

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.Supp.001

离心泵前置导叶设计与试验*

曹树良¹ 谭磊¹ 桂绍波²

(1. 清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室, 北京 100084;

2. 长江水利委员会长江勘测规划设计研究院, 武汉 430010)

【摘要】 借鉴传统风机前置导叶调节的经验,并针对其采用的二维翼型在叶片轮毂处由于翼型弦长较短对流体控制能力较差的缺陷,提出一种全新的适用于离心泵前置导叶预旋调节的空间导叶水力设计方法,该方法假定前置导叶出口的流体满足等速度矩条件,通过四次分布函数给定叶片安放角沿轴面流线的分布规律来控制叶片的空间形状,采用逐点积分法进行叶片骨线绘型,在圆柱展开面上对叶片骨线双面加厚完成三维空间导叶的水力设计。在此基础上,将该导叶应用于某离心泵,并对其在不同轴向位置和不同预旋角下进行了性能试验。结果表明:三维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2.0%,从而达到为离心泵增效节能的目的。

关键词: 离心泵 空间导叶 预旋调节 试验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)S0-0001-05

Design and Experiment of Inlet Guide Vane for Centrifugal Pump

Cao Shuliang¹ Tan Lei¹ Gui Shaobo²

(1. State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

2. Changjiang Institute of Survey, Planning, Design and Research CWRC, Wuhan 430010, China)

Abstract

In light of the drawbacks of the 2-D wing, with the reference of traditional adjustments on the blower, a new hydraulic design method for the inlet guide vane was proposed. It was supposed that the fluid at the outlet of the inlet guide vane satisfied the conditions at the moment of uniform velocity. The spatial shape of the blade was controlled by the distributed rule of the blades, which were at staggered angles along the meridional streamline; this could be determined with a quarternary polynomial. A point-by-point integration method was adopted to draw the bone line of the blade. The blade was thickened on two sides on an unwrapped cylinder surface. Once complete, the spatial guide vane was used for a centrifugal pump, and the experiment was performed with the inlet guide vane fixed at various axial positions and pre-whirl angles. The results indicated that the designed guide vane 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 2.0% after the 3-D guide vane was installed. This method improved efficiency and saved energy for the centrifugal pump.

Key words Centrifugal pump, Spatial guide vane, Pre-whirl regulation, Experiment

收稿日期: 2010-07-01 修回日期: 2010-07-16

* 国家自然科学基金资助项目(50776052)和国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2008AA05Z201)

作者简介: 曹树良, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械研究, E-mail: caoshl@mail.tsinghua.edu.cn

引言

泵作为一种通用机械,它的应用范围极其广泛并消耗大量的能源^[1]。离心泵更是由于实用范围广(包括流量、扬程及对输送介质的适应性)、体积小、结构简单、操作容易、操作费用低等诸多优点在工农业等行业中得到广泛应用。多数情况下离心泵都在一定的工况范围内工作,为达到增效节能的目的,除提高离心泵设计点的效率外,寻求一种高效的工况调节方式也非常重要。

离心泵常用的工况调节方法主要有节流调节和变速调节,节流调节虽操作简单但能量浪费严重;变速调节因变速范围的局限性,且需要复杂的变频设备,也限制了其使用范围。进口预旋调节技术在50年代初应用于风机工况调节,取得了较好的调节效果^[2-5]。20世纪80年代后期开始,国内外一些学者在水泵预旋调节方面也做了一些基础性的研究工作,但基本上是针对混流泵和轴流泵。由于离心泵叶轮流道长而窄、叶轮内外径相差较大等特点,目前对其加装前置导叶进行预旋调节的研究还较少。

预旋调节的主要作用是改变水泵特性曲线的形状和节流。当前置导叶预旋角较小时,通过改变导叶的预旋角使得离心泵叶轮叶片进口前除了轴向速度分量外,还有圆周速度分量,预旋调节占主导作用;而当预旋角较大时,由于前置导叶叶片区流道狭窄,节流调节占主导作用。如果前置导叶的叶型设计合理,具有良好的水力性能,且与泵叶轮的进口相匹配,则可降低导叶的流动损失和叶轮的进口冲击损失,提高离心泵的水力性能。

本文基于水力机械水力设计基本理论,提出一种新的离心泵前置导叶水力模型的设计方法,并应用该方法完成三维空间前置导叶叶片的水力设计。在此基础上,对装置该导叶的某离心泵进行试验研究,讨论前置导叶对离心泵性能的影响。

1 前置导叶的水力设计方法

1.1 轴面流道形状

考虑离心泵进口吸水室形状的影响和调节导叶的需要,前置导叶的轮毂和轮缘过流面均取圆柱面,并根据经验给定导叶叶片的进口边位置,确定轴面流道形状。

1.2 轴面流场计算

采用流线曲率法求解轴面速度沿准正交线的分布,对于轴面有势流动,沿准正交线的轴面速度梯度方程为^[6]

$$\frac{dC_m}{ds} = P(s) C_m \quad (1)$$

$$P(s) = \left(\frac{d\alpha_1}{ds} \sin \delta - \frac{\partial \alpha_1}{\partial l} \right) \frac{1}{\cos \delta} - \left(\frac{\sin \alpha_1}{r} + \frac{\partial \ln \Psi}{\partial l} \right) \sin \delta$$

式中 C_m ——轴面速度 s ——准正交线长度
 r ——轴面投影半径 Ψ ——排挤系数
 l ——轴面流线长度
 α_1 ——轴面流线与铅垂线的夹角
 δ ——准正交线法向与流线的夹角

式(1)的通解为

$$C_m(s) = C_{mc} e^{\int_{s_c}^s P(s) ds} \quad (2)$$

考虑连续方程,积分常数为

$$C_{mc} = \frac{Q}{\int_{s_c}^{s_b} 2\pi r \Psi e^{\int_{s_c}^s P(s) ds} \cos \delta ds}$$

式中 C_{mc} ——轮毂处的轴面速度
 s_c ——轮毂处准正交线长度
 s_b ——轮缘处准正交线长度
 Q ——通过导叶的总流量

在划分轴面流线时,假定两条轴面流线所组成的各子流道流量相等,因此通过轮毂和第 j 条轴面流线之间的流量 Q_j 应该满足

$$Q_j = \frac{Q}{n-1} (j-1) \quad (3)$$

式中 n ——从轮毂至轮缘的轴面流线条数

将 Q_j 在 $Q_s = f(s)$ 曲线上插值来调整前次计算的轴面流线与准正交线的交点坐标,不断修正轴面流线形状,并在新的轴面流网中求解式(1)。如此反复,直到计算收敛,得到轴面速度沿流线分布规律如图1所示。

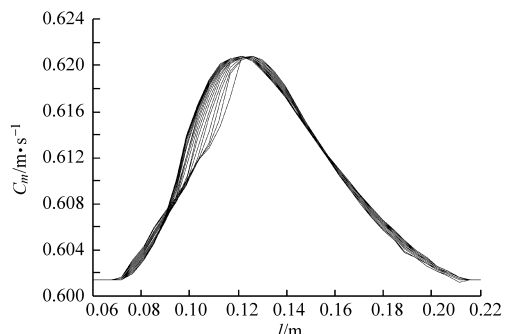


图1 轴面速度沿轴面流线分布规律

Fig.1 Meridional velocity distribution along streamlines

1.3 前置导叶叶片绘型

在叶片无限多、无限薄的轴对称假设下,通过给定叶片安放角沿轴面流线的分布规律并积分叶片骨线微分方程完成叶片绘型。空间叶片的骨线微分方

程可表示为

$$d\varphi = \frac{1}{\tan\beta r} dl \quad (4)$$

对式(4)在叶片区积分可得

$$\varphi = \int_0^{l_0} \frac{1}{\tan\beta r} dl \quad (5)$$

式中 φ ——叶片包角 β ——叶片安放角

l_0 ——叶片区轴面流线条长

为完成方程式(5)的积分,需给定叶片安放角 β 沿轴面流线的分布规律。

定义叶片进出口安放角 β_3 和 β_4 的差值为: $\Delta\beta = \beta_4 - \beta_3$,叶片安放角沿轴面流线的变化规律可描述为

$$\beta = \beta_3 + f(x) \Delta\beta \quad (6)$$

式(6)中 $f(x)$ 为一无量纲的叶片安放角分布函数,通过该函数来调整叶片的空间几何形状,且 $0 \leq f(x) \leq 1$,可由四阶多项式描述

$$f(x) = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e \quad (7)$$

式中 $x = l/l_0$ 表示叶片区轴面流线的相对长度, a 、 b 、 c 、 d 和 e 为系数,其值可由下列条件确定:在叶片进口和出口,叶片安放角应满足给定值,即 $f(0) = 0$, $f(1) = 1.0$;在叶片进口附近,为使流动平滑过渡,水力损失较小,当 $x = 0$ 时,取 $df(x)/dx = 0$;在叶片出口,为满足 Kutta - Joukowsky 条件,当 $x = 1$ 时,取 $df(x)/dx = 0$;为调整叶片安放角的分布规律,取一内点 x_m ,使 $f(x_m) = f_m$ 为给定值。

本文设计中,考虑导叶叶片进口为轴向流,为减少导叶进口冲击损失,取叶片进口安放角 $\beta_3 = 90^\circ$ 。下面重点讨论前置导叶出口安放角 β_4 的确定方法。

传统风机中前置导叶预旋调节的叶片截面形状均为二维平面叶栅,通常直接取 β_4 为 90° 。但此类导叶主要有3个缺点:其一,由于结构上的限制,使其在轮毂处的翼型弦长较短,因而控制水流方向能力较差;其二,在离心泵叶轮叶片的水力设计时,为改善其在大流量工况下的水力性能,通常在叶轮叶片进口安放角的设计计算值上加 $3^\circ \sim 5^\circ$ 的冲角给予修正,配置二维前置导叶后,离心泵在设计流量下运行时,在叶轮进口必然产生较大的冲击损失;其三,当离心泵在小流量工况运行时,叶轮进口处的流体质点由于受到回流的影响,在叶片进口附近具有一定的圆周速度分量,且该速度沿轴向和径向分布不均^[7],同时离心泵叶轮外径和叶片出口安放角沿叶高方向一般是相等的,因此各条轴面流线上的流体质点在叶片区所获得的能量是不等的,从而导致在叶轮出口位置出现回流。

针对以上问题, β_4 的确定采用如下方法。如图2所示, $\triangle ABC$ 表示无前置导叶时离心泵在设计

流量下叶轮进口的速度三角形, $\triangle DBC$ 表示安装前置导叶后在设计流量下叶轮进口满足无冲击进口时的速度三角形。

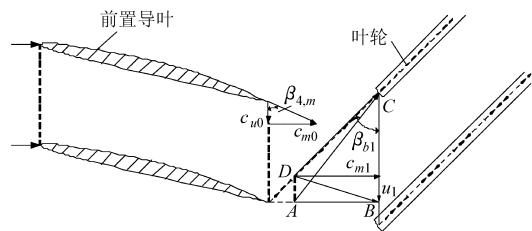


图2 前置导叶出口及叶轮进口速度分布

Fig. 2 Velocity distribution at the guide vane outlet and the impeller inlet

假定位于平均轴面流线上的流体质点经三维前置导叶预旋作用后,在设计流量下离心泵叶轮进口满足无冲击条件,如 $\triangle DBC$ 所示,则

$$c_{u1} = u_1 - c_{m1} \cot\beta_{b1} \quad (8)$$

式中 β_{b1} ——叶轮叶片进口安放角

c_{m1} ——设计流量下叶轮进口轴面速度

且前置导叶出口至叶轮进口无外力矩作用,因此

$$c_{u0} r_0 = c_{u1} r_1 \quad (9)$$

在前置导叶出口,由导叶出口速度三角形可得

$$c_{u0} = c_{m0} \cot\beta_{4,m} \quad (10)$$

式中 $\beta_{4,m}$ ——平均轴面流线上导叶出口的安放角

c_{m0} ——设计流量下前置导叶出口轴面速度

根据式(8)~(10),可以确定 $\beta_{4,m}$ 。其他轴面流线上的导叶叶片出口安放角可通过假定液流在导叶出口满足等环量条件来计算

$$rc \cot\beta_4 = \text{const} \quad (11)$$

综合上述条件,前置导叶叶片安放角的分布规律可以完全确定。

1.4 前置导叶叶片加厚及叶片头尾部的修圆

叶片空间骨线确定后,采用双面加厚的方法对叶片进行加厚,得到叶片吸力面和压力面的空间几何形状。为使导叶具有良好的水力性能,采用如图3所示的RAF-6空气动力学翼型的厚度分布规律进行加厚,翼型的最大厚度按照强度和工艺要求确定。

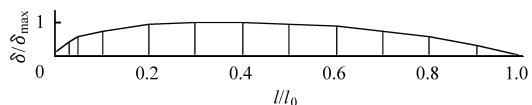


图3 叶片厚度沿相对轴面流线条长的分布规律

Fig. 3 Distribution of blade thickness

叶片加厚完成后,为改善叶片头部和尾部形状,对头部和尾部进行修圆,最终完成三维叶片的水力设计。图4给出了不同半径位置上三维导叶的翼型截面。图5给出了修圆后叶片头部和尾部形状。

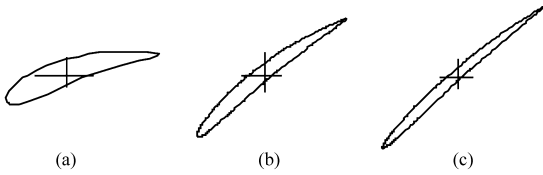


图4 不同半径位置前置导叶翼型截面

Fig.4 Airfoil sections of different radius

(a) 轮毂附近 (b) 中间位置 (c) 轮缘附近

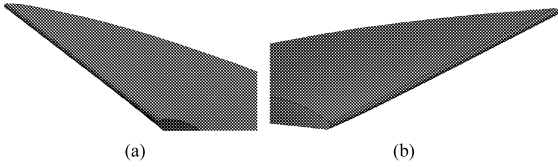


图5 修圆后叶片头部和尾部形状

Fig.5 Blade head and edge after smoothing

(a) 叶片头部 (b) 叶片尾部

2 前置导叶离心泵的能量特性试验

2.1 试验装置

为验证设计方法的有效性,设计加工了一套三维前置导叶装置(图6),并对该装置和一台离心泵进行了外特性试验。供试验的XA150/32型离心泵基本参数如下:比转数127,设计流量 $340 \text{ m}^3/\text{h}$,叶轮叶片数6,转速 $1450 \text{ r}/\text{min}$,吸水室直径 200 mm 。

前置导叶叶片数为6,沿周向均匀布置。定义前置导叶叶片进口边骨线的切向与轴向一致时导叶预旋角 $\gamma = 0^\circ$;当导叶出口的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, $\gamma < 0$ 。图6为前置导叶的控制机构,前置导叶预旋角度的调节方法如下:由主动轮通过齿圈和斜齿轮等传动机构带动其他5个从动轮同步旋转,进而带动6个导叶叶片同步转动,旋转的角度可通过齿轮啮合转动的齿数来计算确定(齿轮的模数为1.25,齿数为60),调节完毕后采用锁紧装置将6个前置导叶固定以确保试验过程中导叶预旋角度不变。导叶出口与泵进口法兰之间的轴向距离 L 由伸缩节调节,调节范围为 $0 \sim 200 \text{ mm}$,本文试验中 L 为 180 mm 。试验系统综合误差 $E_\eta \leq 0.358\%$ 。

2.2 试验结果及分析

无前置导叶时,XA150/32型离心泵的最高效率为 76.6% ,对应流量为 $342.4 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程为 30.1 m 。

2.2.1 前置导叶对离心泵扬程的影响

图7给出了不同预旋角时离心泵的流量扬程曲线,正预旋工况下,预旋角从 0° 变化至 60° 时扬程曲线逐渐向左下方偏移;负预旋工况下,当前置导叶预旋角从 0° 变化至 -36° 时,扬程曲线向右上方偏移,但移动的趋势比正预旋小;继续加大负预旋角至

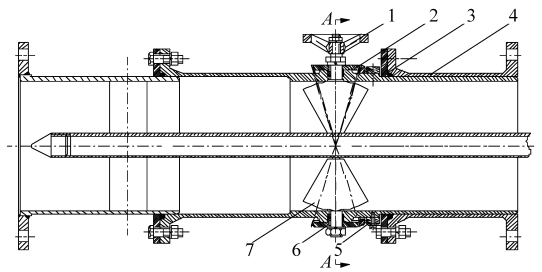


图6 前置导叶的控制机构

Fig.6 Control mechanism of guide vane

1.手轮 2.主动斜齿轮 3.活动法兰 4.伸缩节 5.齿圈
6.从动斜齿轮 7.导叶

-60° 时,扬程曲线显著下降。由此可见,适当的负预旋可以提高离心泵的扬程,但负预旋角度过大时,离心泵的扬程反而降低。

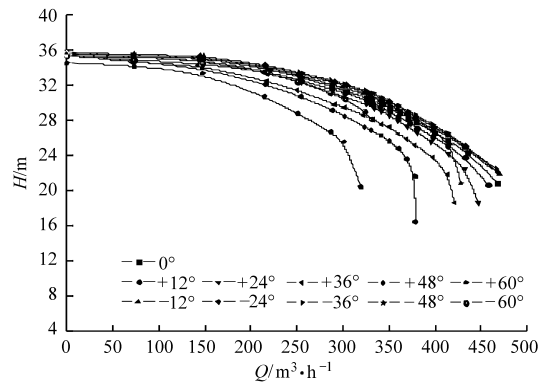


图7 带前置导叶离心泵的流量扬程曲线

Fig.7 Head-flow curves of centrifugal pump with guide vane

2.2.2 前置导叶对离心泵效率的影响

图8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,当预旋角为 0° 时测得离心泵的效率最高值为 78.6% ,比无导叶时离心泵的最高效率值高 2.0% 。当预旋角度从 0° 变化至 $+24^\circ$ 时,离心泵在 $320 \sim 363 \text{ m}^3/\text{h}$ 流量范围内效率大于 78% 。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,且最高效率值逐渐降低,但均比相同流量下无导叶时要高,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。其原因

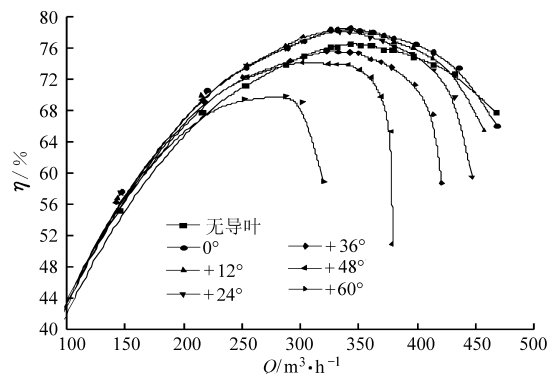


图8 正预旋时离心泵的流量效率曲线

Fig.8 Efficiency-flow curves for positive pre-whirl regulation

可能是在正预旋工况下三维前置导叶能够有效抑制小流量工况下叶轮进口回流,改善了叶轮进口的流动状态,从而减小了叶轮进、出口的回流损失。

图9给出了负预旋工况下、不同预旋角时离心泵的流量效率曲线,当预旋角为 0° 时测得离心泵的效率最高值为78.6%,比无导叶时离心泵的最高效率值高2.0%。当预旋角度从 0° 变化至 -24° 时,离心泵在 $310 \sim 360 \text{ m}^3/\text{h}$ 流量范围内效率大于78%,最高效率点逐渐向大流量区移动,且效率曲线变得相对平坦,高效区的范围与正预旋相比要宽。继续增加负预旋角,最优点的位置开始向小流量区偏移,且最高效率值随着负预旋角度的增加而迅速降低,说明适当的负预旋能够提高离心泵的运行效率。其

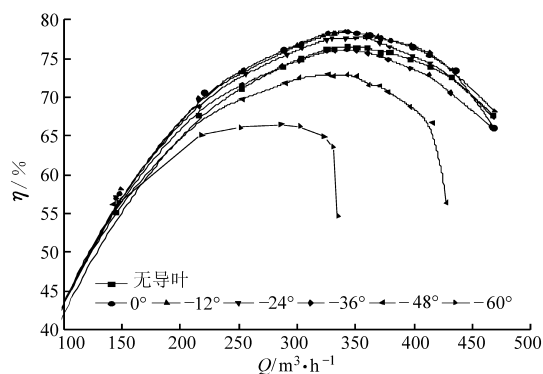


图9 负预旋时离心泵的流量效率曲线

Fig.9 Efficiency-flow curves for negative pre-whirl regulation

原因可能是由于在大角度的负预旋工况时,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轴功率急剧上升,因而效率明显下降。

3 结论

(1) 基于前置导叶出口流体满足等环量的假定,提出了一种三维前置导叶水力设计方法,改进了传统二维翼型前置导叶的不足。三维前置导叶的水力设计采用流线曲率法求解轴面流动,逐点积分法进行叶片绘型,在圆柱展开面上对叶片的骨线进行加厚和头部、尾部修圆。

(2) 正预旋调节时,离心泵扬程曲线向左下方偏移,负预旋时向右上方偏移,但移动的趋势较正预旋小,过大的负预旋角会导致扬程显著下降。

(3) 对于效率特性而言,正预旋时,离心泵最优工况点逐渐向小流量区移动,最高效率值高于无前置导叶的离心泵;负预旋时,离心泵最优工况点在较小负预旋角度内向大流量区偏移,高效区范围比正预旋宽。

(4) 当导叶预旋角为 0° 时离心泵的最高效率为78.6%,比无导叶时离心泵的最高效率值高2.0%,在流量 $310 \sim 363 \text{ m}^3/\text{h}$ 范围内,离心泵效率大于78%,因此三维前置导叶能够有效拓宽离心泵的高效运行区,改善离心泵在非设计工况下的水力性能。

参 考 文 献

- 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)
- Coppinger M, Swain E. Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system [C] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2000, 214(2): 153~164.
- Fukutomi J, Nakamura R. Performance and internal flow of cross-flow fan with inlet guide vane[J]. JSME International Journal Series B-fluids and Thermal Engineering, 2005, 48(4): 763~769.
- Part G. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor[J]. Proceedings IMechE, Part G: Journal of Aerospace Engineering,2006,220(1):11~28.
- 肖军,谷传刚,舒信伟,等. 带可调进口导叶离心压缩机的性能分析[J]. 动力工程,2006,26(6):804~807.
Xiao Jun, Gu Chuan'gang, Shu Xinwei, et al. Performance analysis of a centrifugal compressor with adjustable inlet guide vanes[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(6): 804~807. (in Chinese)
- 曹树良,梁莉,祝宝山,等. 高比转速混流泵叶轮设计方法[J]. 江苏大学学报,2005,26(3):185~188.
Cao Shuliang, Liang Li, Zhu Baoshan, et al. Design method for impeller of high specific speed mix-flow pump[J]. Journal of Jiangsu University, 2005, 26(3): 185~188. (in Chinese)
- Pedersen N L, Arsen P S, Jacobsen C B. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off design. Part 1: particle image velocity (PIV) and laser doppler velocity (LDV) measurement[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 61~72.