

# 半开式叶轮离心泵变叶顶间隙流动特性的研究

张青扬<sup>1,2</sup> 杨军虎<sup>1</sup> 李怀瑞<sup>1</sup> 阎世杰<sup>1</sup> 李 瑶<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学 能动学院, 甘肃 兰州 730050;

2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 为研究叶顶间隙的改变对半开式叶轮离心泵内部流场及性能的影响, 选取某半开式叶轮离心泵进行全流道数值模拟。结果表明, 不同相对间隙下叶轮内压力变化大体趋势一致, 沿着叶轮进口到叶轮出口等压线周向呈均匀分布, 且总压由叶轮进口向出口逐渐递增; 随着相对间隙值增大, 沿圆周方向叶轮流道内压力梯度逐渐减小, 由于叶顶间隙增大使叶轮流道中高压流体沿着轴向的泄漏量增加引起叶片做功能力减弱, 叶轮叶片出口处局部高压区逐渐减弱。在同一径向位置间隙层中靠近叶片工作面附近流体压力较背面大, 且在叶片工作面与背面两侧间隙层存在较大的压力梯度。间隙层出口处存在局部高压区, 随着间隙值的增大该局部高压区有所减弱, 不同相对间隙值下相对速度沿径向均匀增大。叶轮轴向截面内存在着回流、绕流等不稳定流动, 轴向截面中有明显的回流涡产生。叶片工作面(PS) 高压流体横跨叶顶间隙从高压区向低压区泄漏并与相邻叶片背面流道主流相互掺混并在叶片背面(SS) 形成较为明显的间隙泄漏涡(TLV), 间隙泄漏涡的尺度随相对间隙值的增大而增大。

**关键词:** 离心泵; 半开式叶轮; 叶顶间隙; 数值模拟; 间隙泄漏涡

中图分类号: TH137; TH311; TK73 文献标志码: A 文章编号: 1008-0813(2021)06-0001-06

## Study on the Flow Characteristics of Variable Tip Clearance for Semi-open Impeller Centrifugal Pump

ZHANG Qing-yang<sup>1,2</sup>, YANG Jun-hu<sup>1</sup>, LI Huai-rui<sup>1</sup>, YAN Shi-jie<sup>1</sup>, LI Yao<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** In order to study the influence of the change of the tip clearance on the internal flow field and performance of the semi-open impeller centrifugal pump, a semi-open impeller centrifugal pump was selected for full-channel numerical simulation. The results show that the pressure changes in the impeller under different relative clearances are generally consistent, and are uniformly distributed along the isobaric line from the impeller inlet to the outlet, and the total pressure gradually increases from the impeller inlet to the outlet; As the relative tip clearance increases, the pressure gradient in the impeller flow path decreases along the circumferential direction. Due to the increase in the tip clearance, the leakage of the high-pressure fluid in the impeller flow path along the axial direction increases, which causes the blade to weaken its function. The impeller blade outlet The local high-pressure area gradually weakened. The fluid pressure in the tip layer near the blade pressure side in the same radial position is larger than that on the suction side, and there is a large pressure gradient between the tip between the blade pressure side and the suction side. There is a local high-pressure zone at the exit of the tip layer. As the tip clearance increases, the local high-pressure zone weakens, and the relative velocity increases uniformly in the radial direction at different relative tip clearances. In the axial section of the impeller, there are backflow and circumfluent unstable flows, and there are obvious backflow vortices in the axial section. The high-pressure fluid of the blade pressure side (PS) leaks from the high-pressure region to the low-pressure region across the tip clearance and blends with the main flow channel of the back surface of the adjacent blade and forms a more obvious tip leakage vortex (TLV) on the suction side (SS) of the blade. The size of the tip leakage vortex increases with the increase of the relative tip value.

**Key words:** centrifugal pump; semi-open impeller; tip clearance; numerical simulation; tip leakage vortex

收稿日期: 2020-06-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51979135, 51469014)

作者简介: 张青扬(1993-) 男, 甘肃张掖人, 在读研究生, 主要从事流体机械理论与设计的研究。

## 0 引言

半开式叶轮离心泵具备无堵塞性好、极限圆周速度大等优点, 广泛应用于航天、石化、市政等领域<sup>[1]</sup>。对于半开式叶轮离心泵而言, 为避免高速旋转的叶轮

与泵壳内壁面发生刮擦、磕碰,需在叶轮叶片顶端与泵壳之间设置一定的间隙——叶顶间隙<sup>[2-5]</sup>。由于叶顶间隙的存在,叶轮内流体在叶片压力面与吸力面压差的驱使下,进入间隙层形成间隙泄漏流<sup>[6-7]</sup>。泄漏流与叶轮内主流相互作用会明显降低叶轮的性能,影响叶轮机械运行稳定性<sup>[8]</sup>。

国内外学者对叶轮机械叶顶间隙流动规律及其性能的影响也作了一些研究<sup>[9-12]</sup>。文献[13]采用大涡模拟(LES)的方法对5种不同叶顶间隙的轴流泵数值模拟指出,随着间隙值的增加间隙主泄漏涡发展至相邻叶片正面,主泄漏涡强度及与叶片夹角均增大,间隙区产生大量次泄漏涡;受泄漏涡的影响,叶片工作面中部近轮缘侧压力脉动幅值随间隙值增加而增加<sup>[14]</sup>。文献[15]对一台混流泵设置对称与非对称叶顶间隙进行研究得出,非对称叶顶间隙使混流泵抗汽蚀性能变差,同时非对称间隙下叶片背面泄漏涡更加明显,流道内流动稳定性变差。文献[16]对一台混流泵叶顶间隙涡形态及间隙压力脉动进行研究指出在设计工况下,压力脉动强度在叶片压力面上的空间分布呈三角形形态;泄漏涡在一个叶轮旋转周期内的时空演化过程呈现为分裂阶段、发展阶段和合并阶段。泄漏涡沿叶弦方向分为主泄漏涡(PTLV)和二次泄漏涡(STLV),主泄漏涡的摆动特性是主泄漏涡涡心和叶顶间隙内流动不稳定的主导因素<sup>[17]</sup>。文献[18]对一台离心式压气机间隙泄漏流流动规律的研究指出,间隙泄漏流从叶轮中段以后扰乱了主流方向,并在叶片吸力面附近形成涡流聚集区。

综上,国内外对混流泵、轴流泵、离心式压气机叶顶间隙的研究较广泛,而针对半开式叶轮离心泵叶顶间隙流动规律的研究相对较少。本文对一半开式叶轮离心泵全流道数值计算与外特性试验对比,以期揭示改变间隙对半开式离心泵间隙流场结构及泄漏涡演变。

## 1 数值计算与试验验证

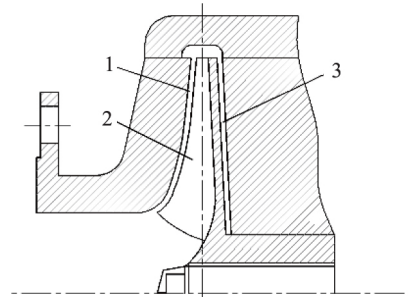
### 1.1 计算模型与研究方案

本文采用某厂生产的低比转速半开式叶轮离心泵为研究对象,比转速为46,设计流量 $Q_d$ 为 $50\text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程为80.96 m,转速为2900 r/min。定义相对间隙 $\varphi = t/b_2$ ,如图1所示 $t$ (0.25, 0.50, 0.75, 1.00 mm)为间隙值, $b_2$ (6.5 mm)为叶片出口宽度,他们的相对间隙值 $\varphi$ 依次为3.8%, 7.7%, 11.5%和15.4%。模型泵主要几何参数如表1所示,模型泵三维造型如图2所示,结构

化网格如图3所示。

表1 模型泵主要几何参数

名称	参数	大小
叶轮	叶轮进口直径 $D_1$ /mm	80
	叶轮出口直径 $D_2$ /mm	252
	叶片出口宽度 $b_2$ /mm	6.5
	叶片出口安放角 $\beta_{12}$ /( $^\circ$ )	39
	叶片包角 $\psi$ /( $^\circ$ )	135
	叶片数 $Z$	5



1. 叶顶间隙  $t$  2. 叶轮 3. 后腔  
图1 叶顶间隙示意图

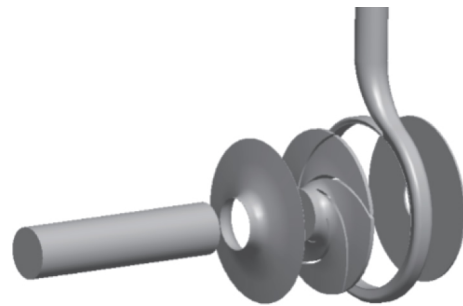
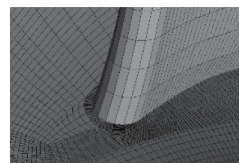


图2 模型泵三维造型



(a) 全局网格



(b) 叶片进口处网格



(c) 叶顶间隙网格

图3 结构化网格

### 1.2 网格检验与数值计算方法

为捕捉间隙层,叶轮流道内流动等复杂区域流场分布,对计算域采用六面体结构化网格划分。叶轮计算域采用外O-block拓扑结构,并在叶轮叶片附近及间隙层内布置15层网格,使 $y^+$ 控制在1~50之间。为避免网格数对计算结果准确性的影响,以相对叶顶间隙11.5% ( $t=0.75\text{ mm}$ )的模型泵为对象进行网格无关性检验。图4中 $N$ 表示网格数, $H$ 、 $\eta$ 分别表示设计工况扬程、效率, $H_0$ 、 $\eta_0$ 分别表示额定工况扬程、效率。对本次计算域模型共划分4种网格总数分别为 $3.24 \times 10^6$ 、 $5.68 \times 10^6$ 、 $7.55 \times 10^6$ 、 $1.22 \times 10^7$ 作比较。可以看出,当网格数达 $7.55 \times 10^6$ 时,相对扬程、相对效率随网格的变化量均小于5%,满足计算域网格无关解。

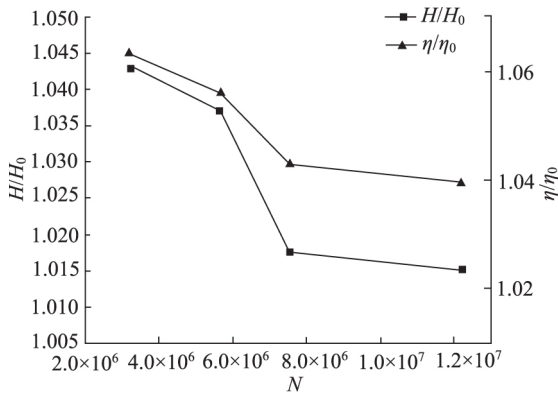


图4 计算域网格无关性检查

对模型泵计算域边界条件的设置,采用速度入口条件;出口边界采用自由出流;固壁面处采用无滑移壁面、绝热边界。本文选用  $k-\omega$  SST 模型对模型泵计算域进行全流道数值模拟。

## 2 试验与数值外特性对比

为验证数值模拟结果准确性,如图5所示,对相对间隙  $\varphi=3.8\%$  的模型泵在试验台上进行试验并与数值计算结果进行对比分析。

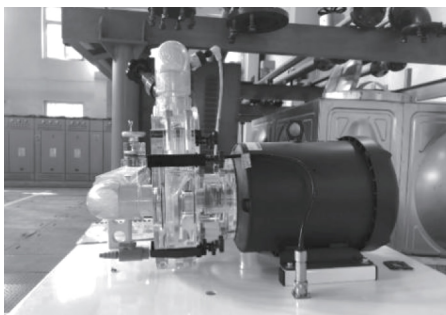


图5 模型泵试验台

从图6可以看出流量在  $0.4 Q_d \sim 1.8 Q_d$  增大时的总效率  $\eta$ 、扬程  $H$ 、轴功率  $P$  的数值模拟结果与试验变化趋势一致,且试验数据与模拟数据相对误差较小,都在5%以内。在设计工况点  $1.0 Q_d$  时,总效率  $\eta$ 、扬程  $H$ 、轴功率  $P$  的相对误差分别为 3.5%、2.23%、1.86%,说明本文数值模拟所得结果是可靠的。

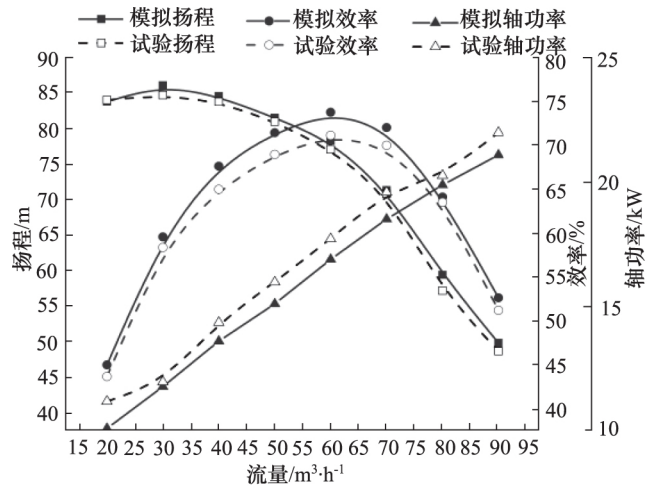


图6 试验与数值模拟性能曲线

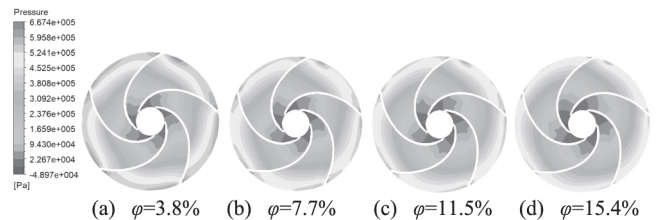


图7 叶轮中间截面总压分布

### 3.1 叶轮内流场

图7~图9为不同相对间隙值下模型泵叶轮中间截面总压分布、流线分布与湍动能分布图。从图7可知,不同相对间隙下压力变化大体趋势一致,沿着叶轮进口处(内侧)向叶轮出口处(外侧)等压线周向几乎呈现均匀分布,且总压由内侧向外侧逐渐递增;而在叶轮出口边缘(外侧),受蜗壳及间隙泄漏影响,压力分布呈现出规则性,存在局部高压区;受旋转叶片与蜗壳动-静干涉作用,该局部高压区主要集中在叶轮叶片出口处,且叶片出口处工作面和背面均有高压区,主要原因是由于叶顶间隙的存在,导致叶片工作面出口处高压流体横跨叶片顶端泄漏至叶片背面。由相对间隙  $\varphi=3.8\%$ 、 $7.7\%$ 、 $11.5\%$ 、 $15.4\%$  逐渐增大可以看出:在设计工况下随着间隙值增大,圆周方向上叶轮流道内压力梯度逐渐减小,是由于叶顶间隙增大使叶轮流道中高压流体沿着轴向的泄漏量增加引起叶轮叶片做

功能力减弱, 叶轮叶片出口处的局部高压区逐渐减弱, 一方面间隙值过小致使叶片出口处局部高压区增加, 这加剧了蜗壳内的掺混损失, 另一方面间隙值过大横跨叶顶的高压流体泄漏至叶片背面流道中致使叶轮叶片做功能力减弱。

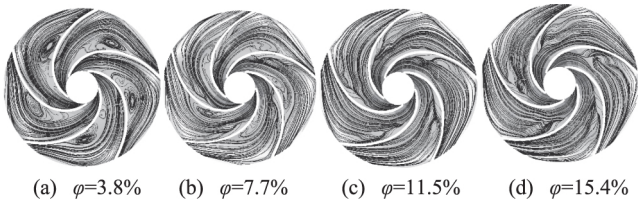


图 8 叶轮中间截面流线分布

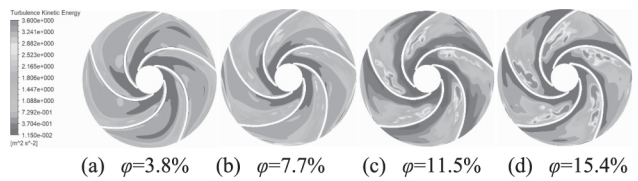


图 9 叶轮中间截面端动能分布

由图 8 可知, 当相对间隙( $\varphi = 3.8\%$ ) 过小时, 叶轮流道叶片工作面中后段存在一个较大漩涡, 该漩涡占据了流道近一半过流面积, 随着间隙值的增加, 漩涡逐渐减弱流动趋于平稳, 当相对间隙增大到 15.4% 时, 叶轮流道内漩涡基本消失。由此可得, 在一定的范围内对于半开式叶轮离心泵而言, 较大的相对间隙值可以改善流道内回流掺混损失, 使流动趋于平稳。观察图 9 可以看出, 端动能较大的区域主要集中在叶轮叶片背面, 且沿着叶片流向方向增加, 这是由于叶顶间隙的存在使叶轮流道中叶片工作面高压流体泄漏至叶片背面引起显著的掺混损失区, 对叶轮流道中的正常流动产生很大的影响, 导致该区域产生高端动能区域。随着相对间隙值的增加, 泄漏流增加使高端动能区域峰值增大, 由压力云图 7 可知, 流道内周向压力梯度减小, 不稳定流动引起紊流脉动, 流体分子黏性力产生的内摩擦力不断地将端动能转化为流体分子的内能, 最后以热损耗耗散, 使半开式叶轮离心泵扬程、效率下降。

3.2 间隙层内流场

3.3 叶顶间隙区域内部流动

图 10 ~ 图 11 为设计工况下四种不同相对间隙间隙层中间截面的压力云图与速度分布, 从图中可以看出: 受叶轮叶片旋转的影响, 在同一半径位置间隙层中靠近叶片工作面附近流体压力较背面大, 且存在较大的压力梯度。在间隙层中压力分布与叶轮流道内压力分布相一致, 都是沿着进口向出口方向逐渐增加; 受蜗

壳影响, 间隙层出口处存在局部高压区, 随着间隙值的增大间隙层外缘处局部高压区有所减弱。间隙层内流体受叶轮叶片牵连旋转, 不同相对间隙值下相对速度沿间隙层内侧到外侧方向逐渐增大且增幅较为均匀。在间隙层内侧流体速度较低, 流动较为稳定, 在间隙层外侧因流体受到离心力较大, 流体速度也相应变大。局部高速区主要集中在叶片出口位置叶顶相对应的间隙层区域; 随着相对间隙值的增加, 叶片中段至出口工作面侧高压流体流入间隙层内使间隙层中流体速度显著增加形成大面积绕流、泄漏流等复杂流动。由此可见, 过大的相对间隙使间隙层内流动变得复杂, 导致紧靠间隙层的叶轮流道内掺混损失增加。

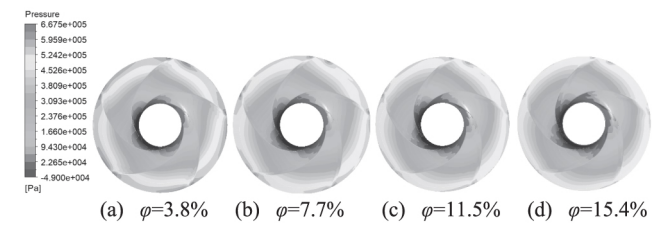


图 10 间隙层中间截面总压分布

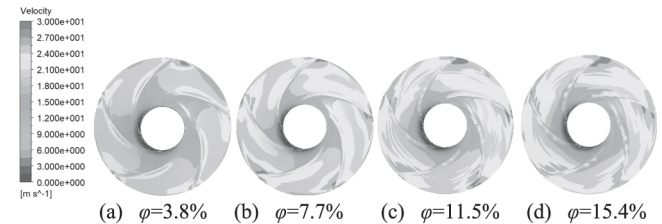


图 11 间隙层中间截面速度分布

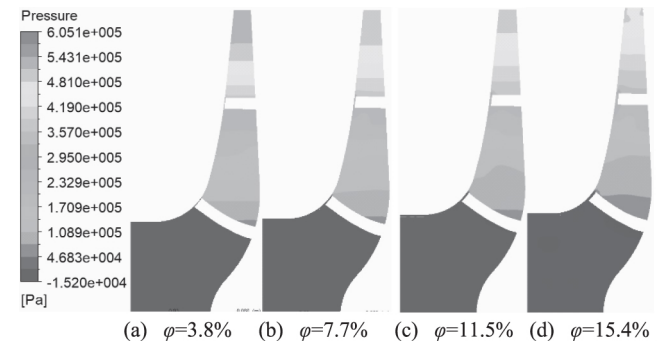


图 12 Z-X 截面压力分布

图 12、图 13 为设计工况下不同相对间隙模型泵 Z-X 截面静压、流线分布图, 由图可得: 不同相对间隙值下, 沿着半开式叶轮离心泵叶轮进口至出口总压逐渐增加, 在叶轮出口处压力达到最大; 在叶轮进口位置总压波动不明显, 随着相对间隙值的增大, 从叶轮轴面进口位置三分之一处开始, 相同半径处等压线波动明显变大, 压力波动主要集聚在叶轮流道中, 导致流动不稳定性加剧。叶片工作面的压力明显高于叶片背面,

由于间隙值的存在导致同一半径位置叶轮及间隙中压力沿着叶顶间隙层至叶轮后盖板轴向方向波动减小的趋势,主要原因是叶顶间隙的存在导致靠近叶顶间隙叶轮中叶片工作面侧高压流体泄漏至叶片背面在轴面图中表现出沿轴向方向波动减小的趋势。

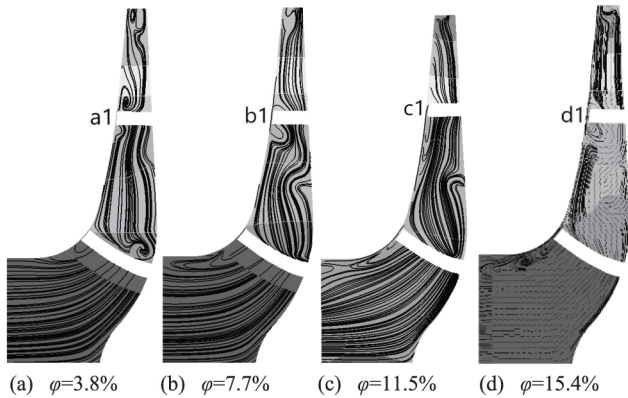


图 13 Z-X 截面流线分布

由于叶顶间隙的存在,叶轮轴向截面内存在着回流、绕流等不稳定流动,叶轮内主流从进口流向叶轮出口进入蜗壳,在整个轴向截面中有明显的涡流产生。随着相对间隙值的增加,叶轮流道中段内回流涡明显加剧。当相对间隙较小时,在叶轮叶片工作面叶顶间隙侧(图 13a a1 处)存在一个明显的绕流涡,引起这种现象的主要原因是由于叶片两侧压力差及间隙泄漏量较少导致叶轮流道内回流形成绕流涡。随着相对间隙值的增加泄漏量加剧,使集聚在叶片工作面附近的回流通通过叶顶间隙泄漏至叶片背面并在叶片背面流道中形成间隙泄漏涡,间隙泄漏涡的尺度随着间隙值的增大而增加。而在叶轮出口处,随着相对间隙值的增加流动变得相对顺畅。这说明较大的间隙可以改善叶轮出口处的流动<sup>[19]</sup>。

为进一步说明间隙流动对叶轮流道内的流动的影响,从图 7 中叶顶间隙截面所示位置进行截取。图 14 为叶顶间隙处速度分布矢量图,PS 表示叶片工作面,SS 表示叶片背面,由图 14 可知:由于叶轮叶片旋转做功叶片压力面与背面存在着一定的压力梯度,在叶顶间隙处叶片工作面(PS)高压流体横跨间隙从高压区向低压区流动在与相邻叶片背面流道主流相互掺混并在叶片背面(SS)形成较为明显的间隙泄漏涡(Tip leakage vortex, TLV),如图 14a1,SS 侧 I 区域所示。叶片背面的间隙泄漏涡尺度随着相对间隙值的增加而增加,当相对间隙值  $\varphi = 15.4\%$  时,叶片工作面(PS)侧高压流体横跨叶顶间隙泄漏量急剧增加,并在叶片背面与主

流相互耦合作用形成非常明显的间隙泄漏涡,此时在该截面上间隙泄漏涡的面积几乎占据了整个流道的三分之一,间隙泄漏涡的充斥阻塞了叶轮流道,使叶轮流道内主流减少,造成叶轮做功能力减弱。

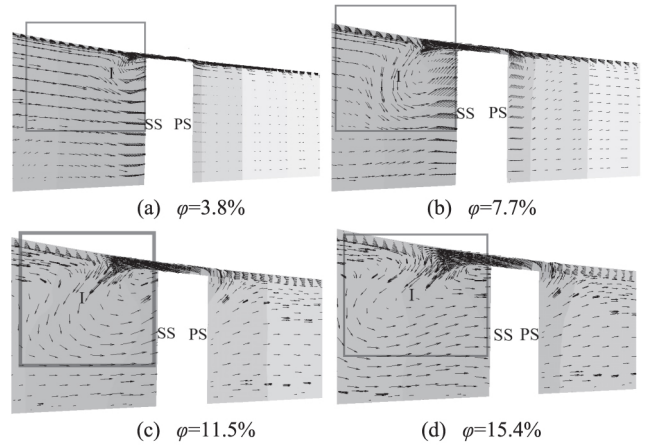


图 14 叶顶间隙速度矢量分布

## 4 结论

(1) 随着间隙值增大,圆周方向上叶轮流道内压力梯度逐渐减小,是由于叶顶间隙增大使叶轮流道中高压流体沿着轴向的泄漏量增加导致叶片做功能力减弱,叶轮叶片出口处局部高压区逐渐减弱。

(2) 叶顶间隙的存在使叶轮流道中叶片工作面高压流体泄漏至叶片背面引起显著的掺混损失区,对叶轮流道中的正常流动产生很大的影响,导致该区域产生高端动能区域且随着间隙的增大高端动能区域显著增加。

(3) 间隙层出口处存在局部高压区,随着间隙值的增大间隙层外缘处局部高压区有所减弱,不同相对间隙值下相对速度沿间隙层内侧到外侧方向逐渐增大且增幅较为均匀。

(4) 叶轮轴向截面内存在着回流、绕流等不稳定流动,叶轮内主流从进口流向叶轮出口进入蜗壳,在整个轴向截面中有明显的涡流产生。随着相对间隙值的增加,叶轮流道中段内回流涡明显加剧。

(5) 叶片工作面(PS)高压流体横跨叶顶间隙从高压区向低压区泄漏并与相邻叶片背面流道主流相互掺混并在叶片背面(SS)形成较为明显的间隙泄漏涡(TLV),间隙泄漏涡的尺度随相对间隙值的增大而增大。

## 参考文献

- [1] Kaneko M., Tsujita H.. Numerical Investigation of Influence of Tip Leakage Flow on Secondary Flow in Transonic

- Centrifugal Compressor at Design Condition [J]. Journal of Thermal Science, 2015, 24(2): 117 - 122.
- [2] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社 2011.
- [3] 崔宝玲, 方晨, 葛明亚. 低比转数离心泵内部流动特性和外特性试验 [J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(5): 375 - 380.
- [4] 刘智益, 王晓东, 康顺. 叶顶间隙尺度的不确定性对压气机性能影响的 CFD 模拟 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(4): 628 - 631.
- [5] 施卫东, 张华, 陈斌, 张德胜, 张磊. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算 [J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(5): 374 - 377 + 406.
- [6] 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析 [J]. 水利学报, 2015, 46(9): 1128 - 1134.
- [7] 潘中永, 李俊杰, 李红, 刘威. 叶片泵旋转失速的研究进展 [J]. 流体机械, 2011, 39(2): 35 - 39.
- [8] A. Farid Ayad, Hamed M. Abdalla, A. Abou El-Azm Aly. Effect of Semi-open Impeller Side Clearance on the Centrifugal Pump Performance Using CFD [J]. Aerospace Science and Technology, 2015, 47.
- [9] Jaatinen-Vaerri A, Turunen-Saaresti T, Roeyttae P, et al. Experimental Study of Centrifugal Compressor Tip Clearance and Vaneless Diffuser Flow Fields [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2013, 227(A8): 885 - 895.
- [10] 刘智益, 王晓东, 康顺. 叶顶间隙尺度的不确定性对压气机性能影响的 CFD 模拟 [J]. 工程热物理学报, 2013, (4): 44 - 47.
- [11] 孙海鸥, 叶楠, 王纪达, 等. 叶顶间隙对轴流压气机性能及流场的影响 [J]. 航空发动机, 2014, (3).
- [12] 赵会晶, 王志恒, 席光. 跨音速离心叶轮叶尖区域流动的数值分析 [J]. 工程热物理学报, 2017, (3): 65 - 71.
- [13] 黎耀军, 沈金峰, 严海军, 张志民. 叶顶间隙对轴流泵轮毂泄漏流动影响的大涡模拟 [J]. 水利学报, 2014, 45(2): 235 - 242.
- [14] 黎耀军, 沈金峰, 洪益平, 刘竹青. 叶顶间隙对轴流泵轮毂压力脉动影响的数值预测 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 59 - 64 + 58.
- [15] Hao Y., Tan L.. Symmetrical and Unsymmetrical Tip Clearances on Cavitation Performance and Radial Force of a Mixed Flow Pump as Turbine at Pump Mode [J]. Renewable Energy, 2018, 127: 368 - 376.
- [16] Yabin L., Lei T.. Tip Clearance on Pressure Fluctuation Intensity and Vortex Characteristic of a Mixed Flow Pump as Turbine at Pump Mode [J]. Renewable Energy, 2018, 129: 606 - 615.
- [17] Yabin L., , Lei T., Spatial-Temporal Evolution of Tip Leakage Vortex in a Mixed-flow Pump with Tip Clearance [J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(8).
- [18] 刘正先, 陈丽英. 亚声速半开式离心叶轮叶顶间隙的流动特征 [J]. 航空动力学报, 2012, 27(4): 937 - 945.
- [19] 崔宝玲. 高速诱导轮离心泵的理论分析与数值模拟 [D]. 杭州: 浙江大学, 2006.

(上接第 9 页)

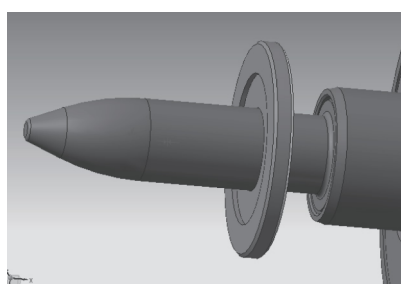


图 13 用保护套装配油封

## 2 结束语

生产现场问题多种多样, 其中有不少值得技术人员去研究和发现, 只有深入现场, 了解一线, 才能避免和减少设计和工艺返工, 节约设计研发时间和成本, 本人总结分享的一点肤浅的特种泵常见生产技术问题希

望能给初学人员一点启发和借鉴, 望更多技术人员对生产现场技术问题多研究, 多发现, 多总结, 多分享, 使我们共学习, 同进步!

### 参考文献

- [1] 刘新德. 袖珍液压气动手册 [M]. 北京: 机械工业出版社 2004.
- [2] 王益群, 高殿荣. 液压工程师技术手册 [M]. 北京: 化学工业出版社 2009.
- [3] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社 2008.
- [4] 黎启柏. 液压元件手册 [M]. 北京: 冶金工业出版社 2000.
- [5] 李洪春, 等. 长期贮存条件下的 O 形橡胶圈密封摩擦力变化研究 [M]. 液压气动与密封, 2019, (11).
- [6] 张亚娟, 等. 一种清理伺服阀阀体节流边毛刺的方法 [J]. 液压气动与密封, 2019, (11): 85.
- [7] 魏伊, 等. 提高活塞杆装配一次合格率 [J]. 液压气动与密封, 2019, (11): 92.