



蜗壳隔舌安放角对离心泵特性及流动稳定性的影响

吕剑渊¹, 许文倩¹, 张玉良², 李龙海¹, 窦华书¹

(1.浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2.衢州学院浙江省气动设备技术重点实验室, 浙江衢州 324000)

摘要: 采用数值模拟方法对蜗壳隔舌安放角角度的大小进行研究, 分析其对离心泵内部流动状态的影响。根据比转速与蜗壳隔舌安放角的关系, 设计 4 种蜗壳隔舌安放角方案; 采用 Navier-Stokes 方程与 SST(剪切应力传输) $k-\omega$ 湍流模型来研究高比转速离心泵的瞬态内部流动。结果表明: 在外特性方面, 蜗壳隔舌安放角为 35° 时, 离心泵的扬程和效率最高, 并且大流量工况时, 蜗壳隔舌安放角为 29° 和 32° 的离心泵扬程和效率都急剧下降; 在能量方面, 蜗壳隔舌安放角从 29° 增大到 38° 的过程中, 离心泵的能量损耗和熵产率都先减小后增大, 在蜗壳隔舌安放角为 35° 时取得最小值; 在内部流动稳定性方面, 适当地增大蜗壳隔舌安放角, 可以明显地降低蜗壳内部的压力脉动, 减少蜗壳隔舌处的回流, 使蜗壳和叶轮的内部流动更加稳定。因此, 适当地增大蜗壳隔舌安放角对离心泵内部流动的稳定性起促进作用, 同时也能够抑制能量的耗散。

关键词: 离心泵; 蜗壳隔舌安放角; 能量耗散; 压力脉动; 熵产率

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851 (2021) 05-0351-14

The influence of volute tongue angle on the characteristic and flow stability of centrifugal pump

LÜ Jianyuan¹, XU Wenqian¹, ZHANG Yuliang², LI Longhai¹, DOU Huashu¹

(1.Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2.Key Laboratory of Air-Driven Equipment Technology of Zhejiang Province, Quzhou University, Quzhou 324000, China)

Abstract: Numerical simulation is used to study the volute tongue angle and analyze its influence on the internal flow state of the centrifugal pump. According to the relationship between the specific speed and volute tongue angle, 4 volute tongue angle schemes are designed. The Navier-Stokes equation and SST (shear stress transport) $k-\omega$ turbulence model are used to explore the transient internal flow of centrifugal pump at high specific speed. The results indicate that in terms of external characteristics, the lift and efficiency of centrifugal pump are the highest when the volute tongue angle is 35° and the lift and efficiency of centrifugal pump decrease sharply when the volute tongue angles are 29° and 32° under high flow conditions; in terms of energy, the energy loss and entropy generation rate of centrifugal pump decrease first and then increase when the volute tongue angle grows from 29° to 38° and the minimum value is obtained when the volute tongue angle is 35° ; in terms of internal flow stability, the pressure fluctuation inside the volute and the back-flow at the volute tongue decrease dramatically when the volute tongue angle increases as appropriate, which makes the internal flow of the volute and impeller more stable. To sum up, increasing the volute tongue angle as appropriate can not only promote the stability of the internal flow of centrifugal pump, but also inhibit energy dissipation.

Key words: centrifugal pump; volute tongue angle; energy dissipation; pressure fluctuation; entropy generation rate

收稿日期: 2020-12-18 网络出版日期: 2021-02-04

基金项目: 国家自然科学基金项目(51536008, 51579224); 浙江省重点研发计划(2018C03046)

作者简介: 吕剑渊(1993—), 男, 江西上饶人, 硕士研究生, 主要从事流体机械理论及应用方面的研究。

通信作者: 许文倩, E-mail: xuwenqian@zstu.edu.cn

0 引 言

流动不稳定性和能量损失是离心泵内部流动存在的两个普遍现象^[1],众多学者在这两方面对离心泵进行了实验以及数值模拟方面的研究。Li 等^[2]基于 SST 湍流模型计算了混流泵的非定常流动特性,发现失速传播的根本原因是失速涡流的存在改变了某些流体的运动轨迹,致使流动结构发生改变。Prunières 等^[3]为了分析不稳定现象,进行了粒子图像测速和计算流体力学分析,发现轮毂侧扩散器通道进口处的反向流量增加,这种反向流动减少了扩散器通道入口处的流通面积,阻止了流动的减速,并削弱了静压恢复。Guo 等^[4]对一台射流泵进行数值模拟,发现各种尺度的流动畸变现象,如涡流、流道堵塞、回流、二次流和环流,这些现象不仅造成很大的水力损失,而且破坏了其他流道中流体流动的稳定性和对称性。Ren 等^[5]采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,在 4 种不同流量工况下对离心泵的失速现象进行了数值模拟,发现随着流量的减小,失速根据流动结构可分为初步失速和静止失速。Zhou 等^[6]研究离心泵叶轮在两种失速状态下的非稳态流动结构及其演变,采用改进的大涡模拟方法,研究了 6 个叶片和 5 个叶片离心泵叶轮,发现当发生旋转失速时,压力脉动的幅值远大于交替失速条件下的压力脉动幅值。Tao 等^[7]通过数值模拟和实验,采用非定常流动模拟方法,研究了叶片流道数对离心泵叶轮内流动稳定性的影响,发现内部流型受叶片通道数的影响很大,并且 6 个叶片流道的叶轮存在交替失速的现象。Yang 等^[8]对不同流量下的非稳态流动进行了数值模拟,分析了失速起始条件下的流场非稳态特性,展示了旋转失速的传播过程。Ye 等^[9]通过数值模拟和实验,发现在通道上游叶轮进口处有很强的反向流动,在泵的所有流动部件中,部分负荷条件下叶轮的能量损失最大。Lai 等^[10]应用动能耗散理论并通过求解非定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程,预测了离心泵的三维非稳态流场,发现随着流量的增大,近壁面修正的总动能损失逐渐增大,总湍流动能损失先逐渐减小后逐渐增大,在设计流量下达到最小值。卢金玲等^[11]利用数值模拟研究了感应轮对离心泵性能的影响,发现随着感应轮正时位置的变化,离心泵的扬程和效率先增加后降低。李仁年等^[12]对离心泵外特性及诱导轮和叶轮空化性能进行数值模拟和实验,得到了不同方案下离心泵的性能数据,发现

在不同偏转角下,诱导轮和叶轮内的空化发展过程和气泡发展规律基本相同。赵伟国等^[13]在低比转速离心泵的数值模拟中发现,随着叶片厚度的增加,离心泵在设计工况下的湍流动能损失也在增加。

在离心泵其他方面的研究上,曹卫东等^[14]对 4 组不同叶片出口角下两级离心泵进行稳态数值模拟,结果发现:随着叶片出口角的增大,叶轮进口低压区面积增大,出口高压区面积减小;叶片压力面低速区增大,叶轮流道靠近叶片压力面处出现旋涡。Deshmuk 等^[15]对潜水电泵在设计工况和非设计工况下粗糙表面上的流体流动特性进行了三维数值分析,通过对湍流动能和涡粘性的分析,发现临界壁面粗糙度附近的湍流增加了动量传递,从而使泵的扬程增大。Zhou 等^[16]基于 SST $k-\omega$ 湍流模型和标准壁面函数,对不同扩压器叶片数的离心泵进行了数值分析和性能试验,发现在部分负荷工况下,泵扬程随扩压器叶片数的增加而略有增加。Wang 等^[17]采用计算流体力学和实验测量相结合的方法,对多级泵的压力脉动、振动和噪声之间的关系进行了研究,发现控制振动和噪声的关键是降低叶轮与扩压器之间的相对激振效应。Van Esch 等^[18]采用三维势流模型对工业混流泵的水力性能进行了分析,发现蜗壳内的边界层位移虽然很大,但对整体特性的影响很小。Hodkiewicz 等^[19]通过对不同工况下双联轴泵壳磨损特性的研究,确定了不同工况下双联轴瓦的磨损特性,发现对于不同磨损条件的工业泵,由于流量低于最佳效率点,在泵轴承座上测得的振动特性发生了变化。Chaloum 等^[20]采用多参考坐标系技术对叶轮与蜗壳的相互作用进行了数值模拟,发现越靠近蜗壳隔舌处,其叶轮与蜗壳相互作用的效果越大。Wu 等^[21]采用 Navier-Stokes 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,对轴流转桨式水轮机整个流道内的非稳态湍流流动进行了数值模拟,发现尾水管中水体系统的共振是其内部压力突然升高的原因。张鑫等^[22]为了研究不同起始直径分流叶片离心泵内部非定常流动特性,利用计算流体力学软件,对 3 种不同起始直径分流叶片的低比转速离心泵,进行了三维非定常数值计算,发现分流叶片的起始直径可以减弱回流,提高叶轮内部流动的稳定性和叶片的过载能力。林培峰等^[23]为了研究进口肋条对离心泵内部定常流动特性的影响,采用 Fluent 软件三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型,对进口肋条对离心泵内部流动影响进

行了定常数值模拟,发现进口肋条的加装对小流量点下离心泵内部流场的流动状态有明显的改善,提高了小流量工况下离心泵的扬程,拓宽了离心泵的高效运行区。史佩琦等^[24]为了分析低比转速离心泵内部流动结构,对复合叶轮离心泵内部三维流场进行整机定常数值模拟,发现过流部件的相互作用是使流场结构发生不对称的主要原因。

离心泵的流动不稳定性和能量损失虽然已经得到了大量的研究,但大多数研究者是从湍流模型、叶片以及来流特性等方面展开研究的,而对离心泵蜗壳隔舌安放角,一般只从径向力和压力上展开研究。因此,本文在流动不稳定性和能量损失等方面对离心泵的蜗壳隔舌安放角进行了研究。数值模拟计算的原模型是高比转速离心泵,首先在原离心泵模型其他参数不变的基础上,改变了离心泵蜗壳隔舌安放角的大小,然后对原离心泵模型和改型后的离心泵模型进行全流场数值模拟计算,最后分析并总结了不同蜗壳隔舌安放角对高比转速离心泵外特性、能量耗散、压力脉动特性和内部流动稳定性等方面的影响。

1 数值计算方法

1.1 几何模型和网格生成

高比转速离心泵的部分设计参数如表 1 所示。根据原离心泵模型的几何参数,利用三维建模软件 ProE 对离心泵各部件进行建模和改型,如图 1 所示。数值模拟计算的离心泵主要由进口管、出口管、叶轮和蜗壳组成,没有考虑泵腔间隙造成的流量损失。同时,为了保证离心泵进出口流量的稳定性,适当延长了离心泵进出口管道的长度。

表 1 离心泵的主要参数	
参数	参数值
设计流量 $Q_d/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	100
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	2900
比转速 n_s	196
叶轮进口直径 D_1/mm	89
叶轮出口直径 D_2/mm	140
叶轮出口宽度 B_2/mm	25
叶片数 Z	6
蜗壳隔舌安放角 $\theta/(\text{^\circ})$	35

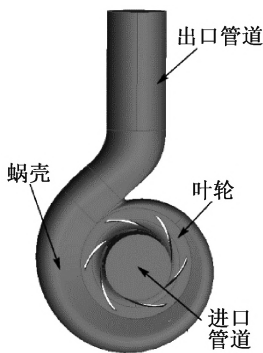


图 1 离心泵三维模型示意图

通过对不同蜗壳隔舌安放角角度的更改,研究其大小对离心泵流动状态的影响。除蜗壳隔舌安放角之外,离心泵的其他几何参数保持不变,同时参考蜗壳隔舌安放角与比转速之间的关系(见表 2),对离心泵的蜗壳隔舌安放角进行改型,不同蜗壳隔舌安放角示意图如图 2 所示。从图中可以看出,蜗壳隔舌安放角分别为 29° 、 32° 、 35° 和 38° 。

表 2 比转速与蜗壳隔舌安放角的关系	
比转速 n_s	蜗壳隔舌安放角 $\theta/(\text{^\circ})$
40~60	0~15
60~130	15~25
130~220	25~38
220~360	38~45

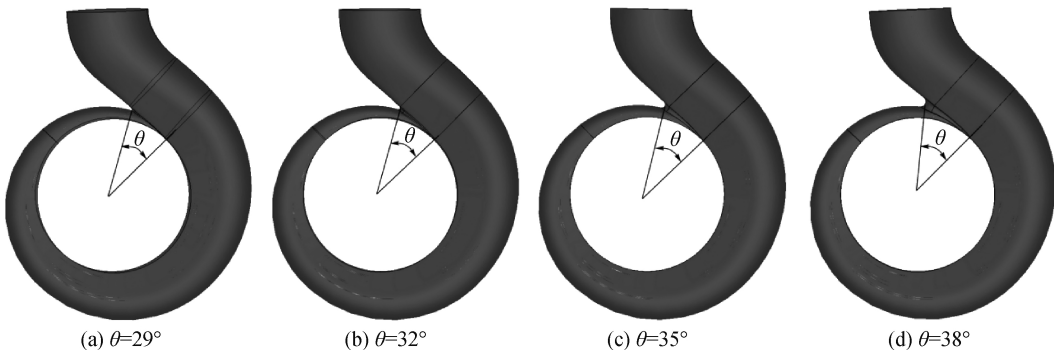


图 2 不同蜗壳隔舌安放角示意

数值模拟结果的准确性直接影响研究分析的精确性。然而,数值模拟结果的准确性受到众多因素的影响,其中网格质量的高低排在首要位置。因此,数值模拟计算对网格质量有着较高的要求,

较高的网格质量不仅可以提高计算精度,使数值模拟的结果更加准确,而且可以提高数值模拟计算的效率,节省一定的时间。利用商业软件 ICEM-CFD 对原始及改型后的离心泵模型进行网

格划分,部分过流元件的网格划分如图 3 所示。考虑到数值模拟计算的准确性和效率,对每个过流元件采用六面体结构网格,并对蜗壳隔舌进行

适当的网格加密,如图 3(c)所示。同时,离心泵各部件的网格质量均在 0.4 以上,满足数值模拟计算对网格质量的要求。

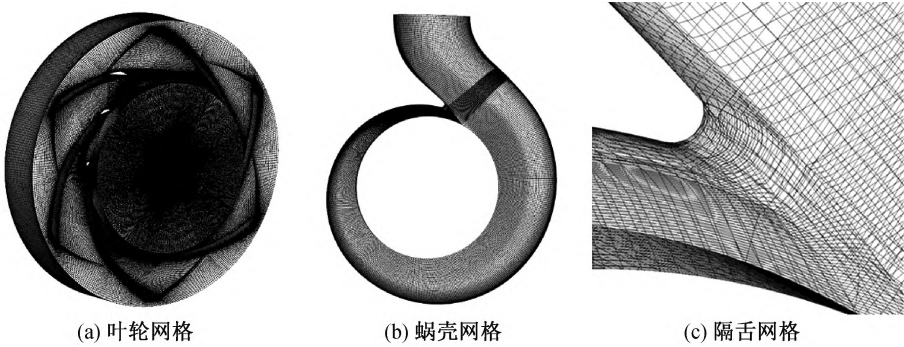


图 3 离心泵过流元件网格示意

1.2 控制方程和边界条件

流体的流动遵循质量守恒、动量守恒和能量守恒三大定律。三种守恒定律的控制方程是质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程,它们构成了 Navier-Stokes 方程。离心泵的内部流动可视为无传热的三维非稳态湍流流动。

质量守恒方程可用式(1)表示:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程可用式(2)表示:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_n \end{aligned} \tag{2}$$

对于不可压缩流体, SST $k-\omega$ 湍流模型的表达式可用式(3)–(5)表示:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ G_k - \rho k \omega \beta^* \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ \frac{\omega}{k} G_k - \rho \omega^2 \beta + \frac{2(1-F_1)\rho}{\omega \sigma_\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \tag{4}$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \tag{5}$$

其中: ρ 是流体的密度, m^3/kg ; μ 为流体动力黏度, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; u_i 是 i 方向的速度, m/s ; S_n 是广义源项, G_k 代表平均速度梯度产生的湍流动能, J ; k 代表湍流动能, J ; ω 是比耗散率, t 是时间, s ; 湍流模型的常数项 $\sigma_k = \sigma_\omega = 2, \beta = 0.075, \beta^* = 0.09, \alpha = 0.555$ 。

SST $k-\omega$ 湍流模型利用混合函数在近壁面和远

场之间进行转换,既具有近壁面黏性流体计算的精度,又具有计算远场自由流的可靠性。该模型的优点是考虑了湍流剪切应力,同时,即使在流动分离计算中也能得到准确的结果。因此,采用 SST $k-\omega$ 湍流模型来计算湍流,并且利用商用软件 Fluent 对 4 种不同蜗壳隔舌安放角的离心泵进行了数值计算研究。边界条件设置时,离心泵的入口边界条件设置为速度进口,出口为自由出流,过流部件连接的地方设置交界面,用于泵内各通流部件之间的数据交换,进出口流道和蜗壳的壁面均设为静止无滑移壁面,叶片和叶轮的轮毂和围带设置为旋转边界。对流项和扩散项的空间离散分别采用二阶的迎风格式和中心差分格式。数值计算时,以稳态计算所得的收敛结果作为初始值进行非稳态的计算。同时,以叶轮旋转 1° 所用时间作为时间步长,即 $t = 0.0000575 \text{ s}$, 计算 20 个旋转周期,并对稳定后的最后一个周期的数据进行统计分析。

1.3 离心泵内部流动的熵产

熵产是能量转换过程中产生的不可避免的耗散效应。对于离心泵内部的流动,边界层中的粘性力将流体机械能不可逆地转化为内能,同时,高雷诺数区的湍流脉动也会引起水力损失,产生熵产。因此,可以用数值方法计算离心泵的整个流场,然后结合熵产理论^[25-27],对离心泵整个流场的能量损失分布进行研究和分析。在熵产理论中,熵产一般用熵产率 (Entropy generation rate, EGR) 来表征。在湍流中, EGR 有两个来源:一个是平均速度产生的;另一个是由脉动速度产生的。

平均速度引起的 EGR,其计算公式可用式(6)表示:

$$S_D''' = \frac{\mu}{T} \left[2 \left(\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

由脉动速度产生的 EGR,其计算公式可用式(7)表示:

$$S_D''' = \frac{\mu}{T} \left[2 \left(\overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2} \right] \quad (7)$$

其中: $u、v、w$ 分别为流体微元团在直角坐标系中 3 个方向的局部速度分量,m/s; T 为流体微元团的局部温度,K。

在用雷诺时间平均法进行计算时,不能得到脉动速度分量引起的 EGR。此时,由脉动速度产生的 S_D''' ,可用式(8)计算:

$$S_D''' = \lambda \frac{\rho f k}{T} \quad (8)$$

其中: λ 取 0.09, f 为湍流涡黏性频率,Hz。

利用体积分数可以得到整个流场的熵产,可用式(9)—(10)计算:

$$S_D = \int_V S_D''' dV \quad (9)$$

$$S_{D'} = \int_V S_{D'}''' dV \quad (10)$$

其中: V 表示的是体积, m^3 。

2 数值方法验证

2.1 网格独立性验证

在设计流量工况下,设计了 5 种方案来验证网格无关性,各方案离心泵过流部件的网格数及其网格总数如表 3 所示。各方案的结果如图 4 所示。从图 4 可以看出,随着网格总数的增加,离心泵的扬程逐渐减小,并且在方案 3 之后,离心泵的扬程几乎保持不变。考虑到计算精度和计算资源的限制,最终选择方案 3 的网格进行数值模拟计算,其中叶轮网格数为 261 万左右,蜗壳网格数为 212 万左右,网格总数 561 万左右。

2.2 数值模拟与实验结果比较

为了验证湍流模型选择的合理性和边界条件设置的准确性,对蜗壳隔舌安放角为 35° 的离心泵进行了外特性实验,分别绘制了实验和数值模拟得到

表 3 各方案中离心泵过流部件的网格数及离心泵网格总数 个

方案	叶轮	蜗壳	进口管道	出口管道	网格总数
1	1371516	1652640	563979	479399	4067534
2	2430996	1959840	877394	781014	5268230
3	2610852	2123040	877394	781014	5611286
4	2883426	2315040	877394	781014	6075860
5	5623686	2708640	877394	781014	9990734

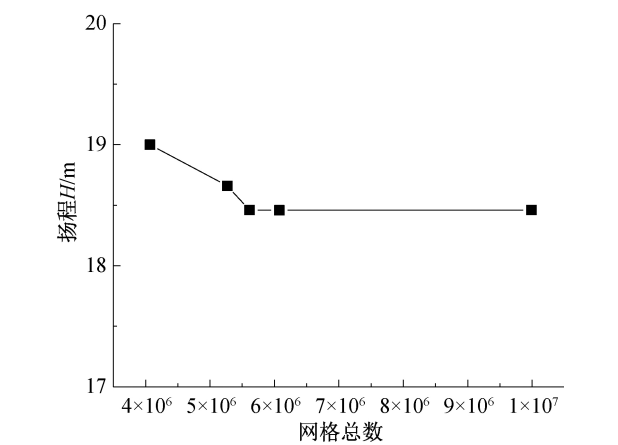


图 4 网格独立性验证示意图

的外特性曲线,比较结果如图 5 所示。从图 5(a)中可以看出,在小流量工况下,数值计算与实验两者的扬程存在一定的误差,但最大误差在允许范围内,约为 3.5%,并且随着流量的增加,误差逐渐减小。同时,从图 5(b)中可以看出随着流量的增大,数值模拟与实验两者的效率误差先减小后增大,最大误差约为 2.8%。结果表明,数值模拟计算的扬程和效率的变化趋势与实验结果吻合较好,误差在允许范围内。这表明数值模拟中采用的湍流模型和边界条件是合理的,可以准确地预测离心泵的流动特性。

3 结果和讨论

3.1 不同蜗壳隔舌安放角离心泵的外特性比较

通过数值模拟得到了 4 种蜗壳隔舌安放角离心泵的外特性曲线,如图 6 所示。从图 6 可以看出,不同蜗壳隔舌安放角离心泵扬程和效率曲线的变化趋势相似。结果表明:蜗壳隔舌安放角从 29° 增大到 35° 时,离心泵扬程和效率有所增大,但当蜗壳隔舌安放角从 35° 增大到 38° 时,离心泵扬程和效率又降低,特别是在大流量工况下。同时,在大流量工况下,蜗壳隔舌安放角为 29° 和 32° 时,离心泵的扬程和效率急剧下降。于是可以得出结论:适当地增大蜗壳隔舌安放角,可以提高离心泵的扬程和效率,同时在大流量情况下可以防止出现离心泵扬程和效率出现急剧下降的现象。

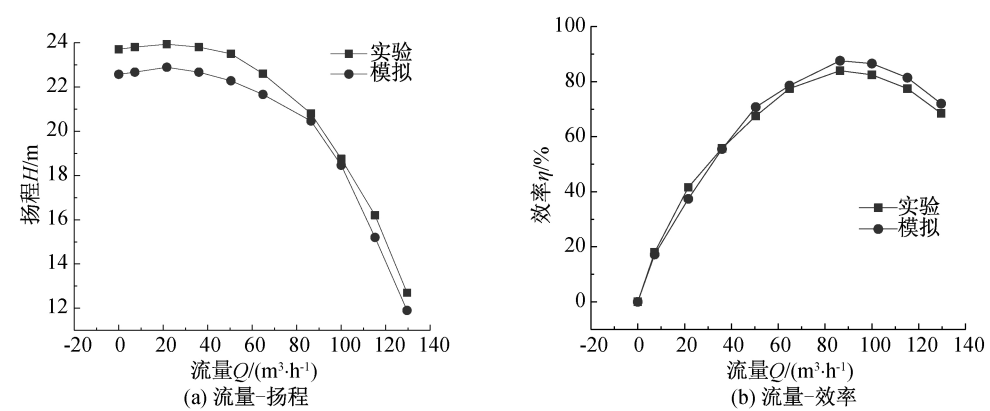


图5 数值模拟结果与实验的外特性曲线

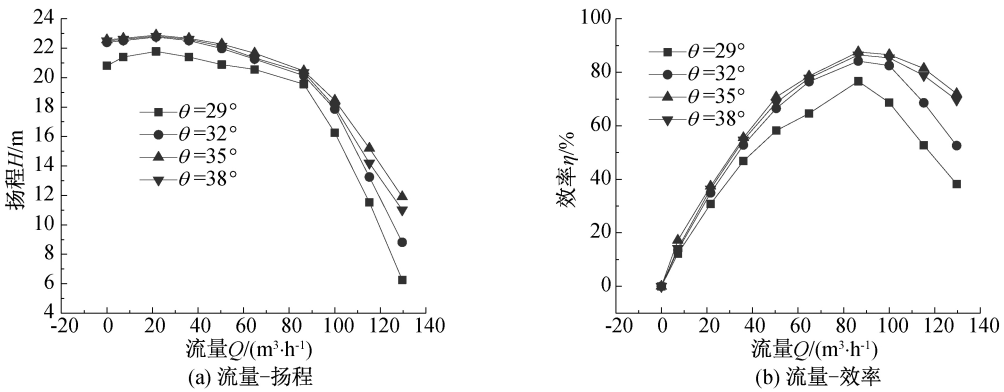


图6 不同蜗壳隔舌安放角离心泵的外特性曲线

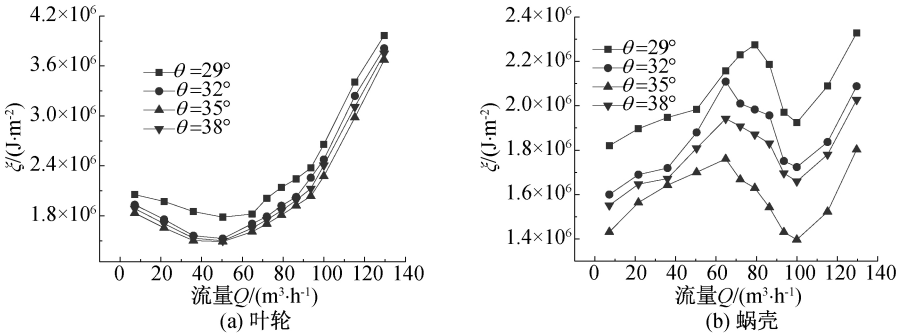
将流场的总拟涡能^[28-31]定义为 $\psi^2/2$ 的积分,那么可用式(11)计算:

$$\xi = \frac{1}{2} \int \mu \psi^2 dV \tag{11}$$

其中: ψ 为涡量, s^{-1} 。

为了避免积分过程中涡旋的相互抵消,取了涡量的平方。拟涡能为零时,表明流场没有发生旋转。更重要的是,通过对流场耗散函数的积分,发现机械能的总耗散量与拟涡能直接相关。因此,通过分析离心泵在不同流量工况下总拟涡能的变化,可以得到机械能耗散的变化曲线,如图7所示。一方面:从图7(a)可以看出,在不同流量工况下,不同蜗壳隔舌安放角离心泵的叶轮机械能耗散曲线变化趋势相似,但当蜗壳隔舌安放角从 29° 增大到 35° 时,叶轮

的机械能耗散逐渐增加,而当蜗壳隔舌安放角从 35° 增大到 38° 时,叶轮的机械能耗散又减小。同时,从图7(b)和图7(d)中可以看出,其蜗壳和出口管道的机械能耗散曲线的变化趋势和叶轮的相一致。但是从图7(c)中可以看出,进口管道的机械能耗散相差不大。由此可以看出,蜗壳隔舌安放角对离心泵的叶轮、蜗壳以及出口管道的机械能耗散影响较大,其中叶轮的机械能耗散占据主导地位。另一方面:从图7(e)中可以看出,蜗壳隔舌安放角为 29° 的离心泵机械能耗散最大,而蜗壳隔舌安放角为 35° 的离心泵机械能耗散最低。同时,在大流量条件下,蜗壳隔舌安放角为 29° 的离心泵的机械能耗散急剧增加,这与外特性曲线的结果刚好相对应。因此,适当增大蜗壳隔舌安放角可以降低离心泵的机械能耗散。



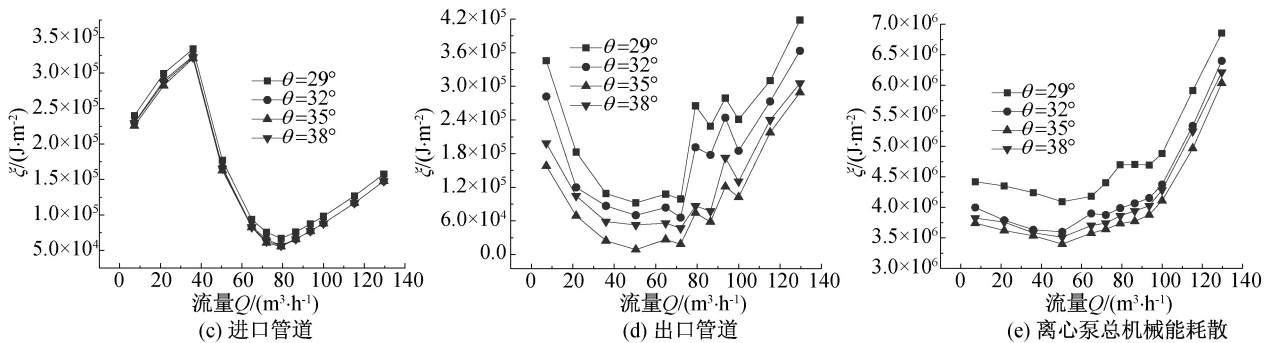


图 7 不同蜗壳隔舌安放角离心泵及各部分拟涡能曲线

3.2 流体速度分布

离心泵内流体的流动情况一般以流体的速度分布来进行定性以及定量的分析。为了研究不同蜗壳隔舌安放角的高比转速离心泵内部流动特性,在蜗壳出口处截取一条线以及在 $Z=0$ 处截取一个截面,分析速度分布情况,速度曲线以及速度云图分别如图 8 和图 9 所示。从图 8 中可以看出:同一流量下,蜗壳隔舌安放角为 35° 的离心泵的蜗壳出口速度最大,而蜗壳隔舌安放角为 29° 的离心泵的蜗壳出口速度最小。同时,在小流量工况下,蜗壳隔舌安放角为 29° 的离心泵的蜗壳出口处的速度曲线出现陡增的现象,这说明此时离心泵内部的流动情况不稳定。并且,在大流量工况下,蜗壳隔舌安放角为 29° 和 32° 的离心泵的蜗壳出口处的速度曲线出现小

于 0 的部分,这说明此时在离心泵的蜗壳出口处出现了回流。从图 9 中可以看出:在相同流量工况下,蜗壳隔舌安放角从 29° 增大到 35° 时,蜗壳隔舌靠近离心泵出口的低速区域面积逐渐减小,当从 35° 增加到 38° 时,蜗壳隔舌靠近离心泵出口的低速区面积又增大。这可能是由于蜗壳隔舌安放角为 29° 时,叶轮与蜗壳隔舌的相互作用增强,导致回流增大,从而使蜗壳隔舌的附近的低速区面积增大;另一方面,当蜗壳隔舌安放角为 38° 时,回流增大阻碍了蜗壳内流体的流出,从而使蜗壳隔舌区域附近的低速区面积增大。同时,从图 9 可以看出,非设计流量工况下的低速区面积大于设计流量工况下的低速区面积。另外,在设计流量工况下,叶轮内部流动更加均匀和稳定。

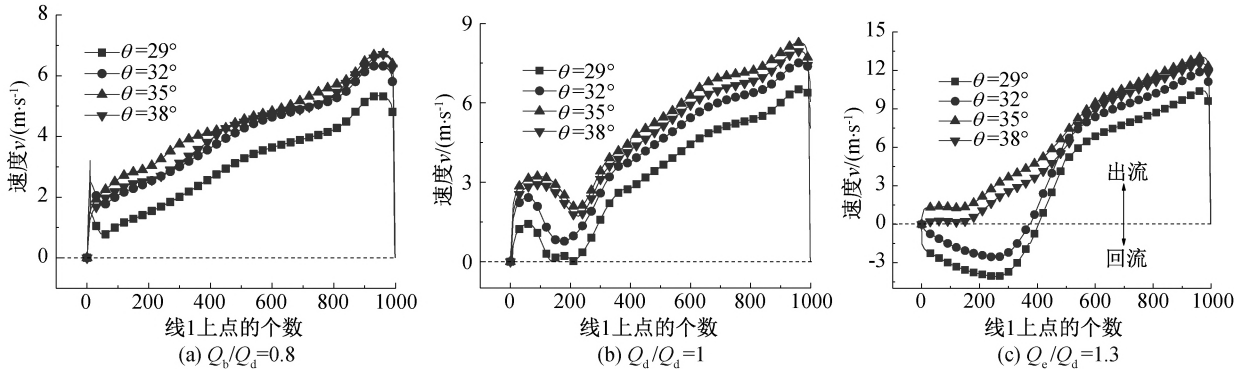
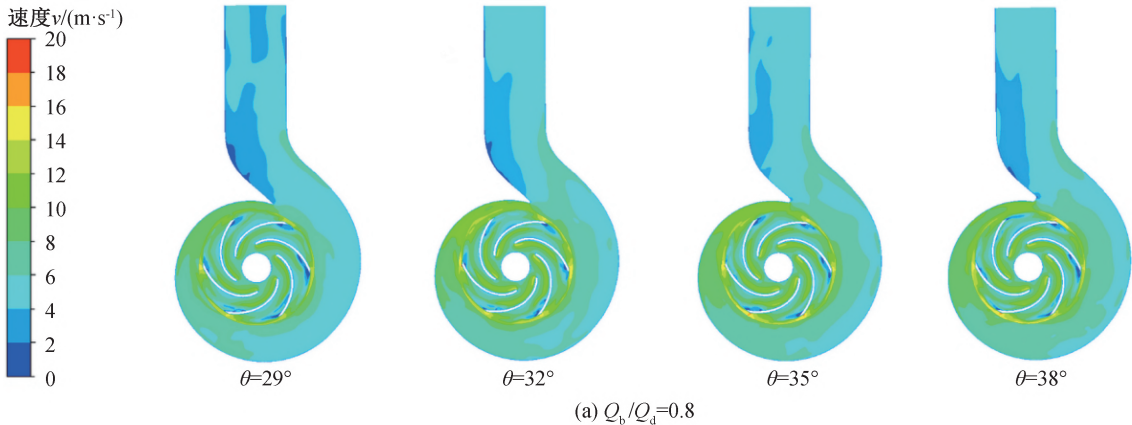


图 8 蜗壳出口处线上点的速度分布



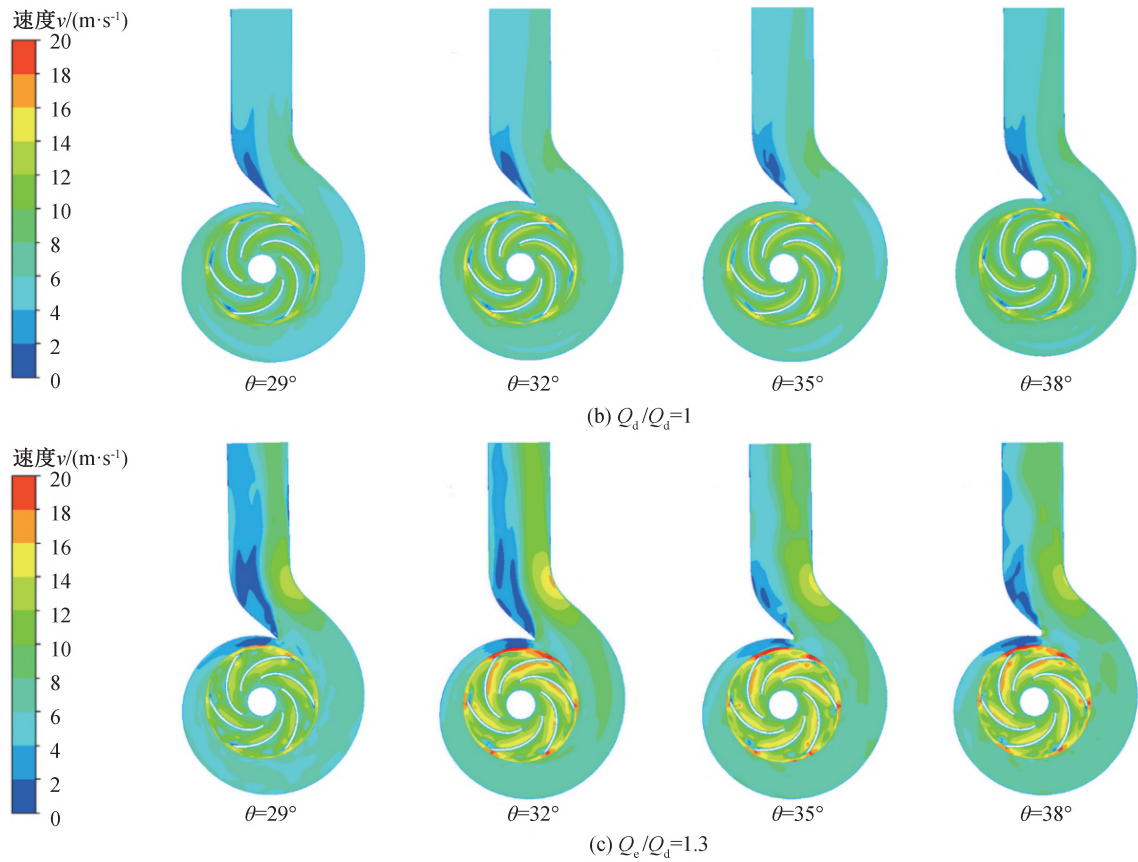


图9 不同蜗壳隔舌安放角离心泵在不同流量下蜗壳对称面上的速度分布

3.3 蜗壳内的压力脉动

叶轮与蜗壳的动静干涉是离心泵产生压力脉动的主要原因,而其中叶片与蜗壳隔舌的相互作用在叶轮与蜗壳的动静干涉中占主导地位。本节研究了在不同流量工况下,蜗壳隔舌安放角的大小对离心泵压力脉动的影响。同时,在蜗壳内部设置了9个监测点(P_1 — P_9),每个监测点的位置如图10所示,其中: P_7 点位于蜗壳隔舌处, P_9 点位于蜗壳出口处, P_1 — P_6 点位于蜗壳内部。

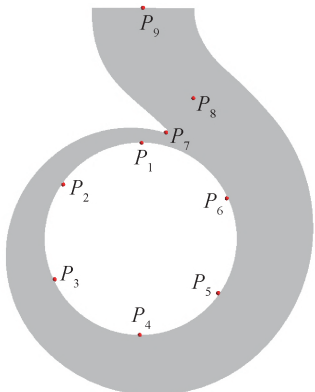


图10 监测点位置分布示意图

为了更好地比较和分析不同蜗壳隔舌安放角对离心泵的压力脉动的影响,特别引入了无量纲压力

脉动系数 C_p ,其计算公式如式(12)所示:

$$C_p = \frac{P - P_{avg}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \tag{12}$$

其中: P 为瞬时压力,Pa; P_{avg} 为周期内平均压力,Pa; u_2 为叶轮出口处的周向速度,m/s。

为了研究蜗壳隔舌安放角对蜗壳隔舌和蜗壳出口处压力脉动的影响,同时,保证压力脉动频谱的分辨率。在不同流量工况下,对4种蜗壳隔舌安放角的离心泵监测点 P_7 和 P_9 的压力脉动时域信号进行了处理,利用快速傅立叶变换(FFT)得到了监测点 P_7 和 P_9 的压力脉动频谱图,如图11和12所示。从图11可以看出,压力脉动幅值在非设计流量工况下最大,同时,小流量工况下,低于叶片通过频率1倍的旋转频率对压力脉动有一定的影响,设计流量和大流量情况下,不同蜗壳隔舌安放角离心泵的主频率为叶片通过频率,即叶轮旋转频率的6倍。同时,对于监测点 P_7 ,当蜗壳隔舌安放角从 29° 增大到 35° ,压力脉动的幅值逐渐减小,并且在小流量工况时,蜗壳隔舌安放角为 29° 和 32° 离心泵的主频为旋转频率,但当蜗壳隔舌安放角从 35° 增大到 38° 时,压力脉动幅值又增大。从图12中可以看出,对于监

测点 P_9 ，在不同工况下，压力脉动幅度的趋势与 P_7 点相同，压力脉动幅值在蜗壳隔舌安放角为 29° 和 35° 时，分别取得最大值和最小值。同时， P_7 点处的压力脉动幅度明显大于 P_9 点处的压力脉动幅值。

这是因为 P_7 点受叶轮和蜗壳的动静干涉影响最大。综上所述，适当增大蜗壳隔舌安放角可以有效地改善叶轮与蜗壳的动静干涉作用，提高离心泵的运行稳定性。

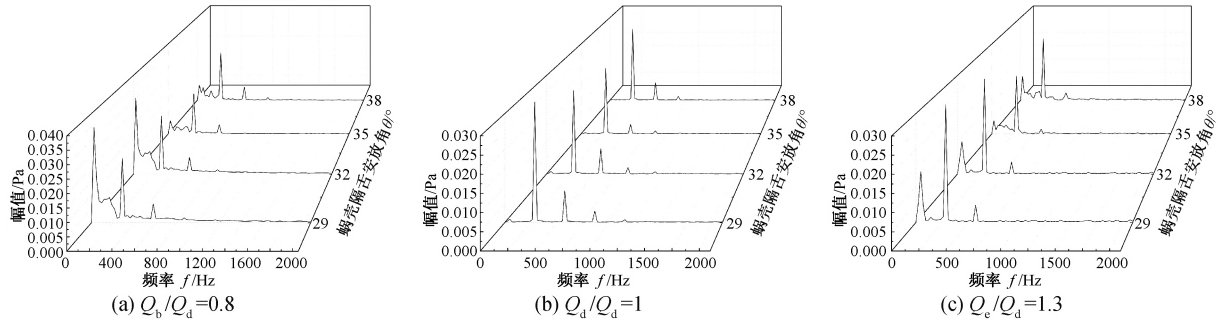


图 11 不同流量下监测点 P_7 压力脉动频谱

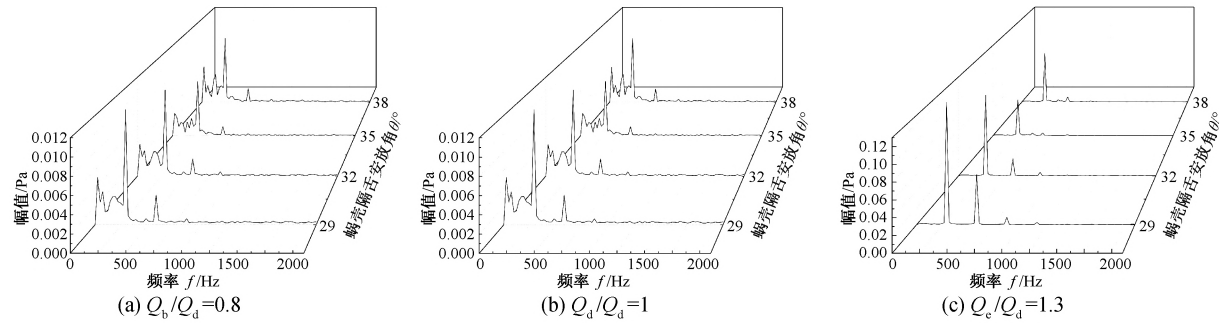


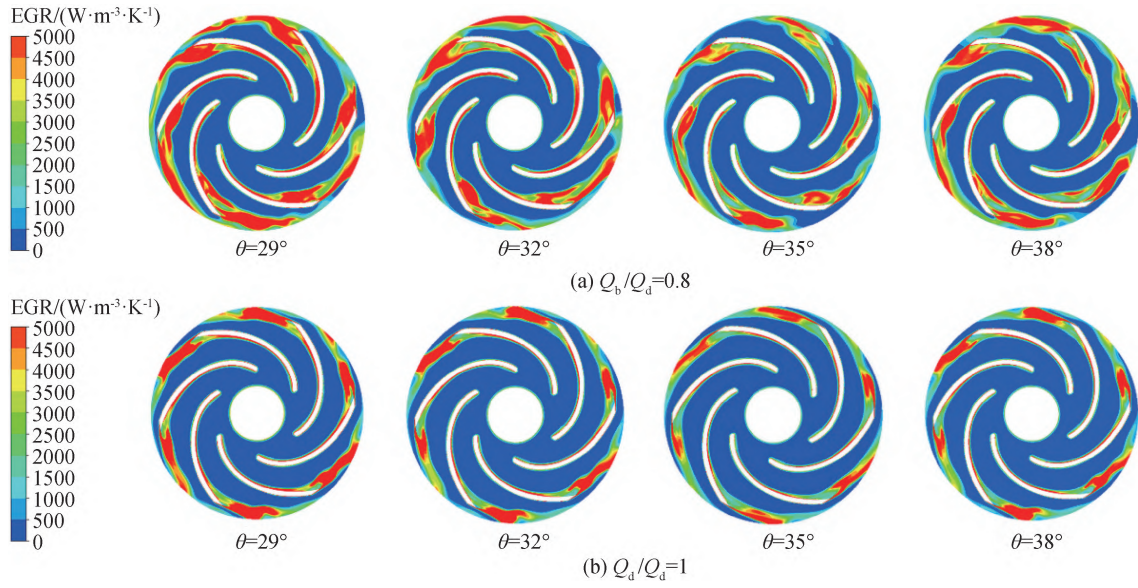
图 12 不同流量下监测点 P_9 压力脉动频谱

3.4 离心泵的 EGR

3.4.1 叶轮内的 EGR

叶轮是离心泵系统中的做功机械，它对流入叶轮的来流进行做功，使流体获得相应的动能，从而改变来流的速度。不同流量工况下，4 种蜗壳隔舌安放角离心泵叶轮流道内 EGR 分布如图 13 所示。从图 13 中可以看出；在同一流量工况下，当蜗壳隔舌

安放角从 29° 增大到 35° 时，叶轮内 EGR 较高区域的面积逐渐减小；但是当蜗壳隔舌安放角从 35° 增加到 38° ，叶轮内 EGR 较高区域的面积明显地增大。同时，EGR 的最大值也出现在叶轮与蜗壳的接触面处，这是由于叶轮与蜗壳之间的动静相互作用，使速度场发生了剧烈变化，从而造成了严重的能量损失。



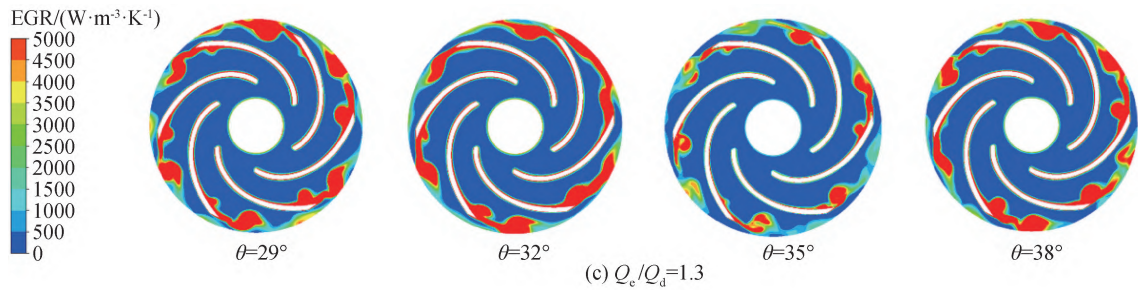


图 13 不同流量下叶轮内的熵产率分布

3. 4. 2 蜗壳内的 EGR

不同流量工况下,4 种蜗壳隔舌安放角离心泵蜗壳内 EGR 的分布如图 14 所示。从图 14 中可以看出,同一流量工况下,当蜗壳隔舌安放角从 29°增大到 35°时,蜗壳隔舌 EGR 较高区域的面积逐渐减小,当蜗壳隔舌安放角从 35°增大到 38°时,蜗壳隔舌 EGR 较高区域的

面积又增大。同时,当蜗壳隔舌安放角相同时,随着流量的增大,蜗壳隔舌靠近蜗壳出口处出现一个 EGR 较高的区域,且 EGR 较高的区域面积随着流量的增大而增大。此外,在设计流量工况下,蜗壳隔舌安放角为 35°的离心泵蜗壳内 EGR 面积最小,说明蜗壳内流动稳定,速度场变化不大,能量损失最小。

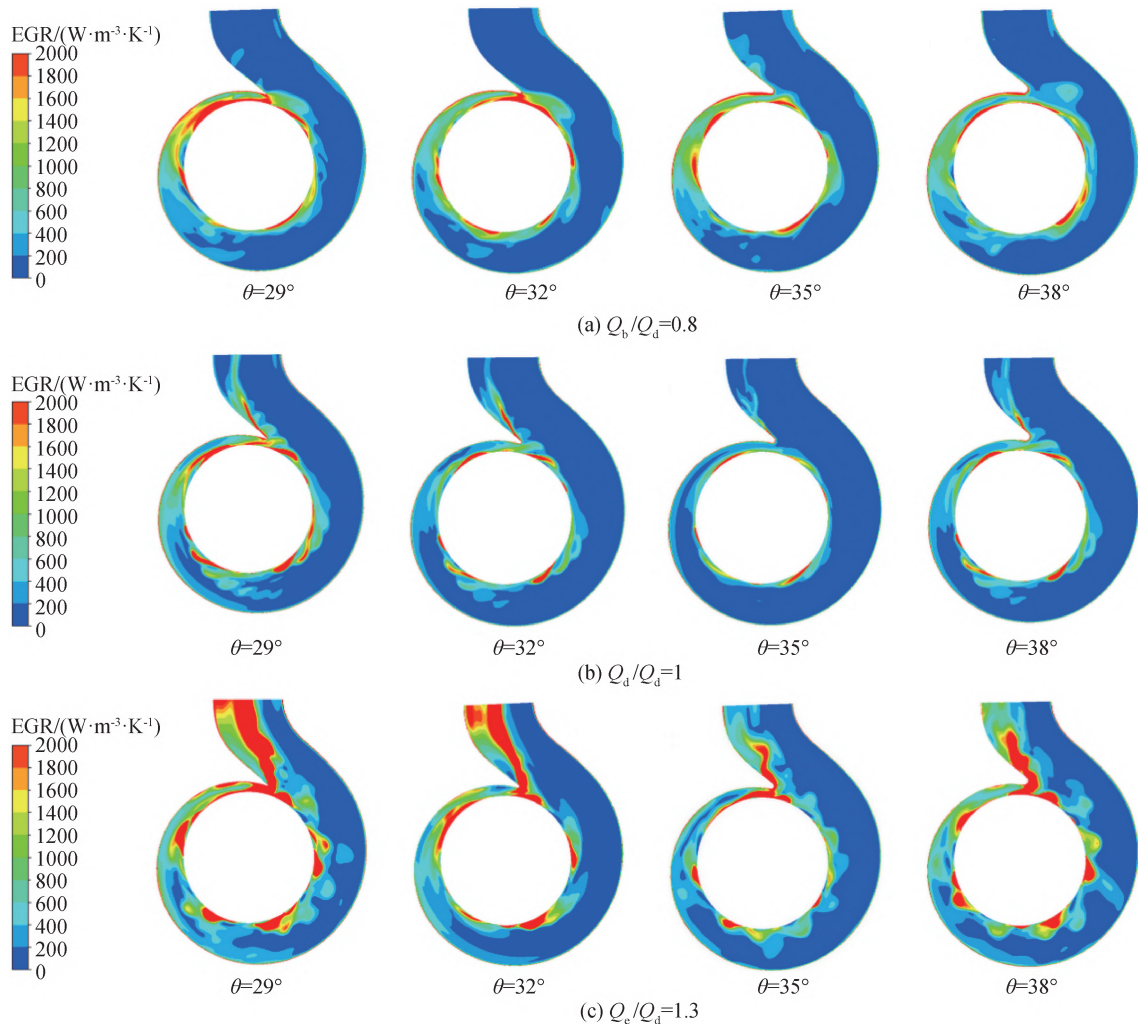


图 14 不同流量下蜗壳内的熵产率分布

3. 5 蜗壳和叶轮内部的流动稳定性

在第二代涡识别方法中, Q 准则应用最广泛的一种。Hunt 等^[32]提出用速度梯度张量的第二伽利略不变量 $Q>0$ 来表示涡旋结构。 Q 的表达式可

用式(13)表示:
$$Q = \frac{1}{2} (\| A \|_F^2 + \| B \|_F^2) \quad (13)$$
其中: $\| \cdot \|_F$ 表示的是矩阵的 Frobenius 范数,在速

度梯度张量中, A 和 B 分别表示的是对称和反对称部分,同时也分别表示流场变形和旋转。通过 Q 准则理论,高助威等^[33]对旋风分离器内部空间涡旋结构的变化趋势进行了有效的识别。为了更好地研究小流量工况下蜗壳隔舌安放角对蜗壳和叶轮稳定性的影响,在蜗壳隔舌截面处截取了一条线,并导出了其坐标轴 X 方向的速度数据,同时,对 4 种不同蜗壳隔舌安放角的离心泵进行了 Q 准则处理,结果如图 15—图 17 所示。从图 15 可以看出,随着蜗壳隔舌安放角从 29° 增加到 35° ,蜗壳隔舌的速度转变为正的,这说明蜗壳隔舌的回流减小,但当蜗壳隔舌安放角度从 35° 增大到 38° 时,蜗壳隔舌的速度从正的又转变为负的,这意味着蜗壳隔舌的回流增大。从

图 16 可以看出:流量相同时,当蜗壳隔舌安放角从 29° 增加到 35° ,蜗壳隔舌的 Q 值较高区域的面积逐渐减小,这说明强涡面积在减小,流动更稳定;当蜗壳隔舌安放角从 35° 增加到 38° ,蜗壳隔舌和蜗壳内部的强涡面积在略微增大,这意味着蜗壳内部的流动更加不稳定。此外,从图 17 可以看出,同一流量工况下,随着蜗壳隔舌安放角从 29° 增加到 35° ,叶轮流道中 Q 值较高区域的面积减小,意味着强涡面积在减小,叶轮流道内的流动更加稳定;当蜗壳隔舌安放角从 35° 增加到 38° ,叶轮流道中的强旋涡面积增大,流动失稳。这是因为增加的回流与流出叶轮的流体相互碰撞,阻碍了叶轮流道内流体的流出,堵塞了叶轮流道,导致叶轮流道内的流动失稳。

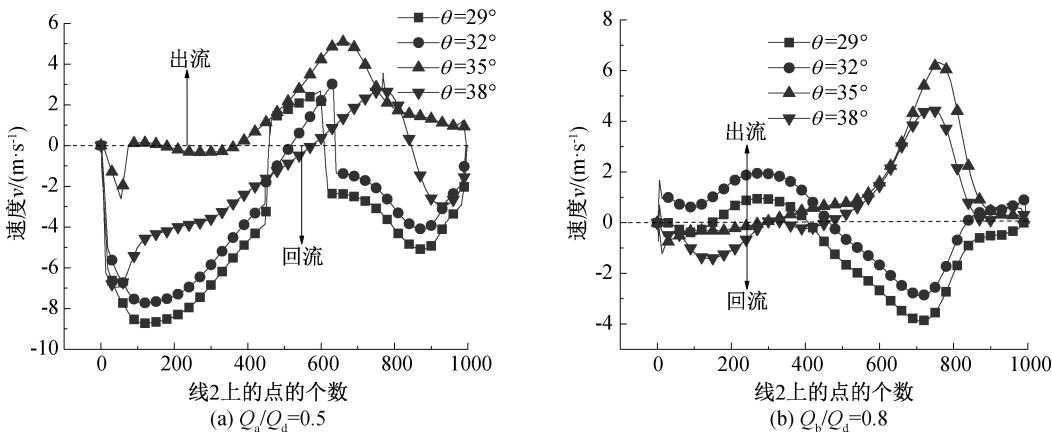


图 15 不同流量工况线上各点的速度

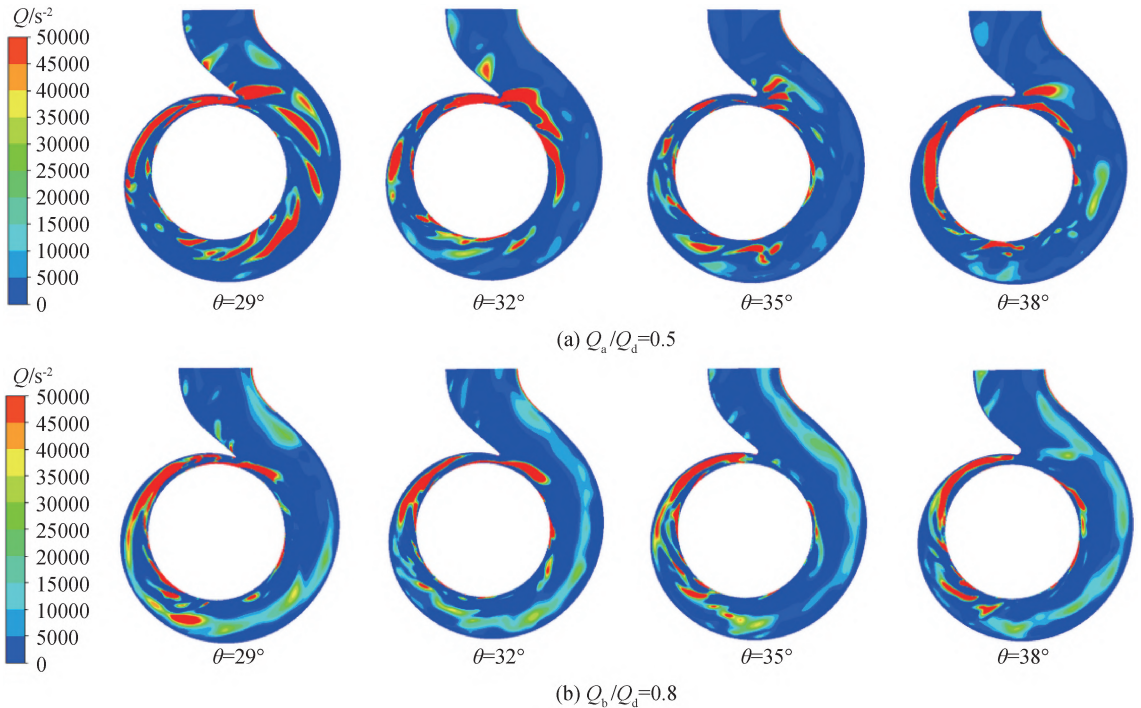


图 16 不同流量下蜗壳内 Q 值分布图

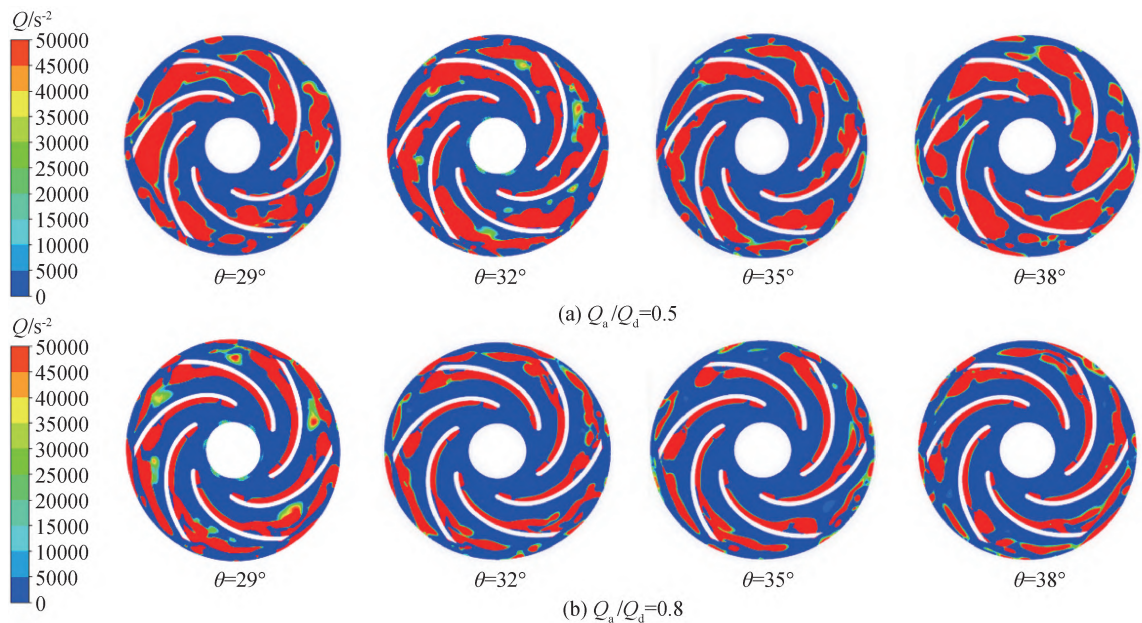


图 17 不同流量下叶轮截面 Q 值分布

4 结 论

为了研究蜗壳隔舌安放角角度的大小对离心泵内部流动状态的影响,根据比转速与蜗壳隔舌安放角角度的关系,利用熵产理论和 Q 准则等方法,研究了 4 个不同角度的蜗壳隔舌安放角,对不同蜗壳隔舌安放角离心泵进行数值模拟,得出以下结论:

a)当蜗壳隔舌安放角 35° 时,离心泵的扬程和效率达到最高;当蜗壳隔舌安放角大于 35° 时,扬程和效率降低不明显;当安装角小于 35° ,扬程和效率下降较大;在大流量工况下,离心泵的扬程和效率在蜗壳隔舌安放角为 29° 时急剧降低。这表明在一定范围内,离心泵的扬程和效率随着蜗壳隔舌安放角的增大而增大;并且蜗壳隔舌安放角较小时,其对离心泵扬程和效率在大流量工况时的影响更加显著。因此,为了提高离心泵的扬程和效率,应选择较大一点的蜗壳隔舌安放角;特别是离心泵在大流量工况运行时,较大一点的蜗壳隔舌安放角可以防止出现扬程和效率出现急剧降低的现象。

b)在能量耗散方面,离心泵的机械能损失和 EGR 在蜗壳隔舌安放角为 29° 时最大,蜗壳隔舌安放角为 35° 时最小;并且在大流量工况下,蜗壳隔舌安放角为 29° 的离心泵机械能损失急剧上升。这表明适当地增大蜗壳隔舌安放角可以降低离心泵的机械能损失以及降低 EGR 面积,提高离心泵能量的利用。因此可以选择较大的蜗壳隔舌安放角,从而降低离心泵的能量损失,提高效率。

c)在流动稳定性方面,随着蜗壳隔舌安放角的增大,在小流量工况时,可以使蜗壳出口处的速度更加平稳,同时减小蜗壳隔舌处的回流;在大流量工况时,可以减小蜗壳出口处的回流。随着蜗壳隔舌安放角的增大,压力脉动幅值先减小后增大,并且可以降低低频对离心泵内部流动稳定的影响。因此,为了减小蜗壳隔舌处的回流以及降低压力脉动,可以适当增大蜗壳隔舌安放角。

参考文献:

[1] Wu Y L. Instability of system caused by hydraulic machinery[M]// Wu Y L, Li S C, Liu S H, et al. Vibration of Hydraulic Machinery. Dordrecht: Springer Netherlands, 2013: 377-429.

[2] Li W, Li E D, Ji L L, et al. Mechanism and propagation characteristics of rotating stall in a mixed-flow pump[J]. Renewable Energy, 2020, 153: 74-92.

[3] Prunières R, Inoue Y, Nagahara T. Investigation of the flow field and performances of a centrifugal pump at part load [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2016, 49: 032015.

[4] Guo R, Li R N, Zhang R H, et al. Numerical study of the unsteady flow characteristics of a jet centrifugal pump under multiple conditions[J]. Processes, 2019, 7 (11): 786.

[5] Ren X M, Fan H G, Xie Z F, et al. Stationary stall phenomenon and pressure fluctuation in a centrifugal pump at partial load condition [J]. Heat and Mass Transfer, 2019, 55(8): 2277-2288.

- [6] Zhou P J, Dai J C, Li Y F, et al. Unsteady flow structures in centrifugal pump under two types of stall conditions[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2018, 30(6): 1038-1044.
- [7] Tao R, Wang Z W. Comparative modeling and analysis of the flow asymmetry in a centrifugal pump impeller at partial load [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2020, 234(2): 237-247.
- [8] Yang Y F, Li W, Shi W D, et al. Numerical investigation on the unstable flow at off-design condition in a mixed-flow pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2019, 233(7): 849-865.
- [9] Ye W X, Qian Z D, Huang R F, et al. Instability analysis for a centrifugal pump with straight inlet pipe using partially averaged Navier-Stokes model [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2020: 095765092091954.
- [10] Lai F, Zhu X Y, Li G J. Numerical investigation of energy loss in a centrifugal pump through kinetic energy dissipation theory [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2020, 234 (19): 3745-3761.
- [11] 卢金玲, 邓佳, 徐益荣, 等. 诱导轮时序位置对离心泵水力性能的影响[J]. *农业工程学报*, 2015, 31(19): 54-60.
- [12] 李仁年, 毕祯, 黎义斌, 等. 诱导轮偏转角对离心泵叶轮空化性能的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2016, 34(6): 461-469.
- [13] 赵伟国, 刘明, 刘宜, 等. 叶片厚度对低比转数离心泵性能的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(12): 1033-1037.
- [14] 曹卫东, 张忆宁, 姚凌钧. 叶片出口角对离心泵性能的影响及滑移系数修正[J]. *排灌机械工程学报*, 2017, 35(9): 755-760.
- [15] Deshmukh D, Samad A. CFD-based analysis for finding critical wall roughness on centrifugal pump at design and off-design conditions [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2019, 41(1): 1-18.
- [16] Zhou L, Bai L, Shi W D, et al. Numerical analysis and performance experiment of electric submersible pump with different diffuser vanes number[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2018, 40(2): 1-11.
- [17] Wang C, Chen X X, Qiu N, et al. Numerical and experimental study on the pressure fluctuation, vibration, and noise of multistage pump with radial diffuser [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2018, 40(10): 1355-1360.
- [18] Van Esch B P M, Kruyt N P. Hydraulic performance of a mixed-flow pump: unsteady inviscid computations and loss models [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2001, 123(2): 256-264.
- [19] Hodkiewicz M R, Norton M P. The effect of change in flow rate on the vibration of double-suction centrifugal pumps[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2002, 216(1): 47-58.
- [20] Chalhoun I, Kanfoudi H, Elaoud S, et al. Numerical modeling of the flow inside a centrifugal pump: influence of impeller-volute interaction on velocity and pressure fields [J]. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 2016, 41(11): 4463-4476.
- [21] Wu Y L, Liu S H, Dou H S, et al. Numerical prediction and similarity study of pressure fluctuation in a prototype Kaplan turbine and the model turbine [J]. *Computers & Fluids*, 2012, 56: 128-142.
- [22] 张鑫, 崔宝玲, 周汉涛, 等. 不同起始直径分流叶片的离心泵内部流场数值分析[J]. *浙江理工大学学报(自然科学版)*, 2016, 35(2): 225-231.
- [23] 林培锋, 徐文斌. 进口肋条对离心泵定常流动影响的数值研究[J]. *浙江理工大学学报(自然科学版)*, 2019, 41(4): 461-465.
- [24] 史佩琦, 崔宝玲, 陈洁达, 等. 低比转速离心泵内部流场数值模拟[J]. *浙江理工大学学报*, 2012, 29(4): 575-579.
- [25] Herwig H, Kock F. Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43(3): 207-215.
- [26] Kock F, Herwig H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(10/11): 2205-2215.
- [27] Kock F, Herwig H. Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, 26(4): 672-680.
- [28] Wu J Z, Zhou Y, Fan M. A note on kinetic energy, dissipation and enstrophy[J]. *Physics of Fluids*, 1999, 11(2): 503-505.

[29] Buch K A, Dahm W J A. Experimental study of the fine-scale structure of conserved scalar mixing in turbulent shear flows[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1996, 317: 21-71.

[30] Kazbekov A, Kumashiro K, Steinberg A M. Enstrophy transport in swirl combustion[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2019, 876:715-732.

[31] Lin T, Li X J, Zhu Z C, et al. Application of enstrophy dissipation to analyze energy loss in a centrifugal pump as turbine[J]. Renewable Energy, 2021, 163:41-55.

[32] Hunt J C R, Warry A A, Moin P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows [R/OL]. (1988-12-01) [2013-09-05]. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19890015184.pdf>.

[33] 高助威,王娟,王江云,等.基于 Q 判据的不同排气管直径旋风分离器内部涡分析[J].石油学报(石油加工), 2018,34(6): 1172-1180

(责任编辑:康 锋)