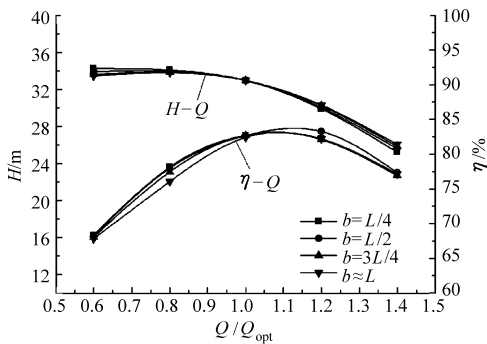


图6 不同隔板轴向长度 b 的离心泵性能对比曲线
Fig. 6 Comparison of performance curves with different axial lengths of built-in baffle

3.2.3 隔板安放位置

如图7所示,当隔板位于或靠近吸水室入口时,进入叶轮前回流有再次汇聚的趋势;当隔板放置于出口附近时,与叶片进口边轴向的缓冲空间过小,吸水室出口速度场分布不均匀,致使叶轮入口流动失衡严重,入口冲击损失增加。分析图7、图8可知,将隔板安放于靠近叶轮进口端时效果最为理想,故隔板位置 l 宜取 $(2L/3 - b/2)$ 。

3.2.4 隔板数量

如图9、图10所示,隔板数量为奇数时,吸水室内部流动不均匀,离心泵效率较低; n 取偶数时,性能相对较高,故隔板数以偶数为宜。当 $n = 4$ 时,吸水室内排挤系数较大,过流面积减小,对中部预旋的干扰强烈,吸水室及叶轮内部水力损失均有增加,离心泵整体性能下降。当 $n = 2$ 时,入口旋流强度降低,吸水室出口速度分布较均匀,能够较好地满足叶轮入口对速度场的要求,效果最佳。

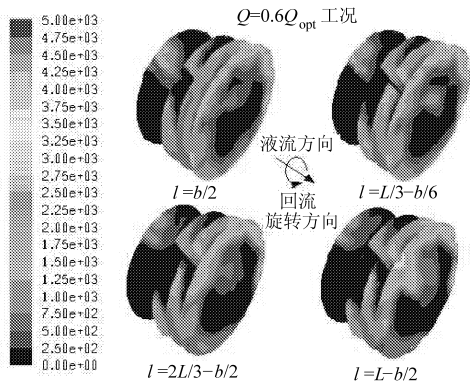


图7 隔板安放位置不同时吸水室内部涡量场对比图
Fig. 7 Contours of vorticity magnitude in suction chamber at different placements of the built-in baffle

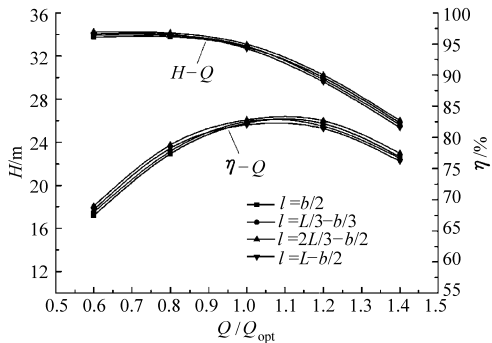


图8 不同隔板安放位置的离心泵性能对比曲线
Fig. 8 Comparison of performance curves with different placements of built-in baffle

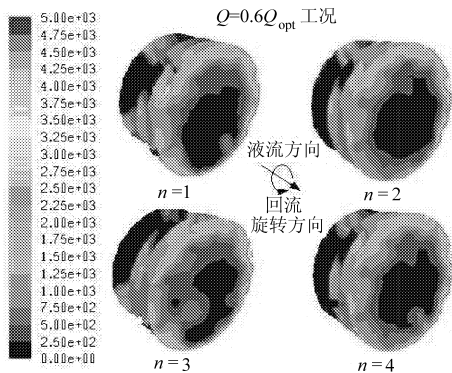


图9 内置不同数量隔板时吸水室内部涡量场对比图
Fig. 9 Contours of vorticity magnitude in suction chamber at different numbers of the built-in baffle

4 试验分析

为准确了解改进后隔板的离心泵水力模型的性能指标,根据 Fluent 数值模拟结果,重新设计内置隔板的吸水室,制造样机,进行外特性试验,与原离心泵性能进行对比,如图11所示。小流量工况下,改进隔板参数后,由于回流、旋流强度降低,离心泵的关死点扬程提高 1.75 m,性能曲线无驼峰;大流量工况点,扬程、效率均有所提高。

设计工况点两模型的性能参数对比如表2所

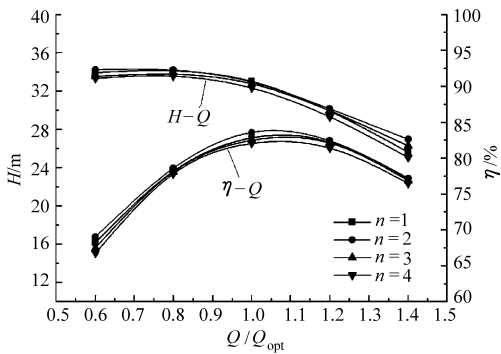


图 10 不同隔板数量的离心泵性能对比曲线
Fig. 10 Comparison of performance curves with different numbers of built-in baffles

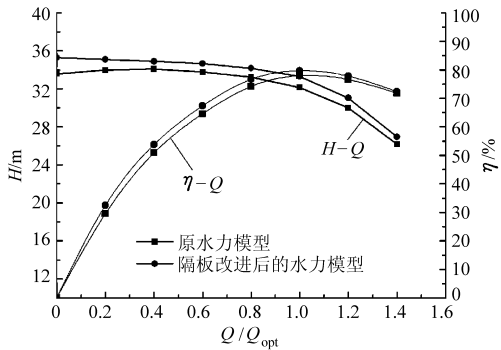


图 11 $H-Q$ 、 $\eta-Q$ 试验对比曲线
Fig. 11 Comparison of performance curves

示,计算值已根据文献[12]进行了修正。与原模型相比,隔板改进后水力模型的扬程提高 1.2 m,效率提高 1.7%,泵的必需汽蚀余量下降 0.35 m。在设计工况点,离心泵性能参数的计算值与试验值之间

的误差在 2% 以内,由此可见,通过数值模拟软件对离心泵性能预测具有较高的精度,结合 Fluent 软件对离心泵的结构设计进行指导是可行的。

表 2 设计工况点两模型性能参数对比
Tab.2 Comparison of performance parameters at design conditions

性能参数	原模型 试验值	隔板改进后的模型	
		试验值	计算值
设计流量 $Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	100	100	100
扬程 H/m	32.150	33.306	32.940
轴功率 P/kW	11.066	11.219	11.906
效率 $\eta/\%$	78.0	79.7	79.3
汽蚀余量/ m	2.30	1.95	

5 结论

- (1) 隔板最佳设计参数如下: 径向长度 $a = D_0/4$, 轴向长度 $b = 3L/4$, 靠近叶轮入口安放 $l = 2L/3 - b/2$, 隔板数量 $n = 2$ 。
- (2) 在吸水室内置隔板, 可降低叶轮入口预旋的强度, 抑制回流的产生, 离心泵性能得到改善, 扬程、效率均有提高; 小流量工况下水力损失减小, 关死点扬程提高, 性能曲线的驼峰消除。
- (3) 回流被隔板分成若干小漩涡, 吸水室中心无大面积的低压区出现, 同时, 液流吸收部分回流的能量, 抗汽蚀性能提高。

参 考 文 献

1 Johann Friedrich Gülich. Centrifugal pumps [M]. Heidelberg: Springer – Verlag Berlin, 2008.

2 Nicholas Pedersen, Poul S Larsen. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions—part I: particle image velocimetry (PIV) and laser Doppler velocimetry (LDV) measurements [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 61 ~ 72.

3 史宏超, 李意民. 离心泵进口回流及其控制的研究[J]. 水泵技术, 2000(3): 27 ~ 29.

4 Predin A, Bilus I. Prerotation flow measurement [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2003, 14(6): 243 ~ 247.

5 阎庆绂, 李永业, 孙西欢. 离心泵入口侧管路中的涡流[J]. 排灌机械, 2007, 25(3): 6 ~ 8.

Yan Qingfu, Li Yongye, Sun Xihuan. The eddy current on the suction side of centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25 (3): 6 ~ 8. (in Chinese)

6 阎庆绂, 陈仰吾, 李治勤. 离心泵的入口预旋与吸入室中的旋流[J]. 流体工程, 1991(3): 13 ~ 17.

7 阎庆绂, 高恩恩, 李仲平. 吸入室结构对泵效率的影响[J]. 流体机械, 1991(11): 10 ~ 12.

8 杨琳. 消除离心泵特性曲线的驼峰[J]. 新疆大学学报: 自然科学版, 2002, 19(增刊1): 32 ~ 34.

Yang Lin. Means of removing the hump of the performance curve of centrifugal pump [J]. Journal of Xinjiang University of Technology: Natural Science Edition, 2002, 19(Supp.1): 32 ~ 34. (in Chinese)

9 赵家新. 关于消除泵的驼峰现象的试验[J]. 流体工程, 1992(9): 11 ~ 14.

10 刘甲凡. 离心泵叶轮前的预旋与回流[J]. 水泵技术, 1997(5): 17 ~ 19.

11 黄卫星, 陈文梅. 工程流体力学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001.

12 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.