

# 屏蔽泵内部流场与叶轮轴向力数值模拟分析

巫建波

(合肥华升泵阀股份有限公司 安徽 合肥 231100)

**摘要:** 屏蔽泵因过流部件几何结构复杂及运行稳定性要求极高, 内部易出现尾迹流、射流等复杂剧烈湍流现象, 影响稳定运行。本文采用数值模拟方法, 基于 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型, 深入研究屏蔽泵各过流部件流场随工况变化及不同结构时作用于叶轮轴向力产生机理。结果表明: 叶片压力面的静压值高于吸力面, 且吸力面静压增加程度高于压力面; 随着流量的增加螺旋段内总压减小, 随着外径增加则成递增态势。随流量的增加及转速的降低前盖板外侧力逐渐减小; 同一口环间隙下随流量增加后盖板外侧力同样减小, 且大流量下下降明显。

**关键词:** 屏蔽泵; 剧烈湍流; 轴向力; 工况变化

## 1 绪论

在某些领域, 因输送介质易燃、易爆、易挥发、腐蚀性强、剧毒等特点, 泵密封性及可靠性往往不能达标。屏蔽泵属离心式静密封泵, 电机定子和转子之间装有非磁性耐腐蚀金属薄板制成的屏蔽套, 并与定子外壳焊接密封, 使定子腔和转子腔完全隔离。屏蔽泵完全处于静密封状态, 没有动密封, 从根本上解决了输送介质的泄漏问题。

目前国内对于屏蔽泵的研究主要包括理论分析、实验研究、经验分析和数值研究等几个方面。张焕利等人对某型号屏蔽泵产生轴向力与径向力的原因进行了阐述, 并给出了相关的计算公式, 提出了平衡轴、径向力的设计方法。莫才颂等人基于生产苯乙烯装置屏蔽泵对使用中存在的问题进行了分析。

屏蔽泵内部流动为复杂的三维非定常紊流流动。迄今为止, 工程上对中高比转速屏蔽泵内流体流动特性的认识尚不够明确, 尤其缺乏对屏蔽泵前后口环间隙下泄漏流动特性的研究。因此, 本文采用数值模拟方法研究屏蔽泵内部非稳态流动机理, 重点研究不同流量工况时其叶轮、蜗壳速度场与压力场变化规律, 探讨不同结构对叶轮轴向力的影响机理, 为屏蔽泵过流部件与结构优化设计提供理论参考与依据。

## 2 网格无关性与湍流模型确定

本文模型屏蔽泵主要的设计参数为: 流量  $Q=300$  ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ), 扬程  $H=18.8$  (m), 转速  $n=1500$  (r/min), 比转速 175, 其主要的设计尺寸如表 1 所示。采用三维

建模软件 Pro/E 与网格划分软件 ICEMCFD 对屏蔽泵各过流部件分别进行三维建模与网格划分, 如图 1 所示。采用 ANSYS-CFX 数值模拟软件对其进行数值模拟, 其主要的边界条件为: 泵体入口静压设为标准大气压 (1atm); 入口的湍流强度为 Medium (Intensity=5%); 出口设定为质量流量出口, 叶轮部分采用移动参考系 (moving reference frame); 固壁面选用无滑移边界条件, 近壁区域则选用标准壁面函数; 控制方程的离散采用有限体积法, 压力和速度的耦合则使用标准 SIMPLEC 算法, 计算残差设定为  $10^{-5}$ 。

表 1 屏蔽泵的主要几何尺寸

几何尺寸项	数值
叶轮出口直径 /mm	249
叶轮入口直径 /mm	175
叶轮出口宽度 /mm	44
轮毂直径 /mm	59
蜗壳基圆直径 /mm	255
叶片数 / 个	7
隔舌半径 /mm	143/144.5
平衡孔直径 /mm	15
平衡孔圆心所在圆半径 /mm	55
平衡孔个数 / 个	7

本文采用标准、RNG、标准、SST 四种湍流模型对模型泵进行数值分析, 确定不同湍流模型对设计工况下屏蔽泵水力性能的影响。图 2 为不同湍流模型时屏蔽泵外特性随流量的分布情况。由扬程-流量曲线可知, 在小流量工况时, 各湍流模型预测的扬程均大于试验值, 在大流量工况时, SST 湍流模型预测值小

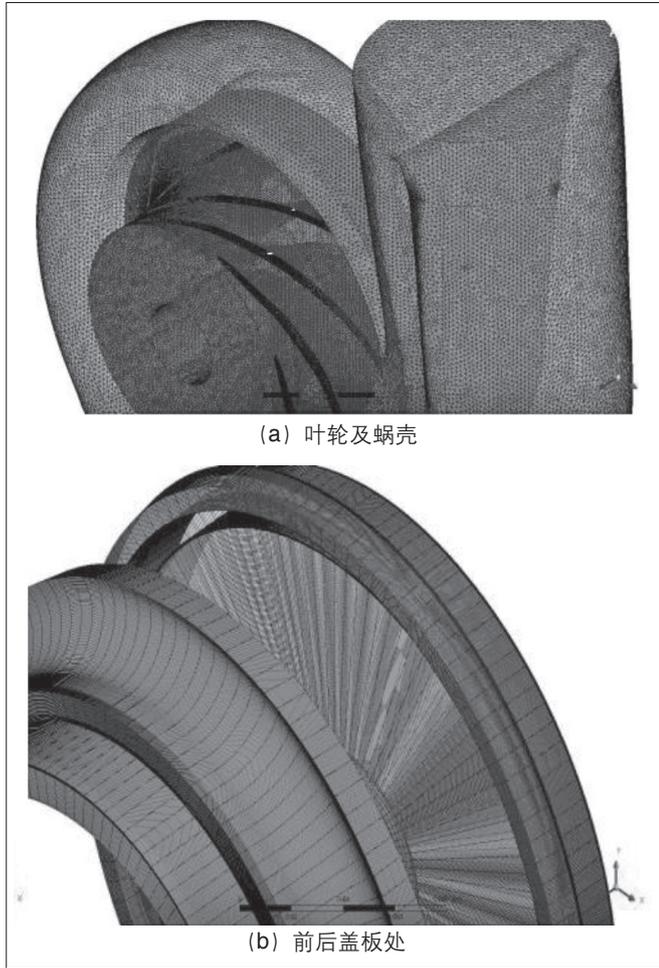


图1 主要过流部件网格分布

于试验值，而标准湍流模型在全流量范围内，数值模拟预测值均大于试验值，且 RNG 湍流模型更接近试验扬程。由效率-流量曲线可知，在小流量工况附近时，标准、SST 湍流模型预测效率大于试验值，而在大流量工况时，预测值远小于试验。在额定流量工况时，RNG 湍流模型预测结果与试验值偏差最小，因此本文将采用 RNG 湍流模型对下文屏蔽泵内部流场进行分析。

网格数对数值模拟的精度有一定的影响。为此，本文针对设计流量工况下，选用 RNG 湍流模型对模型泵内部流场进行网格无关性验证。表2为5种不同的网格尺寸时，屏蔽泵外特性变化规律，结果表明：当网格数大于478万时，随着网格数目的增加，扬程和效率

表2 网格无关性分析

参数	网格数 / 万				
	197	348	478	546	761
效率 $\eta / \%$	80.21	78.45	77.65	77.72	77.63
扬程 $H/m$	20.42	19.53	18.96	18.87	19.03

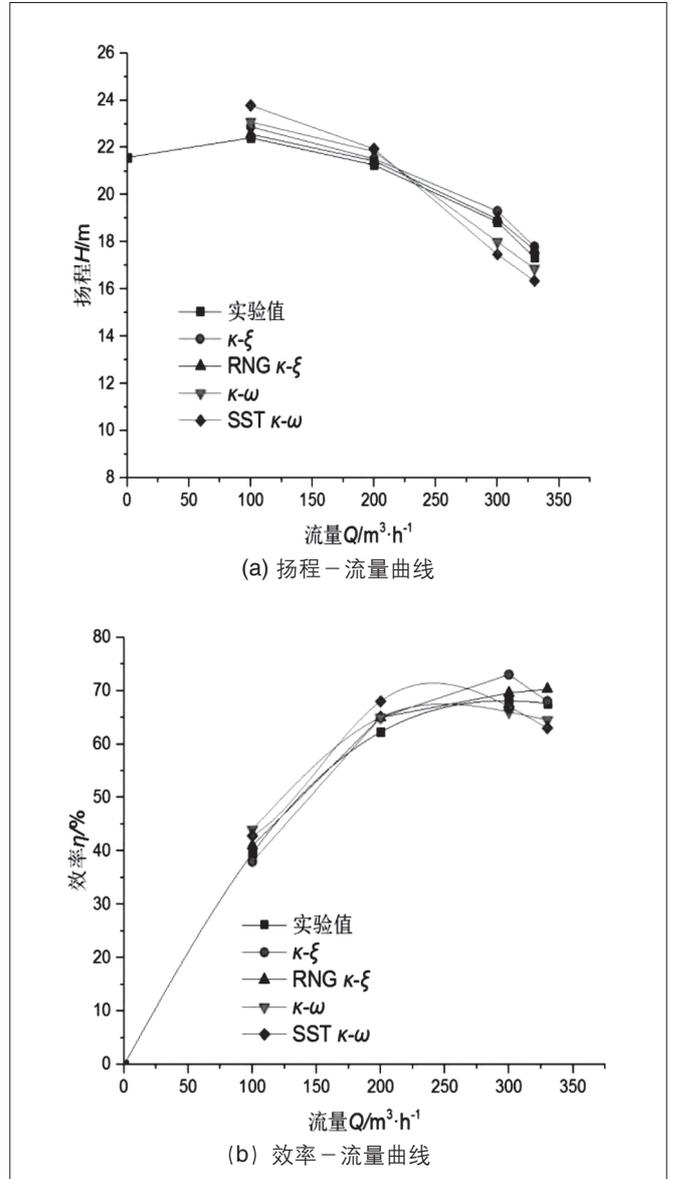


图2 不同湍流模型的屏蔽泵外特性曲线

值波动都不大，呈现出较为稳定状态，即满足网格无关性条件。

### 3 结果分析与讨论

#### 3.1 屏蔽泵流场分析

##### 3.1.1 叶轮内压力场分布

图3为不同流量工况下叶轮中子午截面压力分布。由图3可知，叶轮内随着流体流向出口，压力面和吸力面上的压力值都是逐渐升高的，但吸力面上压力值梯度略大于压力面的压力梯度值。且叶片压力侧的压力值总是大于相同径向位置吸力面上的值，这一差值随叶轮半径的增加呈减小趋势。在叶片出口处，压力面和吸力面上的总压已经基本成相等态势。大流量工况下总体静压分布均匀，小流量下各个流道出口易出现局

部高压区。在小流量下,进口吸力侧有一明显低压区(易气蚀区),随着流量增加,叶轮平衡孔处径向流动明显,产生相对低压区并影响整体流道内流动,静压等势线呈内凹态势。叶轮出口处,蜗壳与叶轮动静干涉影响,小流量下易在隔舌附近流道出口处产生高压区,降低水力效率。

### 3.1.2 蜗壳内压力场分布

图4所示为不同流量下的压力分布,叶片压力面尾端高压区流体延伸到蜗室,并得到进一步发展。随着流量的增加螺旋段内总压减小,随着外径增加则成递增态势。设计工况及大流量工况下,七个流道中的总压分布均匀。由于隔舌的阻碍作用致使靠近隔舌处流体出现较为明显的高压区。由于隔板作用,内外流道内压力发展不同及同一径向截面外流道总压明显高于内流道,在隔板后缘处容易形成相对高压区。

### 3.2 屏蔽泵叶轮轴向力分析

叶轮所受轴向力对屏蔽泵的可靠运行起着至关重要的作用,为研究屏蔽泵不同结构对其轴向力影响,本文提出以下4种方案。

方案1:叶轮不带有前密封环,此时叶轮与泵体口环单边间隙为10.3mm,转速1500r/min。

方案2:叶轮带有前密封环,此时单边间隙为0.3mm,转速1500r/min。

方案3:叶轮与泵体前口环单边间隙变为1.3mm,转速1500r/min。

方案4:叶轮与泵体前口环单边间隙为1.3mm的情况下,转速由1500r/min下降为1000r/min。

其中,方案1与方案2为一组,在屏蔽泵其他结构参数不变的前提下,只是增减了前密封环(间隙由10.3mm变为0.3mm)。方案3与方案4为一组,考虑到此屏蔽泵有两个转速1000r/min和1500r/min,方案4在方案3的基础上(结构参数不变,此时前口环径向间隙同为1.3mm),仅下调转速至1000r/min。

图5为不同流量下叶轮前盖板外侧力变化曲线图,随口环间隙减小而增加,前口环间隙由10.3mm变为1.3mm时各流量下有1000N左右的增加趋势,1.3mm变为0.3mm时各流量下有500N左右的增加趋势。随流量的增加及转速的降低前盖板外侧力逐渐减小,这主要是由于叶轮出口处压降的减小而造成的。

图6为各流量下叶轮后盖板外侧力变化曲线图,后口环间隙虽未改变但由于平衡孔泄漏等因素的影响,轴向力同样有一定变化。不同流量下,前口环由10.3mm

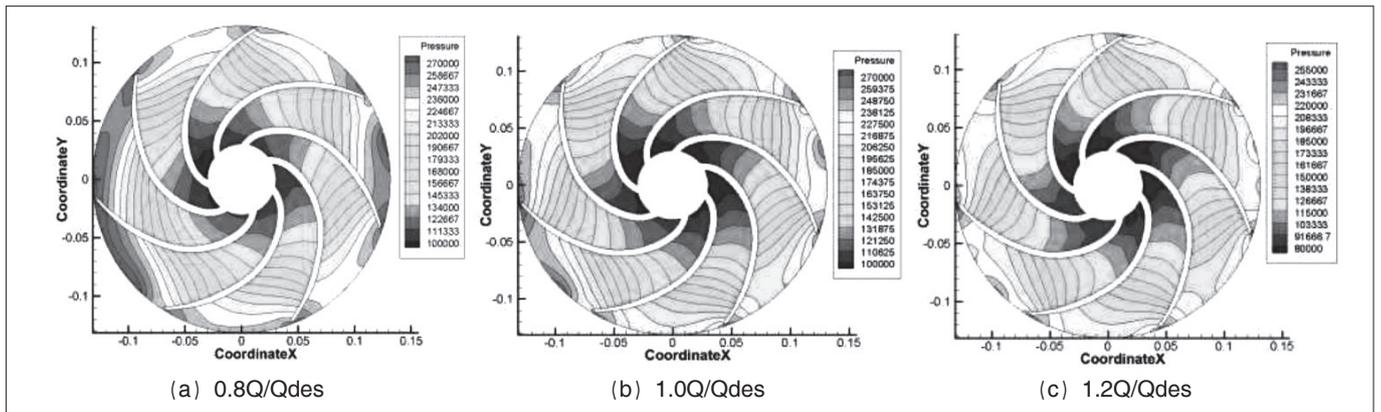


图3 不同工况下叶轮中子午截面静压云图

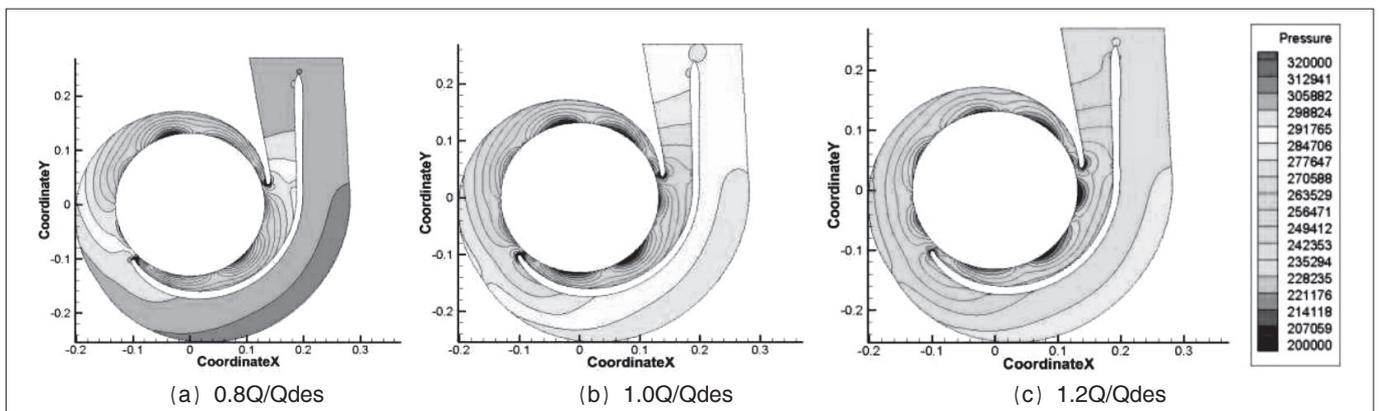


图4 不同工况下蜗壳中子午截面静压云图

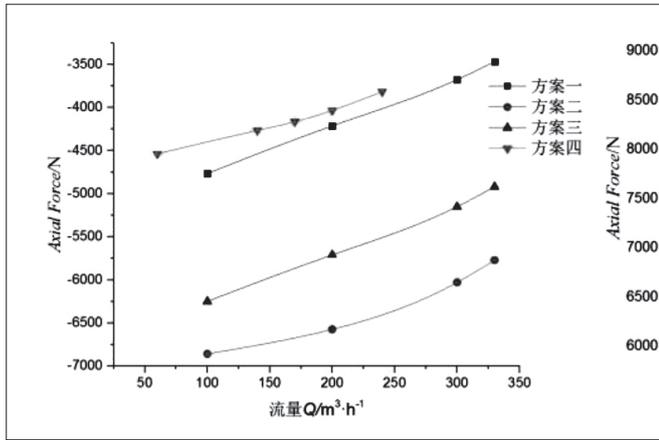


图5 不同流量下叶轮前盖板外侧力

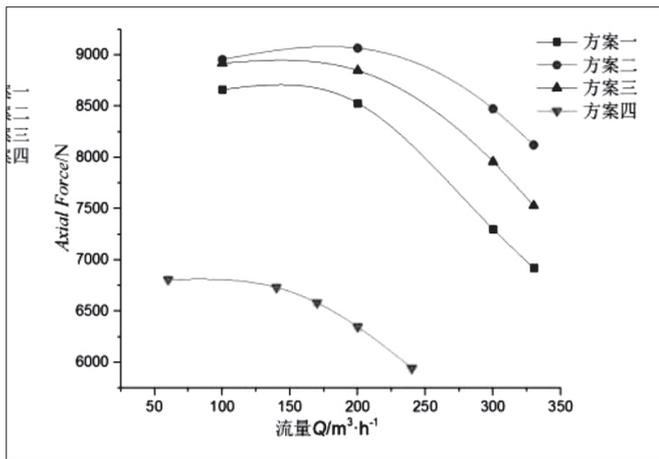


图6 不同流量下叶轮后盖板外侧力

变为 1.3mm 时各流量下叶轮后盖板外侧力约有 500N 左右的增加趋势。小流量下, 1.3mm 变为 0.3mm 时约有 100N 左右的增加趋势。

### 4 结语

本文基于 RNG 湍流模型对屏蔽泵不同流量工况内

部流场与轴向力进行数值分析, 重点讨论了叶轮与蜗壳内部流场随工况的变化规律及不同结构对叶轮轴向力的影响机理, 为屏蔽泵水力优化设计及稳定运行提供理论依据与参考。

(1) 对其屏蔽泵内部流场的数值湍流模型进行了验证, 确定适合于屏蔽泵内部湍流数值模拟方法; 为消除网格数与质量对其内部流场影响, 对屏蔽泵网格进行无关性验证, 确定合适的网格质量与数量。

(2) 重点分析了屏蔽泵叶轮与蜗壳内速度场与压力场随工况的变化规律。叶轮压力面易出现高速区, 吸力面出口附近产生明显的低速区; 吸力面上压力值梯度略大于压力面的压力梯度值。蜗壳螺旋段内速度分布与叶轮流道数成对称式分布, 且随着流量的增加螺旋段内相对速度区域增加明显, 在蜗壳螺旋段产生“尾迹”现象; 随着流量的增加螺旋段内总压减小, 随着外径增加则成递增态势。

(3) 研究了不同腔体间隙与转速时, 作用于叶轮上轴向力变化规律。随口环间隙减小而增加, 前口环间隙由 10.3mm 变为 1.3mm 时各流量下存在 1000N 轴向力增加趋势, 1.3mm 变为 0.3mm 时各流量下有 500N 轴向力增加趋势。因叶轮出口处压降的减小, 当流量增加及转速降低时, 前盖板外侧力逐渐减小。

### 参考文献:

[1] 吕铁, 贺俊. “十三五”中国工业发展的新形势与政策调整 [J]. 学习与探索, 2015(06): 78-83.

[2] 张焕利, 叶子兆. 磁力泵轴向力和径向力的分析与计算 [J]. 水泵技术, 2007(01): 6-10.

[3] 莫才颂, 刘好. GA-101 屏蔽泵轴承磨损故障分析与处理 [J]. 石油化工设备, 2016(01): 80-82.