

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.024

基于 Gottingen 翼型的离心泵前置导叶预旋调节试验^{*}

王海民 林 浩 黄 雄 周裁民
(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

【摘要】 运用轴流泵孤立叶片设计方法,设计了基于 Gottingen 翼型的前置导流叶片,并对离心泵预旋调节的基本规律及调节机理进行了试验研究。通过对比前置导叶的不同安装方式对单吸离心泵效率、功率的影响,发现单吸离心泵采用前置导叶长弦端靠近中心轴的安装方式对离心泵外特性的改善效果要优于前置导叶短弦端靠近中心轴的安装方式,而且长弦端靠近中心轴安装方式前置导叶能够有效拓宽离心泵的高效运行范围,改善其在非设计工况下的水力性能,且与无前置导叶工况相比,最高效率可提高 2.3%,从而达到为离心泵增效节能的目的。

关键词: 离心泵 前置导叶 预旋调节 Gottingen 翼型 安装方式

中图分类号: S277.9; TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)11-0129-05

Prewirl Regulation Experiment of Inlet Guide Vane for Centrifugal Pump Based on Gottingen Airfoil

Wang Haimin Lin Hao Huang Xiong Zhou Caimin
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract

The guide vanes were designed by using the axial flow pumps isolated blade design method based on Gottingen airfoil blade. The experimental studies on the basic rule and the regulatory mechanisms of prewhirl regulation for the centrifugal pump were made. Comparison experiment tests showed that the inlet guide vane installed with long-string side close to the center axis on the improvement of the external characteristics of centrifugal pump was better than the other. Also the inlet guide vane installed with long-string side close to the center axis has enlarged the high efficiency scope and improved the hydraulic performance of the centrifugal pump. When compared with the performance of the centrifugal pump without inlet guide vane, the peak value of efficiency was enhanced by 2.3% after the guide vane was installed. This method improved efficiency and saved energy for the centrifugal pump.

Key words Centrifugal pump, Inlet guide vanes, Prewirl regulation, Gottingen airfoil, Installation of blade

引言

离心泵耗能总量巨大^[1],因此对其进行节能研究有着重要的意义。在离心泵的实际运行中,存在着运行工况低于设计工况的现象,使其长期在小流量、低效区运行。前置导叶预旋调节作为一项具有

较大节能潜力的工况调节方式,在各种叶轮机械中得到应用^[2~3],由陈应华^[4]设计的沿周向均匀布置的 4 个扇形前置导叶装置在某喷雾车间 6 台离心泵上取得较高的节能效果。文献[5~7]对离心泵三维空间前置导叶预旋调节进行试验研究和理论分析,结果显示在离心泵的运行中,预旋调节的主要作

收稿日期: 2012-05-03 修回日期: 2012-05-31
^{*} 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20103120120005)、国家自然科学基金资助项目(51176127)和上海市教委重点学科建设项目(J50501)
作者简介: 王海民,副教授,主要从事新能源设备与过程中的流体力学研究,E-mail: hmwang@usst.edu.cn

用是通过改变水泵进口状态使高效运行区得到拓宽,从而有效提高离心泵的运行效率。同时翼型和翼型安装方式的不同,影响着预旋调节的效果,进而影响离心泵的水力性能,因此有必要研究不同翼型以及其安装方式对离心泵性能的影响。

本文运用轴流泵孤立叶片前置导叶的基本水力设计方法设计包括叶片、旋转调节机构在内的一整套试验装置,对加装前置导叶的离心泵进行外特性试验。由于之前研究工作者对前置导叶的安装方式都采用了弦长较短端靠近中心轴的安装方式,因此将弦长较长端靠近中心轴和弦长较短端靠近中心轴两种不同的安装方式做一组试验对比,从而为前置导叶的优化设计提供理论依据和参考。

1 设计与试验

1.1 基于 Gottingen 翼型的前置导叶

在前置导叶预旋调节方式中,良好的前置导叶翼型是提高离心泵水力性能的关键。运用轴流泵孤立叶片设计方法,设计了基于 Gottingen 翼型的前置导流叶片,以此研究前置导流叶片对离心泵水力特性的影响。Gottingen-364^[8]作为轴流泵设计中的一种常用翼型,具有升阻比大、翼型负荷均匀、抗汽蚀性能好的优良特性,因此选取 Gottingen-364 叶片作为前置导叶基础翼型,运用升力法分 5 个截面计算得出了如图 1 所示的弯曲叶片前置导叶,不同展向距离对应的翼型参数如表 1 所示。

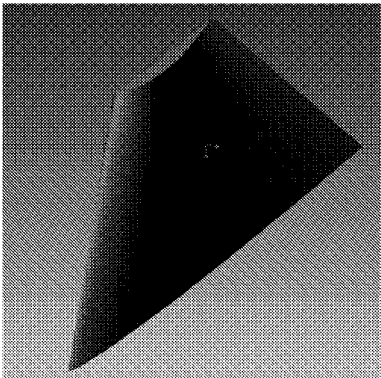


图 1 Gottingen 弯叶片
Fig.1 Gottingen bowed blade-type vane

表 1 弯叶片部分几何参数

Tab.1 Part geometrical parameters of bowed blade-type vane

截面编号	展向距离 r/m	弦长 l/m	最大厚度 y_{max}/mm
1	0	0.05	5.0
2	0.015	0.085	4.5
3	0.030	0.10	4.0
4	0.045	0.12	3.5
5	0.065	0.15	3.0

1.2 前置导叶的预旋调节装置

为了研究前置导叶的预旋角度对离心泵效率的影响,设计出图 2 所示的前置导叶预旋调节装置。3 叶片沿管壁两两间隔 120°分布。使用时结合工况变化同时调节定位盘到相应的刻度即可完成预旋角度的调节。

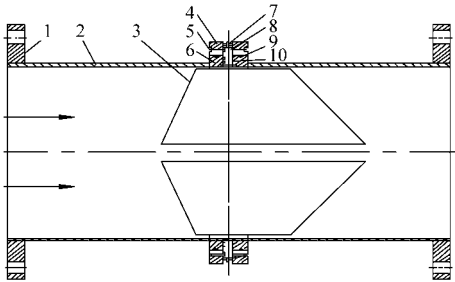


图 2 前置导叶调节机构装配图
Fig.2 Assembly drawing of inlet guide vane regulating mechanism

1. 法兰 2. 直管段 3. 叶片 4. 定位盘 5. 紧固螺栓 6. 刻度盘 7. 定位紧固螺栓 8. 叶片夹 9. 定位螺钉 10. 橡胶密封圈

对于前置导叶轴向位置的确定已有学者做了比较全面的试验^[9-10],有着较为成熟可靠的理论和经验。因此前置导叶的轴向安装位置根据已有试验经验取值 $L=50\text{ mm}$,即前置导叶最末端离离心泵叶轮进口为 50 mm。定义前置导流叶片进口边骨线的切向与轴向一致时导叶预旋角 $\gamma=0^\circ$;当导叶出口圆周速度分量和叶轮转向一致时称为正预旋, $\gamma>0$;反之称为负预旋, $\gamma<0$ 。在保证密封的同时,该装置能够快速调节预旋角度以应对工况的突然变化。

1.3 两种离心泵前置导叶安装方式

如图 3 所示,将弦长较长端靠近中心轴称作 A 型安装方式,弦长较短端靠近中心轴称作 B 型安装方式。

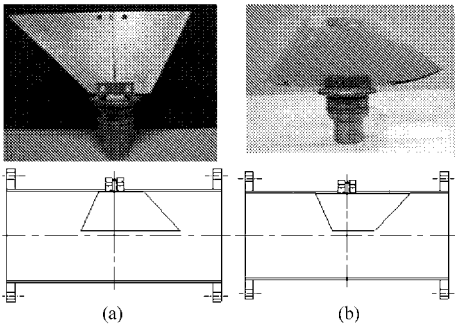


图 3 两种安装方式
Fig.3 Two kinds of installation modes
(a) A 型 (b) B 型

将设计的前置导叶预旋调节机构与 KQW150/285-18.5/4 型单吸离心泵连接,在自有的试验平台上测试获得加装 Gottingen 弯叶片前置导叶时离

心泵的外特性参数。在试验中加装 Gottingen 弯叶片前置导叶单吸离心泵的 0°预旋角外特性曲线与无导叶时重合。

2 结果与讨论

2.1 前置导叶安装方式对离心泵水力性能的影响

用以上两种安装方式在同一轴向位置配置前置导叶后,对离心泵进行外特性试验。由于其外特性随着预旋角度的增加呈规律性变化,因此对 20°预旋角和 40°预旋角工况调节时的效率、功率作对比分析。

通过试验对比,可以直观看到前置导叶 A 型安装方式时离心泵效率(以下简称 A 型效率)高于 B 型安装方式时离心泵效率(以下简称 B 型效率)。如图 4 所示,在 20°正预旋时,A 型效率明显比 B 型要高很多,两者最大相差 2.8%;如图 5 中,在 40°正预旋时,相比 20°正预旋 A 型效率比 B 型效率提高的幅度要减小,但是两者相差最大值也有 2.0%。

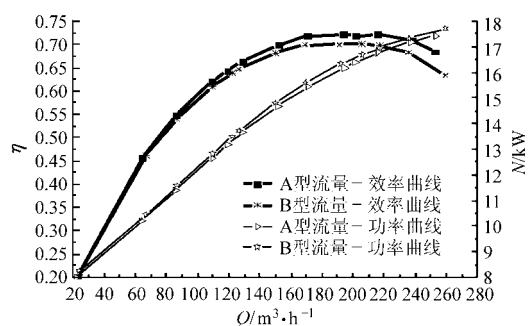


图 4 20°正预旋角时 A 型与 B 型功率、效率对比曲线
Fig. 4 Efficiency and power curves of A-type and B-type for positive pre-whirl regulation of 20°

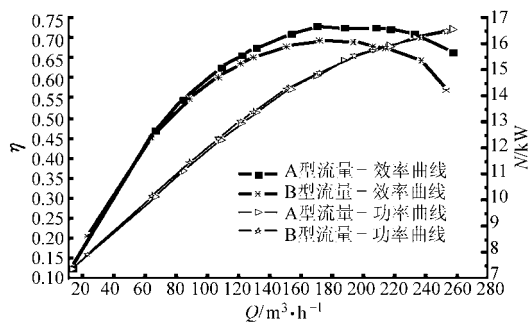


图 5 40°正预旋角时 A 型与 B 型功率、效率对比曲线
Fig. 5 Efficiency and power curves of A-type and B-type for positive pre-whirl regulation of 40°

A 型安装方式时离心泵功率(以下简称 A 型功率)要低于 B 型安装方式时离心泵功率(以下简称 B 型功率)。在 20°正预旋时,A 型功率明显低于 B 型功率,其降低最大幅值为 0.25 kW;在 40°正预旋时,170~260 m³/h 流量区域内 A 型功率与 B 型功率相差不大,在 20~170 m³/h 流量区域内 A 型功率

略微低于 B 型功率,最大降低 0.15 kW。

图 6 与图 7 为负预旋调节时前置导叶采用 A 型与 B 型安装方式离心泵效率、功率曲线。从图中可以看出,在 20°负预旋时,A 型效率与 B 型效率基本没有变化,只是在 235~260 m³/h 流量范围内 A 型效率略微低于 B 型效率,其值小于 1%;在 40°负预旋时,B 型效率明显低于 A 型效率,其最大差值为 1.2%。在 20°负预旋时,A 型功率与 B 型功率基本没有变化;在 40°负预旋时,A 型功率明显比 B 型功率低,两者最大差值 0.33 kW。

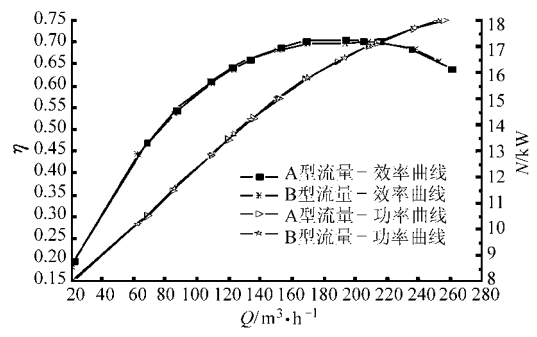


图 6 20°负预旋角时 A 型与 B 型功率、效率对比曲线
Fig. 6 Efficiency and power curves of A-type and B-type for negative pre-whirl regulation of 20°

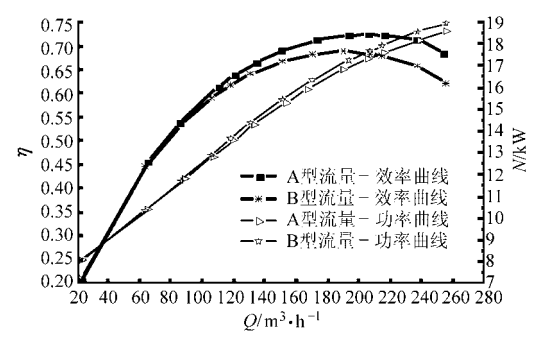


图 7 40°负预旋角时 A 型与 B 型功率、效率对比曲线
Fig. 7 Efficiency and power curves of A-type and B-type for negative pre-whirl regulation of 40°

试验数据表明:离心泵前置导叶采用 A 型安装方式对改善离心泵水力性能效果要优于 B 型安装方式。这是因为采用 B 型安装方式时,弦长较短端靠近中心轴,端部叶片厚占据空间较大,对来流形成排挤作用,从而增加了流动阻力,同时短弦长对来流产生的周向速度分量较小而不能达到很好的预旋效果。

2.2 Gottingen 弯叶片预旋对离心泵性能的影响

对比加装 A 型安装方式 Gottingen 弯叶片前置导叶前后,离心泵性能在主要工况点的变化如图 8~11 所示。

图 8 显示在负预旋工况下扬程曲线均向右上方偏移,弯叶片在 10°~20°负预旋范围移动幅度较小,但在 30°~40°负预旋范围移动幅度较大;正预

施工况下弯叶片扬程曲线均向左下方偏移,随着正预旋角度的增加,偏移量逐渐增大,但整体偏移幅度较小。

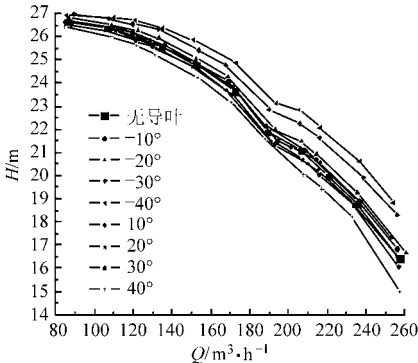


图 8 前置导叶离心泵流量-扬程曲线

Fig. 8 Head-flow curves of centrifugal pump with guide vane

图 9 中弯叶片前置导叶功率曲线在负预旋工况下均向左上方偏移;在正预旋工况下弯叶片前置导叶功率曲线均向右下方偏移,在 208 m³/h 工况点,40°正预旋角弯叶片前置导叶单吸离心泵所消耗的功率下降 1.044 6 kW,降幅达到 6.2%。

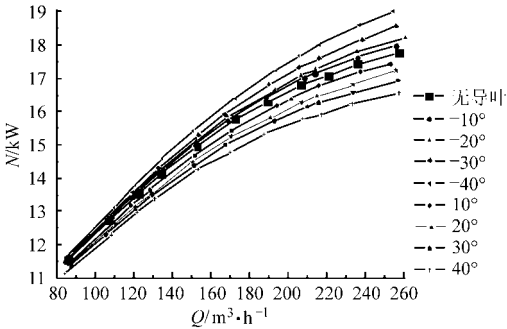


图 9 前置导叶离心泵流量-功率曲线

Fig. 9 Power-flow curves of centrifugal pump with guide vane

图 10 给出了负预旋工况下、不同预旋角时离心泵流量-效率曲线,在无前置导叶时,KQW150/285-18.5/4 型单吸离心泵的最高效率为 0.705,对应流量为 206.7 m³/h。

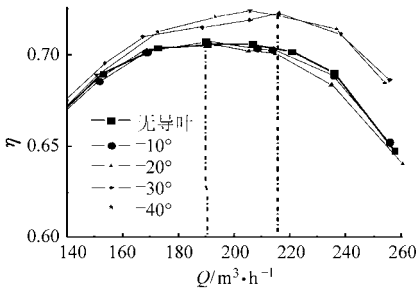


图 10 前置导叶负预旋离心泵流量-效率曲线

Fig. 10 Efficiency-flow curves for negative pre-whirl regulation

当预旋角从 0°变化至 20°时,加前置导叶离心泵的效率曲线与无导叶离心泵的效率曲线几乎重

合,继续增大负预旋角,效率出现显著增加,在 30°负预旋角下最高效率达到 0.723,对应流量为 216.1 m³/h,增幅达到 1.8%,最高效率点逐渐向大流量区移动,高效区的范围与无导叶相比要宽。但是继续增大负预旋角,最优点的位置开始向小流量区偏移,在 40°负预旋时,最优工况点对应的流量值为 205.8 m³/h。

图 11 给出了正预旋工况下、不同预旋角时离心泵的流量-效率曲线,相对无导叶离心泵效率有显著提高,在正预旋 40°时,最高效率达到 0.728,对应的流量为 170.4 m³/h,增幅达到 2.3%。在正预旋 10°时最高效率对应的流量为 193.9 m³/h,在正预旋 20°时最高效率对应的流量为 190.9 m³/h,随着正预旋角度的不断增加,离心泵最优工况点逐渐向小流量区移动,说明正预旋调节能够改善离心泵在小流量工况运行时的水力性能。

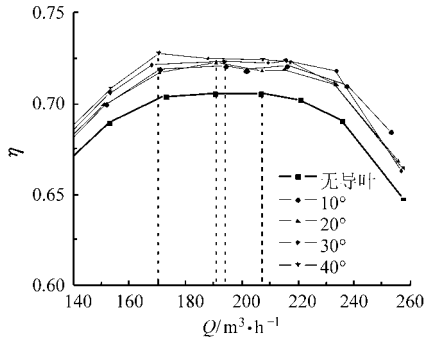


图 11 前置导叶正预旋离心泵流量-效率曲线

Fig. 11 Efficiency-flow curves for positive pre-whirl regulation

在流量增加到 230 m³/h 后,随着流量继续增大,效率的增加幅度随预旋角的增大逐渐减小,在最大流量点,正预旋 20°~40°的效率值均小于 10°正预旋情况,且随着角度的增加逐渐减小。其原因可能是由于在大角度的正预旋工况时,离心泵叶轮内部的漩涡损失和叶轮表面摩擦损失加大而导致扬程急剧下降,因而效率明显下降。

3 结论

(1) 前置导叶长弦端靠近中心轴的安装方式对离心泵外特性的改善效果要优于前置导叶短弦端靠近中心轴的安装方式。

(2) 前置导叶长弦端靠近中心轴的安装方式下,正预旋调节时,离心泵扬程略有下降,但幅度较小,功耗下降;负预旋时,离心泵扬程增加,但功耗增加。

(3) 前置导叶长弦端靠近中心轴的安装方式下,正预旋调节时,离心泵最高效率点逐渐向小流量区移动,且高于无前置导叶工况,最大增幅达到

2.3% ;负预旋调节时,离心泵高效率点在较小负预旋角度内向大流量区偏移,在大预旋角时,离心泵扬程提高的同时,效率也明显提高,最高增幅达到 1.8% ,高效区范围比无导叶时宽。

参 考 文 献

1 袁建平,张改成,陈翔. 离心泵运行调节能耗分析[J]. 排灌机械,2006,24(5):44~47.
Yuan Jianping, Zhang Gaicheng, Chen Xiang. Operation adjusting methods for energy consumption of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery,2006,24(5):44~47. (in Chinese)

2 李忠,杨敏官,王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验[J]. 排灌机械,2009,27(1):15~18.
Li Zhong,Yang Minguan,Wang Xiaokun. Experimental study of guide vane influence on performance of axial-flow pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009,27(1):15~18. (in Chinese)

3 Komarov O V, Revzin B S, Brodov Yu M. The effectiveness of using controlled power turbines in gas-turbine units and regenerative-cycle and simple-cycle engines[J]. Thermal Engineering, 2006, 53(2):154~158.

4 陈应华. 前导预旋装置调节离心泵的工况[J]. 武汉城市建设学院学报, 1993, 10(1~2):15~20.
Chen Yinghua. Regulating the discharge of centrifugal pump by the gate regulator[J]. Journal of Wuhan Urban Construction Institute, 1993, 10(1~2):15~20. (in Chinese)

5 桂绍波,曹树良. 离心泵前置导叶预旋调节的理论分析[J]. 水泵技术, 2008, 26(6): 1~6.
Gui Shaobo,Cao Shuliang. Theoretical analysis of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Pump Technology,2008, 26(6): 1~6. (in Chinese)

6 桂绍波,曹树良,谭磊,等. 前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与实验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 101~106.
Gui Shaobo, Cao Shuliang,Tan Lei,et al. Numerical simulation and experiment of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009, 40(12): 101~106. (in Chinese)

7 曹树良,谭磊,桂绍波. 离心泵前置导叶设计与试验[J].农业机械学报, 2010, 41(9): 31~35.
Cao Shuliang,Tan Lei,Gui Shaobo. Design and experiment of inlet guide vane for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 31~35. (in Chinese)

8 沈阳水泵研究所. 叶片泵设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,1983.

9 Swain E. The design of an inlet guide vane assembly for an industrial centrifugal compressor[M]. IMech E. Energy Saving in the Design and Operation of Compressor, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1996:11~22.

10 Part G. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor[J]. Proceedings of the IMechE, Part G; Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(1): 11~28.

(上接第 137 页)

8 Tan Minggao,Yuan Shouqi,Liu Houlin,et al. Numerical research on performance prediction for centrifugal pumps[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2010,23(1):21~26.

9 郭乃龙,关醒凡,高良润. 表面油流法显示螺旋离心泵内部流动的研究[J]. 农业机械学报,1997,28(3):29~34.
Guo Nailong,Guan Xingfan,Gao Langrun. Oil film observation on internal flows in a screw centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,1997,28(3):29~34. (in Chinese)

10 关醒凡,张涛,魏东,等. 无堵塞泵设计及结构研究[J]. 排灌机械,2003(4):1~4.
Guan Xingfan,Zhang Tao,Wei Dong,et al. Advances in non-clogging pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery,2003(4):1~4. (in Chinese)

11 程效锐,李仁年,栗义斌,等. 螺旋离心泵叶片变螺距型线方程[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(3):289~214.
Cheng Xiaorui, Li Rennian, Li Yibin, et al. Variable-pitch profile equation of screw centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012,30(3):289~294. (in Chinese)