

基于能量梯度理论的离心泵内流动不稳定研究*

窦华书¹ 蒋威¹ 张玉良² 朱祖超¹ 崔宝玲¹ 李映¹

(1. 浙江理工大学机械与控制学院, 杭州 310018; 2. 衢州学院机械工程学院, 衢州 324000)

摘要: 为研究离心泵内部流动失稳机理,对离心泵内三维湍流流场进行数值模拟,得到不同流量工况下的离心泵内部全流场流动参数,并且应用能量梯度方法对计算数据进行处理,获得能量梯度函数 K 的分布,并基于能量梯度理论对离心泵内部流动的稳定性进行了分析。研究表明,叶轮出口处和蜗舌处是 2 个最容易激发流动不稳定的关键位置。此外,随着流量的减少,叶轮内的失稳区域从叶轮出口向叶轮进口迁移。

关键词: 离心泵 不稳定性 能量梯度 湍流 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)12-0088-05

引言

离心泵作为现代工业中最主要的动力装置之一,广泛应用于国民经济的各部门以及航空航天等尖端技术领域。随着科学技术的发展,泵的应用领域迅速扩大,据不同国家统计,泵的耗电量都约占各国总发电量的 1/5,可见泵的耗能巨大^[1]。提高离心泵的效率,可以充分利用有限能源,提高经济效益。因此,提高离心泵的研究和设计水平,对国民经济发展、节约能源和环境保护有重要的影响。实验研究和数值计算是研究叶轮内部流动的重要方法,仅在过去的几十年里,叶轮机械内部流动数值研究经历了无粘数值计算、准粘性数值计算、完全粘性数值计算 3 个阶段^[2]。实验方法可以分为非光学测量和光学测量两类。有关离心泵流动不稳定,国内外研究人员长期以来进行了许多卓有成效的研究。Kaupert 等^[3]采用压阻式压力传感器和遥测系统测量离心泵叶轮内部非定常压力场。在测量压力脉冲振幅时发现其在刀片压力面尾部边缘特别高,在非设计工况,甚至达到泵的扬程的 35%。Guleren 等^[4]应用 Fluent 流体计算软件对离心泵内失速进行了数值模拟,验证了之前关于流动失速的实验结论以及提出关于失速的条件。前人的研究成果丰硕,但是都没有完全解释叶轮机械内部流动失稳的机理。

本文利用三维数值模拟的方法研究离心泵内流体的流动特性,利用有限体积法和 SIMPLE 算法计算,求解雷诺平均 Navier - Stokes 方程,得出全流场

的参数分布,并与实验数据对比以验证计算的准确性。然后应用能量梯度理论对流场数据进行处理,获得离心泵内 6 种流量下的能量梯度函数 K 值的分布。研究离心泵内部流动不稳定性的机理和影响小流量工况下不稳定的主要因素,并从形成机理上解释相对流图中叶轮失稳通道同时存在 2 个涡的原因。

1 数值方法与流动参数处理

1.1 控制方程与数值方法

控制方程为三维雷诺时均 N - S 方程及 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型。数值方法为有限体积法和 SIMPLE 算法。计算网格为非结构网格,并利用 3 套网格对计算结果进行了网格无关性检验。计算得出了离心泵的外特性曲线,与实验数据相符。然后用能量梯度理论对离心泵内流动特性进行分析。

1.2 能量梯度函数的计算方法

根据能量梯度理论^[5-11],离心泵能量梯度参数的计算公式为

$$K = \frac{\partial E}{\partial n} \left(\frac{\partial H}{\partial s} \right)^{-1} \quad (1)$$

其中

$$E = p + \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2)$$

式中 p ——静压

u —— x 轴方向速度分量

v —— y 轴方向速度分量

w —— z 轴方向速度分量

n ——流体流动的法线方向

收稿日期: 2013-12-26 修回日期: 2014-01-29

* 国家自然科学基金资助项目(51076144, 51276172)和浙江理工大学科研启动基金资助项目(11130032241201)

作者简介: 窦华书,教授,博士生导师,主要从事流动机械研究, E-mail: huashudou@yahoo.com

s ——流体流动的流线方向

H ——流动损失的机械能

ρ ——流体密度

$$\frac{\partial E}{\partial n} = \frac{\partial \left(p + \frac{1}{2} \rho U^2 \right)}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} + \rho U \frac{\partial U}{\partial n} \quad (2)$$

式中 $U = (u^2 + v^2 + w^2)^{\frac{1}{2}}$, 由于叶轮宽度与出口直径的比值很小, z 方向的速度分量 w 也很小, 可忽略不计, 即 $U = (u^2 + v^2)^{\frac{1}{2}}$ 。流体沿切线方向的能量损失变化率可以近似表示为^[5-11]

$$\frac{\partial H}{\partial s} = \frac{\tau}{U} \frac{\partial U}{\partial r} - \frac{\tau}{r} \quad (3)$$

$$\text{其中 } \tau = \mu_t \left(\frac{\partial U}{\partial r} - \frac{U}{r} \right) \quad (4)$$

$$\frac{1}{r} = \frac{\partial p}{\partial r} \frac{1}{\rho U^2} \quad (5)$$

式中 τ ——切应力 r ——流线曲率半径

μ_t ——湍流粘度

将式(4)和式(5)代入式(3)得

$$\frac{\partial H}{\partial s} = \frac{\mu_t}{U} \left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)^2 - \frac{2\mu_t}{\rho U^2} \frac{\partial U}{\partial r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu_t}{\rho^2 U^3} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \quad (6)$$

由于 r 为流线曲率半径, 与流线法线方向一致, 所以可以将式(6)改写成

$$\frac{\partial H}{\partial s} = \frac{\mu_t}{U} \left(\frac{\partial U}{\partial n} \right)^2 - \frac{2\mu_t}{\rho U^2} \frac{\partial U}{\partial n} \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{\mu_t}{\rho^2 U^3} \left(\frac{\partial p}{\partial n} \right)^2 \quad (7)$$

将式(2)和式(7)代入式(1), 得到总能量梯度函数

$$K = \frac{\frac{\partial p}{\partial n} + \rho U \frac{\partial U}{\partial n}}{\frac{\mu_t}{U} \left(\frac{\partial U}{\partial n} \right)^2 - \frac{2\mu_t}{\rho U^2} \frac{\partial U}{\partial n} \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{\mu_t}{\rho^2 U^3} \left(\frac{\partial p}{\partial n} \right)^2} \quad (8)$$

由于叶轮宽度与出口直径的比值很小, z 方向的速度分量 w 也很小, 可忽略不计。将流线投影到 $x-y$ 平面。 $x-y$ 平面上的二维(2D)静压梯度关系如图 1 所示, 其中 $\frac{\partial p}{\partial y}$ 和 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 分别为在直角坐标系中静压 p 沿 y 轴方向和 x 轴方向的梯度, $\frac{\partial p}{\partial L}$ 为 $x-y$ 平面上沿法线和流线的静压梯度。 $x-y$ 平面上的二维(2D)速度梯度关系如图 2 所示, 其中 $\frac{\partial U}{\partial y}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial x}$ 分别为在直角坐标系中速度 U 沿 y 轴方向和 x 轴方向的梯度, $\frac{\partial U}{\partial L}$ 为 $x-y$ 平面上 $\frac{\partial U}{\partial y}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial x}$ 合成的速度梯度, $\frac{\partial U}{\partial n}$ 和 $\frac{\partial U}{\partial s}$ 分别为 $x-y$ 平面上沿法线和流线的

速度梯度。由图 1 可得

$$\tan \alpha = \left| \frac{v}{u} \right| \quad (9)$$

$$\tan \varphi_1 = \left| \frac{\frac{\partial p}{\partial y}}{\frac{\partial p}{\partial x}} \right| \quad (10)$$

$$\sin \theta_1 = |\sin(\varphi_1 - \alpha)| \quad (11)$$

$$\frac{\partial p}{\partial L} = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2} \quad (12)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial L} \sin \theta_1 \quad (13)$$

由图 2 可得

$$\tan \varphi_2 = \left| \frac{\frac{\partial U}{\partial y}}{\frac{\partial U}{\partial x}} \right| \quad (14)$$

$$\sin \theta_2 = |\sin(\varphi_2 - \alpha)| \quad (15)$$

$$\frac{\partial U}{\partial L} = \sqrt{\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2} \quad (16)$$

$$\frac{\partial U}{\partial n} = \frac{\partial U}{\partial L} \sin \theta_2 \quad (17)$$

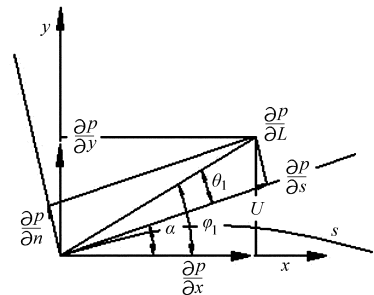


图 1 静压梯度

Fig. 1 Static pressure gradient

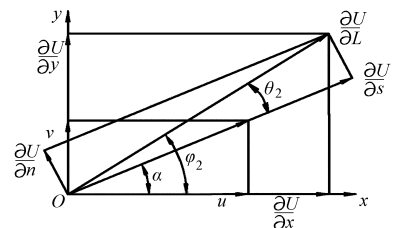


图 2 速度梯度

Fig. 2 Velocity gradient

2 计算结果及讨论

2.1 特性曲线及内部流场

图 3 是通过计算获得的泵的性能曲线与实验得到的性能曲线对比。从图 3 可以发现, 计算值与实验值吻合较好, 在小流量工况下计算得到的值与实验值差别较大, 最大差异在 5% 以内, 设计工况附近及流量大于设计工况条件下计算值与实验值几乎完全吻合, 偏差在 2% 以内。造成上述现象的原因可能是在大流量及设计工况下, 非稳态成分较小, 对流场的近似计算影响较小, 而小流量工况下, 非稳态成分较大, 影响较大, 带来较大误差, 但是可以发现计

算结果误差在允许范围之内,计算结果正确。

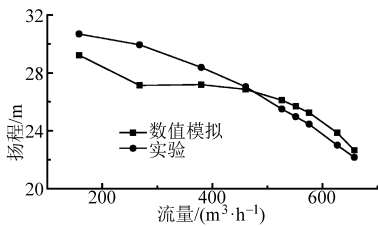


图3 扬程-流量曲线
Fig.3 Curve of $H-Q$

图4是效率-流量曲线。从图中可以看出,实验所得出的效率曲线与数值模拟所得的效率曲线形状相似,数值计算的效率结果偏高。造成这一现象的原因是几何模型的简化,在数值预测的计算过程中没有考虑叶轮出口的间隙损失、摩擦损失等。综上所述,说明本文所使用的数值模拟计算方法是有效的。为了研究离心泵内部流动不稳定现象的形成机理,本文从不同流量工况对离心泵影响这一角度进行研究。

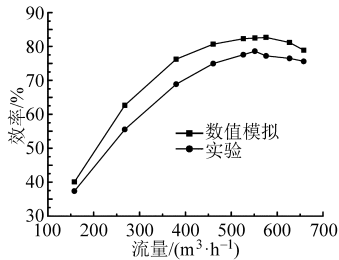


图4 效率-流量曲线
Fig.4 Curve of $\eta-Q$

以前的研究表明离心泵在小于设计工况的流量下,当流量变小时容易发生失稳。Sinha等^[12]观察表明,旋转失速和不对称失速等扩散器中的流动不稳定发生在低流量时。图5所示为叶轮中心平面径向速度分布云图,为了便于描述速度的方向,在图5中建立极坐标系,由圆心沿着径向方向(r 方向)指向外面为速度的正方向,指向圆心为速度的负方向。为了便于描述流量工况,将质量流量无量纲化,用 Q/Q_n 表示,下文所有 Q_n 均为设计工况下的质量流量。如图5所示,在设计工况和 $Q/Q_n=1.2$ 的工况下,叶轮通道内的径向速度分布均匀,而 $Q/Q_n \leq 0.8$ 的工况下,径向速度分布不对称,且随流量的减少,不对称性更加明显,并且在小流量工况下,存在回流现象。这与Sinha等^[12]的结论具有较好的一致性。

图6是叶轮部分的相对流线图,为了便于描述,将4个叶轮流道分别标上序号,1号流道为靠近涡舌的流道。 $Q/Q_n \geq 0.8$ 流量工况下,流线分布均匀,没有出现不稳定现象,现在取6组 $Q/Q_n \leq 0.8$ 的数据进行分析。 $Q/Q_n=0.8$ 工况下,1号流道出口区域流线开始发生变化,其他通道内流线依然分布均匀。随着流量减少, $Q/Q_n=0.69$ 工况下,4号通道

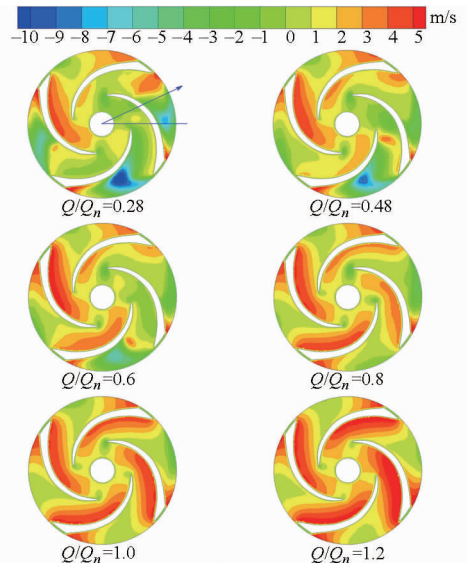


图5 不同流量下的径向速度分布

Fig.5 Distribution of radial velocity at different flow rate conditions

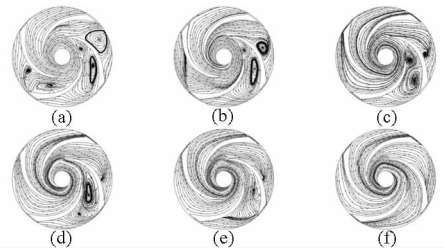


图6 不同流量下的叶轮相对流线

Fig.6 Distribution of relative streamline at different flowrate conditions in impeller

(a) $Q/Q_n=0.28$ (b) $Q/Q_n=0.38$ (c) $Q/Q_n=0.48$
(d) $Q/Q_n=0.6$ (e) $Q/Q_n=0.69$ (f) $Q/Q_n=0.8$

开始出现2处不稳定现象,一处在流道出口,一处在流道中间,原先1号流道失稳的部位变得明显。随着流量进一步减小, $Q/Q_n=0.6$ 工况下,1号和4号通道中失稳的强度变大,形成了明显的涡。 $Q/Q_n=0.38$ 和 $Q/Q_n=0.48$ 工况下,随着流量的减少,失稳进一步增强,涡变大,并且向流道入口迁移,同时流道3出口区域中也开始出现失稳现象,而且在流道3中的相对位置与 $Q/Q_n=0.69$ 工况下流道4中开始失稳的相对位置相同。当流量继续减少,通道1中的涡继续增大,通道4中的涡变化不大,通道3中的涡继续增大。并且向流道入口迁移。总结以上现象可以得出3点结论:①当处于 $Q/Q_n \leq 0.8$ 工况下,涡舌附近首先出现失稳。②随着流量的减少,失稳沿着叶轮旋转相反的方向传播。③在一个流道内,失稳首先出现在靠近叶轮出口的区域,失速通道中存在2个相对速度的分离涡,随着流量的减少,向入口区域迁移,占满全场。这与张伟等^[13]的结论相符:叶轮非失速通道内,水流相对速度方向基本与叶

片吸力面曲率方向保持一致,而在失速通道中存在 2 个相对速度的分离涡,严重堵塞内部流道。

静压分布、总压分布、速度分布和能量梯度函数 K 的分布如图 7 所示。在叶轮流道内静压和速度分布基本均匀,只有在靠近涡舌附近分布不均匀,说明此处比较容易失稳,叶片对流体做功,总压升高,在叶轮出口处总压达到最大值,但是在周向方向分布不均匀,在涡舌附近总压较低。在设计工况下的 K 值分布如图 7 所示,图中可以看出叶轮出口区域和无叶扩压器流道间,还有涡舌区域的 K 值较大。这就意味着流动在这些区域将最先出现失稳。这一现象的物理机理解释如下:首先,这些位置的局部雷诺数较大,并且流动的能量梯度比较大;第二,在叶轮出口区域存在较强的射流-尾迹结构,流线间的能量梯度较大;第三,叶轮和涡舌的相互影响非常强烈,导致非均匀性。

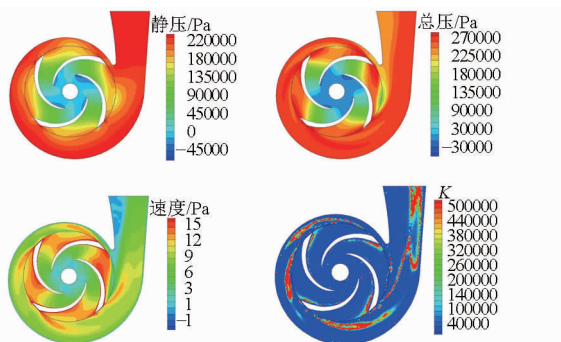


图 7 在设计工况下,静压、总压、速度和 K 值的分布

Fig. 7 Static pressure, total pressure, velocity and energy gradient function K at design condition

对比前人的研究成果也可以得出,能量梯度函数 K 的分布是合理的。郭鹏程^[14]采用数值模拟方法分析不同工况下离心泵内叶轮与蜗壳耦合的非定常流动,结果表明由于叶轮与蜗壳的干扰,蜗壳进口周向流动的不均匀性非常强烈,特别是叶轮与蜗舌间的相互干扰最为强烈,一直影响到叶轮进口和蜗壳扩散管出口的流场,也是离心泵运行中部件振动和产生噪声的主要原因。Majidi^[15]采用多重参考系和滑移网格技术计算离心泵整个流场的非定常三维粘性流,确定了非定常压力分布,获得了叶片的非定常载荷。结果表明,在叶轮出口与蜗壳内,流动具有不稳定周期性和确认的周向畸变的压力分布。由于叶轮叶片与舌蜗壳内流动之间的相互作用,流动的特点是压力波动,在叶轮出口和附近的舌头最为强烈。Wuibaut 等^[16]利用 PIV 技术研究离心泵内非定常流动,在设计工况和非设计工况下成功测得带无叶扩压器的离心泵内瞬态流场的分布特点,在叶轮流道及扩压器中同时观测到射流-尾迹流动模式,在小流量工况下无叶扩压器中形成的较大不稳定流延

伸到叶轮出口。前人的研究表明在叶轮出口及涡舌处容易出现压力波动,有可能出现失稳,由于射流-尾迹的影响,扩压器通道中会出现不稳定流动,这与能量梯度理论函数 K 的分布十分吻合。

2.2 不同流量下离心泵内部流动稳定性分析

图 8 为不同流量下的 K 值分布。红色为 K 值较大区域, K 值越大,表明湍流强度越大,越不稳定。 $Q/Q_n = 1.2$ 工况下,叶轮流道中 K 值分布均匀,并且 K 值较大区域较小, K 主要分布在蜗壳区域,以及一小部分分布在涡舌附近,说明该流量下,叶轮流道中流动较稳定,流动均匀;随着流量的减少, $Q/Q_n = 0.8$ 工况下,叶轮吸力面侧和压力面侧出口端出现 K 值较大区域,表明随着流量减少,叶轮流道中,最先从这 2 个地方开始失稳,这是因为流道是扩散通道,容易形成边界层分离,所以在叶轮失速通道内存在 2 个相对速度的分离涡。随着流量减少, $Q/Q_n = 0.6$ 工况下,叶轮流道区域内 K 值变大,涡舌附近 K 值分布变得明显,相比其他流道,靠近涡舌的流道中 K 值较大,且分布区域也较大,说明涡舌附近,相对其他叶轮流道最先失稳;进一步减小流量到 $Q/Q_n = 0.48$ 和 $Q/Q_n = 0.28$ 时; K 值分布情况与 $Q/Q_n = 0.8$ 和 $Q/Q_n = 0.6$ 时相似,但 K 值较高区域进一步扩大。从图 8 分析可以得出 3 点结论:①大流量下叶轮流道中流动较稳定,流动均匀,由于射流-尾迹的影响,蜗壳中的流动较为复杂,随着流量的减少, K 值增大, K 值分布区域趋向于不均匀,说明扩压器通道中的射流-尾迹越严重,叶轮流道中,低流量下越容易发生不稳定。②随着流量的减少, K 值增大,并且最大的 K 值发生在叶轮出口附近和涡舌附近,随着流量的进一步减少, K 值分布逐渐扩散,较大的值还是主要分布在蜗壳中,涡舌和叶轮出口处,表明

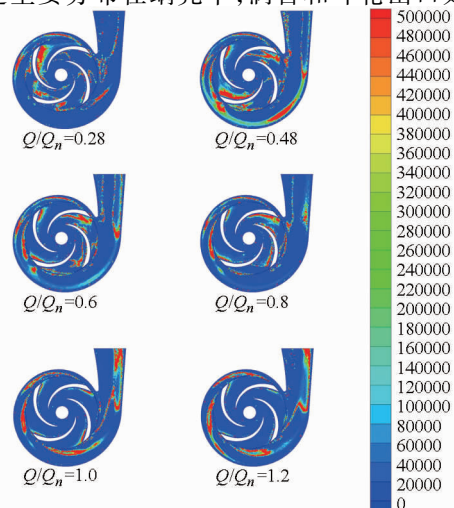


图 8 不同流量下的能量梯度函数 K 的分布

Fig. 8 Distribution of energy gradient function K at different flowrate conditions

这些地方最容易发生流动失稳,这就是在小流量下离心叶轮机械容易发生失稳的机理。这与 Rodgers 的研究相符,Rodgers^[17]的研究表明叶轮区域的特性曲线为负斜率,蜗壳特性曲线为正斜率,失稳主要发生在特性曲线的正斜率段。③叶轮流道中的 K 值分布,从涡舌处开始,随着流量的减少,沿叶片转向相反的方向进行传播,并且都是从叶轮出口向叶轮入口迁移,这2点与前文分析相对速度流线分布得出的结论相同,这也从机理上解释了随着流量的减少,失速团向叶轮流道入口迁移的原因。以上分析表明将能量梯度理论应用于分析叶轮机械内部流动是正确的,控制 K 参数在叶轮机械内部的分布,可以为改进叶轮机械的设计提供理论指导。

3 结论

(1) 大流量下叶轮流道中流动较稳定,当流量

低于设计流量时,在一个叶轮流道内,失稳首先出现在靠近出口的区域,失速通道中相对速度场存在2个分离涡,随着流量的减少,分离涡向入口区域迁移,然后在更低的流量下占满全场。叶轮通道中存在2处能量梯度函数 K 较大的区域,这是引起叶轮通道中2个相对速度分离涡的原因,并且这2个涡是独立生成的,而不是由一个分裂而来的。

(2) 随着流量的减少, K 值增大,并且最大的 K 值始终在叶轮出口区域和涡舌附近,表明上述位置最容易发生流动失稳。在小流量下, K 值变得很大,这就是离心叶轮机械小流量下容易发生失稳的机理。

(3) 随着流量的减少,叶轮流道中的 K 值最大值的区域,从涡舌最近的流道开始,沿叶片转向相反的方向传播,并且都是从叶轮出口向叶轮入口迁移。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995:9
- 2 侯树强,王灿星,林建忠. 叶轮机械内部流场数值模拟研究综述[J]. 流体机械, 2005, 33(5):30-34.
Hou Shuqiang, Wang Canxing, Lin Jianzhong. Review of research on numerical simulation of internal flow of turbomachinery[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(5):30-34. (in Chinese)
- 3 Kaupert K A, Staubli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—part I: influence of the volute[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 621-626.
- 4 Guleren K M, Pinarbasi A. Numerical simulation of the stalled flow within a vaned centrifugal pump[J]. Proceedings of Proc. IMech E Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218(4): 425-435.
- 5 Dou Huashu. Mechanism of flow instability and transition to turbulence[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2006, 41(5): 512-517.
- 6 Dou Huashu. Physics of flow instability and turbulent transition in shear flows[J]. International Journal of Physical Science, 2011, 6(6): 1411-1425.
- 7 Dou Huashu, Khoo B C, Yeo K S. Instability of Taylor-Couette flow between concentric rotating cylinders[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(11): 1422-1435.
- 8 窦华书,肖美娜. 用能量梯度理论研究180度弯管内流动失稳[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(4):658-661.
Dou Huashu, Xiao Meina. Flow instability study in 180° curved duct using energy gradient theory[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(4): 658-661. (in Chinese)
- 9 Dou Huashu, Khoo B C. Criteria of turbulent transition in parallel flows[J]. Modern Physics Letters B, 2010, 24(13):1437-1440.
- 10 Dou Huashu, Khoo B C. Investigation of turbulent transition in plane couette flows using energy gradient method[J]. Advances in Applied Mathematics and Mechanics, 2011, 3(2): 165-180.
- 11 窦华书,牛琳,曹树良. 基于能量梯度理论的90°方形弯管内部流动稳定性研究[J]. 工程热物理学报,2014, 35(6): 1096-1100.
Dou Huashu, Niu Lin, Cao Shuliang. Study on flow instability in 90° square bend based on energy gradient theory[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(6):1096-1100. (in Chinese)
- 12 Sinha M, Pinarbasi A, Katz J. The flow structure during onset and development states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3): 490-499.
- 13 张伟,余运超,陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(1):38-42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1):38-42. (in Chinese)
- 14 郭鹏程. 水力机械内部复杂流动的数值研究与性能预测[D]. 西安:西安理工大学,2006.
Guo Pengcheng. Study on mechanical properties and numerical prediction of complex internal flow in hydraulic machinery[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2006. (in Chinese)

- 14 Li Xiaowei, Fan Junfei. A stencil-like volume of fluid (VOF) method for tracking free interface [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2008, 29(7):799 – 805.
- 15 Zhao S, Tao J. Instability of a rotating liquid ring [J]. *Physical Review E*, 2013, 88(3): 033016.
- 16 贾宗漠, 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: 52 – 53.

Investigation on Inner Gas-liquid Flow and Performance of Liquid-ring Pump

Zhang Renhui Guo Guangqiang Yang Junhu Li Rennian

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

Abstract: With the aim to improve the hydraulic performance of liquid-ring pump, the three dimensional transient gas-liquid flow in liquid-ring pump was simulated by using the volume of fluid (VOF) method. The streamline, the distribution of velocity, press and the volume fraction were investigated. The secondary flow in pump was analyzed. The free interface of gas and liquid phase in pump was traced, and the relation between the shape of the free interface and the hydraulic performance of the pump was analyzed. The experimental research was carried out. The numerical results and the experimental results show good agreement. The numerical method of VOF is suitable for simulating the gas-liquid flow in liquid-ring pump. The free interface could be traced exactly and the hydraulic performance could be evaluated with enough accuracy, which pave the way for hydraulic optimization of liquid-ring pump.

Key words: Liquid-ring pump Volume of fluid (VOF) Gas-liquid flow Numerical simulation

(上接第 92 页)

- 15 Majidi K. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 363 – 371.
- 16 Wuibaut G, Bois G, Dupont P, et al. PIV measurement in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off design operating condition[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(9): 791 – 797.
- 17 Rodgers C. Impeller stalling as influenced by diffusion limitations[M]//Tramm P C, Dean Jr R C. *Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge*. New York: ASME 1976: 37 – 67.

Flow Instability in Centrifugal Pump Based on Energy Gradient Theory

Dou Huashu¹ Jiang Wei¹ Zhang Yuliang² Zhu Zuchao¹ Cui Baoling¹ Li Yi¹

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. College of Mechanical Engineering, Quzhou University, Quzhou 324000, China)

Abstract: Mechanism of flow instability in a centrifugal pump was studied by using the energy gradient theory. Numerical simulation was performed for the three-dimensional turbulent flow field in the centrifugal pump. The whole flow parameters in the centrifugal pump at different flow rate conditions were obtained from the simulation. The distributions of the energy gradient function K at various flow rates were calculated by using the data of the numerical simulation. According to the energy gradient method, the area with larger value of K caused instability and high turbulence intensity. The results show that instability was easier to be excited near impeller outlet area and volute tongue. In addition, as the flow rate was reduced, the unstable areas moved from the outlet to the inlet of the impeller.

Key words: Centrifugal pump Instability Energy gradient theory Turbulence Numerical simulation