



三角形仿生微槽对离心泵定常流动影响的数值研究

王春贺,林培锋

(浙江理工大学流体传动技术浙江省重点实验室,杭州 310018)

摘要:在离心泵叶轮的上下盖板处布置三角形仿生微槽,研究该微槽对离心泵内部流动的影响。采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,在不同工况下对有、无三角形仿生微槽的离心泵进行了定常数值模拟。结果发现:三角形仿生微槽结构的布置使泵的扬程和效率分别提升了约 3.7% 和 0.8%,扩大了离心泵的稳定工作范围;在 0.8~1.2 倍标准流量工况下,该微槽不仅减少了叶片压力面附近的漩涡数,还削弱了漩涡强度,显著降低了离心泵叶轮叶片压力面前缘和后缘处的湍动能和拟涡能,其中叶轮流道截面处的拟涡能面平均值降幅为 35.0%~78.4%。该研究表明置于叶轮盖板处的三角形仿生微槽可有效提升离心泵的扬程和效率,减小流体冲击导致的能量损耗,从而提高离心泵的内部流动稳定性。

关键词:离心泵;三角形仿生微槽;定常;数值模拟;内部流动

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2023)03-0246-08

引文格式:王春贺,林培锋.三角形仿生微槽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),2023,49(2):246-253.

Reference Format: WANG Chunhe, LIN Peifeng. Numerical study of influence of triangular bionic microgrooves on the steady flow of centrifugal pumps[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2023, 49(2): 246-253.

Numerical study of influence of triangular bionic microgrooves on the steady flow of centrifugal pumps

WANG Chunhe, LIN Peifeng

(Key Laboratory of Fluid Transmission Technology of Zhejiang Province, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: A triangular bionic microgroove was arranged at the upper and lower cover plates of the centrifugal pump impeller to study the influence of the microgroove on the internal flow of the centrifugal pump. Using SST $k-\omega$ turbulence model, the steady numerical simulations of the centrifugal pumps with and without a triangular bionic microgroove were carried out under different flow conditions. The results showed that the triangular bionic microgroove structure increased the pump head and efficiency by about 3.7% and 0.8%, respectively, expanding the stable working range of the centrifugal pump. Under the flow conditions of 0.8~1.2 times of the standard flow, the triangular bionic microgroove not only reduced the number of vortices near the blade pressure surface, but also weakened the intensity of vortices, which significantly reduced the turbulent kinetic energy and enstrophy at the leading and trailing edges of the centrifugal pump impeller blade pressure surface. The average value of enstrophy surface at the middle section of the impeller channel decreased by 35.0%~78.4%. The research shows that the triangular bionic microgroove placed at the impeller cover plate can effectively improve the lift and efficiency of the centrifugal pump, and reduce the energy loss caused by fluid impact, so that the internal flow stability of the centrifugal pump can be improved.

收稿日期: 2022-09-22 网络出版日期: 2022-12-05

基金项目: 国家自然科学基金联合基金项目(U2006221);国家自然科学基金面上项目(51676173);浙江理工大学 521 人才培养计划

作者简介: 王春贺(1998—),男,辽宁锦州人,硕士研究生,主要从事流体机械仿生改型方面的研究。

通信作者: 林培锋, E-mail: linpf@zstu.edu.cn

Key words: centrifugal pumps; triangular bionic microgroove; steady; numerical simulation; internal flow

0 引 言

离心泵在石油化工、航空航天、农业工程等领域应用广泛,但内部流动不稳定使其性能难以达到工程实际要求,而能量损耗过高是造成该问题的重要原因^[1]。在流体机械工作表面布置微槽结构作为一种改型技术,被普遍认为是解决流体机械内能量损失过高问题的有效可行方法^[2]。

微槽结构起源于 20 世纪 70 年代,首先被 NASA Langley 研究中心应用于飞机机翼表面,并验证了微槽结构可有效减小机翼表面所受阻力^[3]。20 世纪 80 年代中后期,3M 公司开发出了一种带有微槽结构的薄膜,它不仅方便装配,还在一定程度上降低了高额的生产加工成本。自此微槽结构逐渐被应用于飞机机翼、船体和涡轮发动机的压气机叶片。在这些应用中,微槽结构的高度通常在几微米到几毫米范围内,通过抑制靠近壁面的相干湍流的横向迁移来减少内壁表面的摩擦应力,从而降低能量损耗,提高流体机械工作效率^[4]。随着微槽结构的推广,有关微槽结构的相关研究得到了广泛关注,这些研究主要集中于量化平面上的降能损^[5-9]。Sareen 等^[10]将微槽应用于风力涡轮机,发现减能最高可达 5%。Leonardo 等^[11]将微槽布置在风力涡轮机叶片表面湍流集中分布处,发现其减能机制源于微槽侧壁上的剪应力降低。

鉴于微槽结构的成功应用,越来越多研究者将微槽布置在离心泵内部的光滑工作表面,针对能否缓解流体冲击、提高泵内部流动的稳定性等问题展开研究^[12-20]。有学者研究了布置在叶轮叶片处和进口段处的微槽对内部能量损耗的影响^[12-14]。针对在小流量工况下离心泵内部能量损耗较高的问题,刘威等^[15]在叶片上布置微槽,使具有高能量的流体在流经微槽时被抑制分离,从而减少了能量损失,并且提升了叶轮流道中的流动稳定性。赵伟国等^[16]采用在叶片压力面开槽的方法促进了泵内的湍流流动,在一定程度上抑制了空化现象的产生,从而改善了内部流动的不稳定性,降低了不必要的能量损失。还有研究者在离心泵蜗壳隔舌处布置微槽,并探究了泵内能量损耗机理^[17-19]。申正精等^[19]在蜗壳压水室和隔舌处布置矩形微槽,试验发现微槽结构具有降低流体对壁面的冲击和稳定流道出口处流动的

作用,从而改善了泵在大流量工况下的性能,扩大了离心泵的工作范围。除了叶轮和蜗壳,叶轮上下盖板也是离心泵的主要组成部分,因此在叶轮流道上下盖板布置微槽,也可以降低离心泵内的能量损耗并提高泵内部流场稳定性^[20]。Janusz 等^[21]在叶轮上下盖板布置矩形微槽,通过试验发现,微槽结构布置在盖板上可显著降低离心泵内能量损耗,这表明在叶轮盖板布置微槽的有效性。目前关于在离心泵内布置微槽的研究主要集中在矩形微槽上,而仿生学的出现开拓了微槽结构的设计思路。研究发现,海洋生物表面生长着一些三角形微槽结构,这使得它们能够在海洋中有优越的水力性能,利用这个特点设计的仿生应用均取得了显著效果^[22-23],但关于在离心泵内布置三角形仿生微槽产生的内部流动机理尚未深入研究。

本研究受鲨鱼皮肤表面的三角形结构启发,将三角形仿生微槽布置在离心泵叶轮流道上下盖板处,利用 SST $k-\omega$ 湍流模型,对有、无三角形仿生微槽的离心泵进行定常数值模拟,对比分析不同工况下离心泵改型后内部流场相较于原模型泵的变化,为三角形仿生微槽应用于离心泵,减小流体冲击能量、提高泵内部流动稳定性提供一定的理论依据。

1 几何模型

本研究依据鲨鱼皮肤表面的特殊微槽结构,将原模型泵的设计参数定为:额定转速 1200 r/min,设计流量 Q_d 2.3 m³/h,叶片数目 5,流道进口直径 55 mm,叶轮出口直径 142 mm。原模型泵内改型位置及三角形仿生微槽结构示意图如图 1 所示。在离心泵流道上下盖板处布置 4 条三角形仿生微槽结构,其中:两条微槽布置在叶片压力面附近,另外两条微槽布置在叶片吸力面附近,以降低由于流体流动不充分稳定导致的能量损失,提高离心泵水力性能。微槽的结构参数为:微槽深度 2 mm,宽度 4 mm,深宽度比例 1:2。

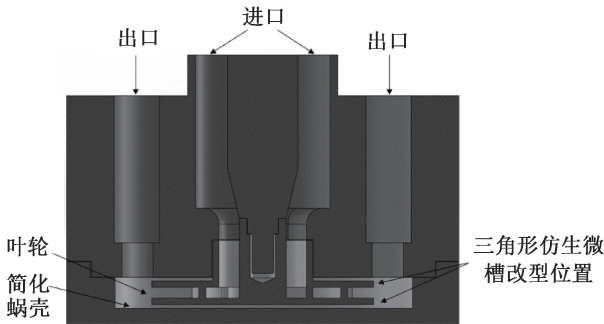
2 数值计算方法

2.1 网格划分

采用 Solidworks 商业建模软件对离心泵整体结构进行建模,采用等积变换法获得离心泵的水体

模型,并以水体模型为基础,借助 Ansys ICEM 前处理软件绘制水体网格,其中叶轮水体处采用适应能力较强的非结构四面体网格,其他区域则采用精度

较高的正六面体结构网格,网格整体数量为 336 万个。原模型泵与三角形仿生微槽改型泵整体网格与叶轮局部网格如图 2 所示。

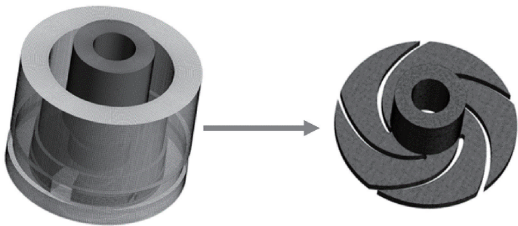


(a) 原模型泵内改型位置示意图

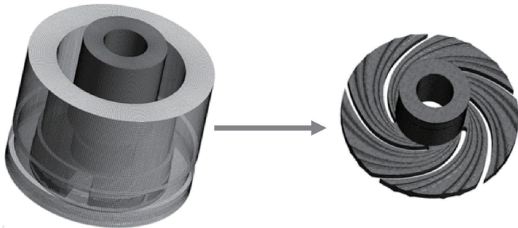


(b) 三角形仿生微槽结构示意图

图 1 原模型泵内改型位置及三角形仿生微槽结构示意图



(a) 原模型泵



(b) 三角形仿生微槽改型泵

图 2 离心泵整体网格与局部叶轮网格示意图

2.2 数值方程

本研究假设泵内部流动为三维黏性不可压缩的连续性流动,不涉及热量传递,忽略温度带来的影响,控制方程只保留质量守恒方程和动量守恒方程。质量守恒方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \tag{2}$$

其中: u_i 为 i 方向的速度分量, u_j 为 j 方向的速度分量, p 为压强, ρ 是流体介质密度, ν 为运动黏度。

湍流模型选用 SST $k-\omega$ 模型,其方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} &= P_t - \rho k \omega \beta^* + \\ &\frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \end{aligned} \tag{3}$$

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

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \tag{5}$$

其中: k 、 ω 、 P_t 、 μ 、 μ_t 、 y 分别为湍动能、比耗散率、湍动能生成项、动力黏度、涡黏性系数、网格节点到下一表面的最短距离; F_1 和 $CD_{k\omega}$ 分别为混合函数和交叉扩散项; $C_\omega=0.3$, $\beta^*=0.09$, $\beta_\omega=0.0828$, $\sigma_\omega=1.356$, $\sigma_{\omega 1}=0.5$, $\sigma_{\omega 2}=0.856$, $\sigma_k=0.85\sim 1.00$,均为模型常数。

2.3 边界条件

本研究采用 ANSYS CFX 16.0 对离心泵全流场进行稳态数值模拟,湍流模型选用 SST $k-\omega$ 模型进行定常计算求解。在泵的入口处设置压力进口 $P=1.013\times 10^5$ Pa,设置 1% 的湍流强度,设计流量 $Q_d=2.3$ m³/h。以设计流量为标准,进行多组不同流量的模拟实验,最终采用 3 组不同流量的结果进行分析。在出口处设置速度出口作为边界条件,速度大小根据工况流量和出口管道横截面积计算得到。本研究忽略了粗糙度的影响,即所有的壁面都是光滑的,没有滑动。对流项的空间离散采用二阶迎风欧拉格式。

3 实验装置系统及模拟结果验证

本实验装置照片如图 3 所示。主要的实验设备为进水管路、底座、变频电机、进出口闸阀、实验泵、

封闭水罐、控制柜。该实验装置可以通过控制柜控制整个实验装置的启停,电机控制转速,阀门控制流量的大小,计算机用来保存实验泵外特性数据。实验中

泵保持转速为 1200 r/min;通过阀门调节流量大小,获得 6 种不同流量工况 ($0.2Q_d$ 、 $0.4Q_d$ 、 $0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$) 下的实验泵扬程效率数据。

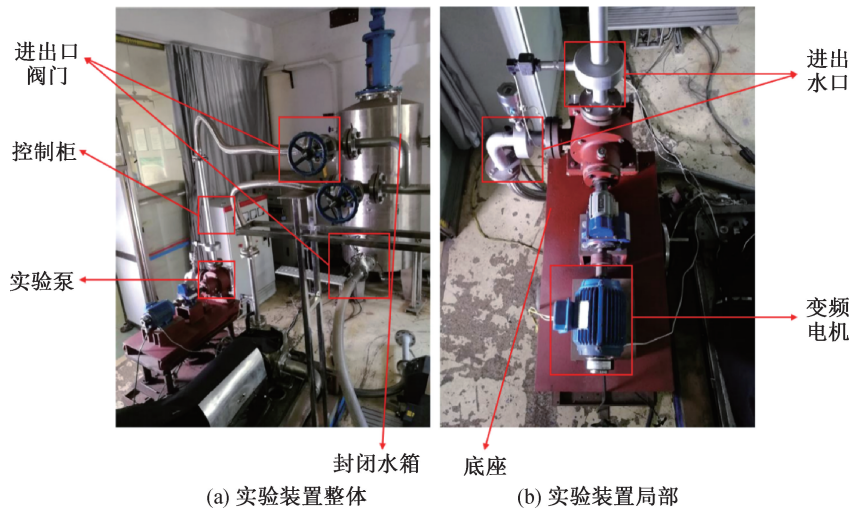


图 3 实验装置示意图

为了保证后续仿生改型泵数值模拟的准确性,将原模型泵外特性数值模拟结果与实验泵实验结果进行对比。不同流量工况下原模型泵外特性验证曲线如图 4 所示。从整体上看,模拟与实验的外特性曲线基本吻合。在设计工况下,实验和模拟得到的外特性结果误差很小,扬程误差为 1.6%,效率误差仅为 1.1%;在大流量工况下,数值模拟结果略高于实验值,扬程误差为 6.1%,效率误差仅为 2.2%;在小流量工况下,数值模拟结果与实验值结果误差随着流量的减小变得越来越大。数值模拟结果与实验值之所以存在误差,是因为数值模拟过程中忽略了实验中离心泵壁面附近的摩擦剪应力,但最大误差范围在 7.0% 以内,符合最大误差不高于 10.0% 的要求,这表明数值方法选用合理。

4 数值模拟结果及分析

本研究采用 SST $k-\omega$ 模型对不同流量工况下 ($0.2Q_d \sim 1.2Q_d$) 离心泵的内部流动进行定常数值模拟。通过对比改型前后离心泵的外特性曲线,验证了仿生微槽在离心泵盖板上的布置具有提升泵性能的作用;在此基础上,从速度流线分布、湍动能分布和拟涡能分布三方面进一步分析三角形仿生微槽对离心泵内部流场的影响。

4.1 仿生模型泵的性能验证

原模型泵和三角形仿生微槽改型泵在不同流量 ($0.2Q_d \sim 1.2Q_d$) 中 6 种流量工况点的外特性曲线如图 5 所示。当流量工况为 $0.8Q_d \sim 1.2Q_d$ 时,三角形仿生微槽改型泵的外特性曲线都高于原模型

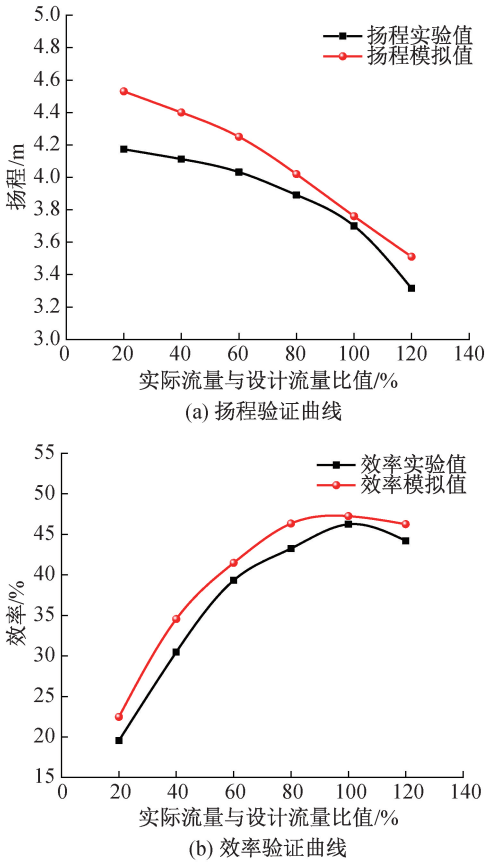


图 4 不同流量工况下原模型泵外特性验证曲线

泵。当流量工况为 $0.2Q_d \sim 0.6Q_d$ 时,6 台泵的扬程相差不大。在设计流量下,三角形仿生微槽改型泵与原模型泵的差值为 3.7%。在大流量下,差异略微扩大。在小流量情况下,两台台泵的效率相差不大;从 $0.6Q_d$ 开始,三角形仿生微槽改型泵的效率略微高于原模型泵,这一差距在 $0.8Q_d$ 达到最

大,差值为 1.3%;随着流量增大,差异略有收紧。综合比较发现,当流量工况为 $0.8Q_d\sim 1.2Q_d$ 时,三角形仿生微槽改型泵的性能都优于原模型泵,因此在离心泵上下盖板进行三角形仿生微槽改型具有一定提升离心泵性能的作用。

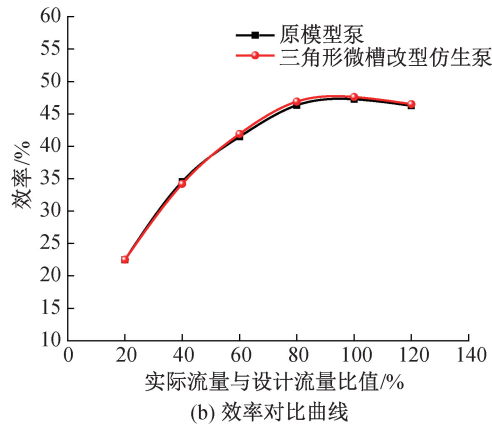
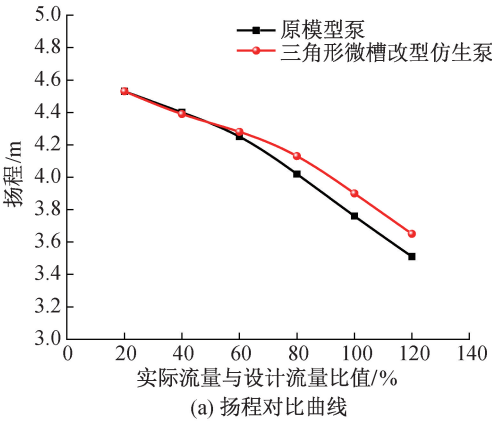


图 5 原模型泵与三角形仿生微槽改型泵外特性对比曲线

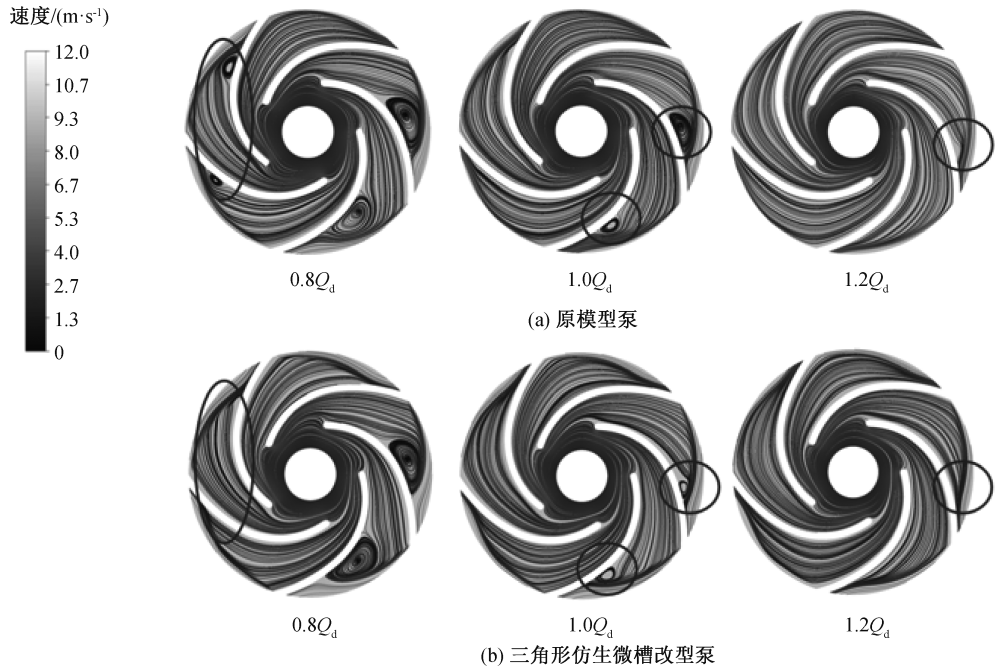


图 6 不同流量下离心泵中截面速度流线图

4.2 速度场分析

图 6 是原模型泵和三角形仿生微槽改型泵在不同流量下 ($0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$) 的中截面速度流线分布图。从图 6 可以看出,两台模型泵在不同流量下内部流场的流动情况变化趋势基本一致。在小流量工况下流动紊乱且不稳定。在 $0.8Q_d$ 时,漩涡较多,大的漩涡主要分布在 4 个叶轮流道后半段处。这是由于流量过小,在叶轮出口区域出现流动分离,导致整个流道出现强烈的大尺度漩涡运动;随着流量增加,在 $1.0Q_d$ 时,这种情况就明显改善了,只在两个叶轮流道的后半段出现较大的漩涡;而在大流量 $1.2Q_d$ 下,叶轮流道内已无漩涡,内部流动变得稳定。

相对于原模型泵,三角形仿生微槽改型泵的内部流动更为稳定一些。在 $0.8Q_d$ 时,三角形仿生微槽改型泵叶轮流道内的漩涡数量更少且尺度更小;在 $1.0Q_d$ 时,靠近叶轮出口区域的两个小尺度漩涡变得更小。由此可见,上下盖板带有三角形仿生微槽的模型泵的内部流场更加稳定,同样工况下,漩涡尺度更小,大大减少了泵内部的水力损失。

4.3 湍动能分析

湍动能是流体的流动过程中机械能与热能发生转换而消耗掉的能量,是表征流体能量损失的重要指标。湍动能越大,表明湍流脉动越强烈,能量损耗越大。湍动能分布云图以表征流动产生的脉动扩散和黏性耗散的大小和范围。

原模型泵和三角形仿生微槽改型泵在不同流量下 ($0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$) 的中截面湍动能分布图如图 7 所示。在小流量 $0.8Q_d$ 时,湍动能主要分布在叶片前半段吸力面和流道出口附近;在大流量 $1.2Q_d$ 时,在叶片前半段吸力面附近的湍动能变大了,同时在叶轮流道靠近出口区域的湍动能变小;在设计流量下,全流场的湍动能都减少了。而在各个流量下,叶片流道出口微槽附近的湍动能都是最大的,这时因为高速流体从叶片尾缘脱落成脱落涡,高速撞击简化蜗壳形成较大区域的回流,从而产生较

湍动能 $\times 10^{-2}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$

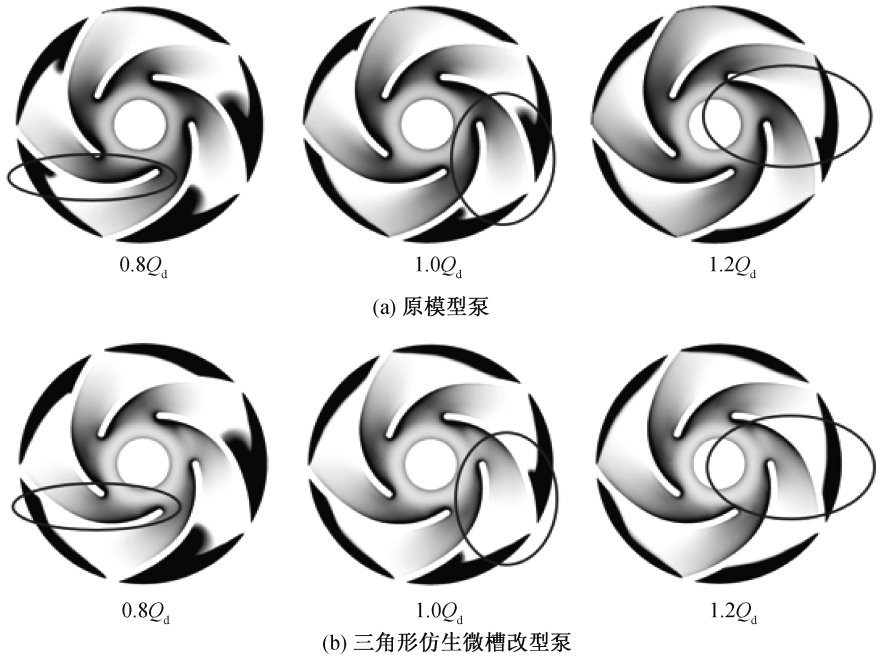


图 7 不同流量下离心泵中截面湍动能云图

4.4 拟涡能分析

在离心泵湍流流动中,拟序涡变形拉伸并逐次产生了更小尺度的涡,为了更好地解释拟序涡演变过程,本文采用拟涡能来衡量涡变化中能量黏性耗散成热的输运程度^[24]。单位体积拟涡能 $\rho\omega^2/2$ 可以用来表征涡管的平均伸长程度,而单位体积拟涡能 $\rho\omega^2/2$ 又与湍流能量耗散率成正比。涡管拉伸,涡量增强;涡量增强又使得能量耗散增强^[25]。流场的总拟涡能 Ω 定义为标量 $\rho\omega^2/2$ 的体积分:

$$\Omega(t) = \frac{1}{2} \int \rho \omega^2 dv \quad (6)$$

其中: ω 为涡量;涡量是指流体速度矢量的旋度。

原模型泵与三角形仿生微槽改型泵在不同流量工况下 ($0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$) 中截面的拟涡能分布及中截面面平均拟涡能值如图 8 和图 9 所示。原模型泵和三角形仿生微槽改型泵流场中的拟涡能集

大的能量损失。对比三角形仿生微槽改型泵和原模型泵,三个流量工况下,三角形仿生微槽改型泵的叶片吸力面区域湍动能都有所降低,且流道内部的湍动能分布更加均匀。随着流量的增大,叶轮流道出口处较大的湍动能分布区域越来越小,改善越来越明显。通过比较发现,三角形仿生微槽改型泵的湍动能总体上比原模型泵低一些,内部流动更加稳定,能量损失非常小,具有比较好的性能。综上所述,说明三角形仿生微槽降低了流道中的湍动能。这也证明了仿生微槽能减少泵的能量损失并提高泵的水力性能。

中分布在叶轮流道的进出口处,该出口区域存在较大的脱落涡,具有较大的能量损失。在这 3 种流量工况下,叶轮流道进口高能量损失区域依次增大,但叶轮流道出口处能量损失较大区域越来越小,这是因为随着流量的增大,高能量损失区域向简化蜗壳方向延伸。相比原模型泵,三角形仿生微槽改型泵的叶轮流道进出口高能量损失区域有不同程度的减小,并随着流量的增大,减小效果在叶轮流道进口吸力面附近和叶片压力面后半段尤为明显。在不同流量工况下,布置三角形仿生微槽结构流道中的中截面处面平均拟涡能值均有不同程度的减小,随着流量的增大 ($0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$) 减小幅度依次为 42.2%、35.7% 和 78.4%。这表明三角形仿生微槽对降低流道进出口叶片附近区域的湍流脉动有积极的作用,可以有效吸收流体冲击能量,从而增强了离心泵内部流动的稳定性,扩大了离心泵的应用范围。

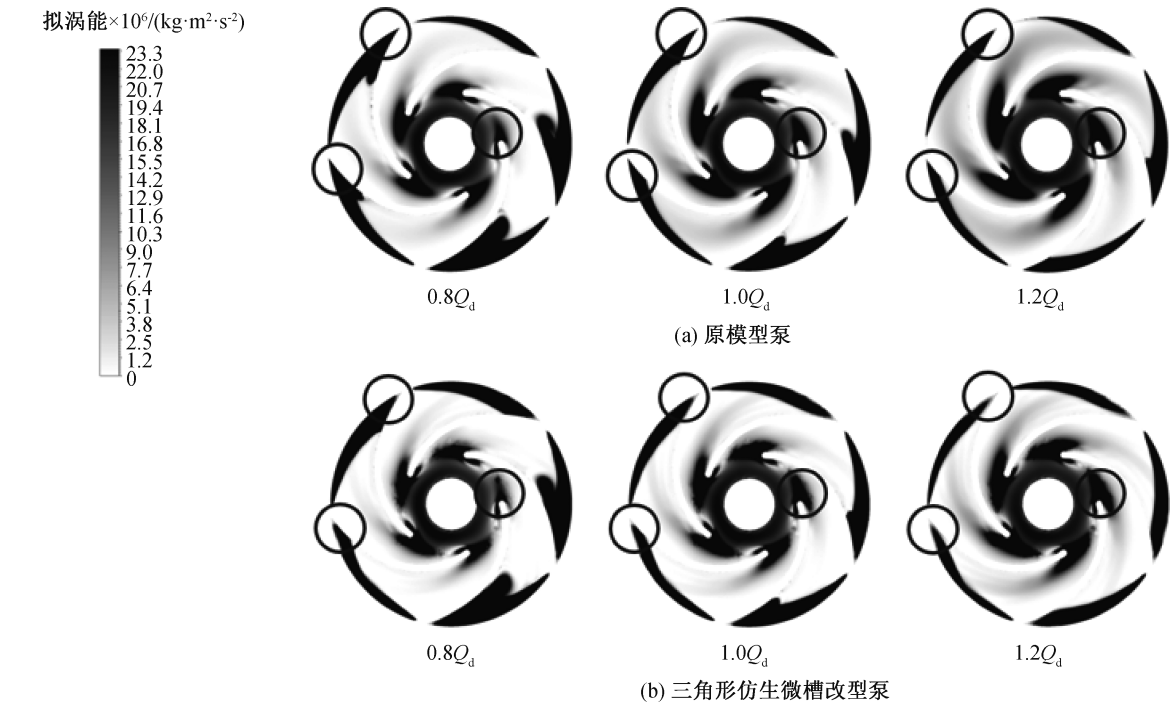


图 8 不同流量工况下离心泵中截面拟涡能云图

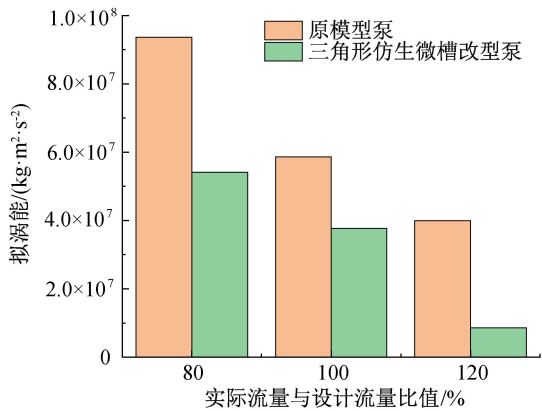


图 9 不同流量工况下离心泵中截面拟涡能面平均值

5 结 论

本研究采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,对盖板表面布置三角形仿生微槽结构的离心泵进行定常数值模拟计算,研究三角形微槽仿生结构对离心泵内部流动特性的影响,主要得到以下结论:

- a)三角形仿生微槽在叶轮盖板上的布置可以改善离心泵在不同流量工况下($Q = 0.8Q_d, 1.0Q_d, 1.2Q_d$)的性能,相比原模型泵的扬程和效率约提升了 3.7%和 0.8%,扩大了离心泵稳定工作范围。
- b)带三角形仿生微槽结构的叶轮盖板可显著减少小流量工况和设计流量工况下叶轮叶片后半段压力面附近的漩涡数量和强度,并在不同流道位置处较原模型泵的速度流线分布更加均匀紧密,其中对叶轮流道中段靠近压力面处的流动稳定性提高极为显著。

c)在 $0.8Q_d \sim 1.2Q_d$ 工况下,三角形仿生微槽的布置可以降低流道进出口叶轮叶片吸力面和压力面附近的能量损失,特别是在 $1.2Q_d$ 工况下,叶轮流道中截面面平均拟涡能值减小幅度达到 78.4%,湍流脉动和能量损耗强度减小显著,其他流量工况下叶轮流道中截面面平均拟涡能值减小幅度均高于 35.0%,因此三角形仿生微槽起到了吸收流体冲击能量的作用。

在离心泵叶轮盖板处布置三角形仿生微槽,可提升离心泵的工作性能,改善离心泵内部流动的稳定性,降低由于流体冲击导致的能量损耗。三角形仿生微槽在更多流量工况下对离心泵性能的影响,以及能够适应多种流量工况的仿生微槽结构设计,有待后续研究。

参考文献:

[1] 窦华书, 蒋威, 张玉良, 等. 基于能量梯度理论的离心泵内流动不稳定研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45 (12): 88-92.

[2] Ma R, Ma H W, Zhang Z Y, et al. Effects of a kind of surface groove on flow loss in both rectangular and circular ducts at different Reynolds numbers[J]. Journal of Thermal Science, 2016, 25(5): 389-393.

[3] Choi K S. Near-wall structure of a turbulent boundary layer with riblets[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1989, 208: 417-458.

- [4] Ma H W, Tian Q, Wu H. Experimental study of turbulent boundary layers on groove/smooth flat surfaces[J]. *Journal of Thermal Science*, 2005, 14(3): 193-197.
- [5] Modesti D, Endrikat S, Hutchins N, et al. Dispersive stresses in turbulent flow over riblets[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2021, 917: A55.
- [6] Liu W L, Ni H J, Wang P, et al. An investigation on the drag reduction performance of bioinspired pipeline surfaces with transverse microgrooves [J]. *Beilstein Journal of Nanotechnology*, 2020, 11: 24-40.
- [7] Asadzadeh H, Moosavi A, Etemadi A. Numerical simulation of drag reduction in microgrooved substrates using lattice-Boltzmann method[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2019, 141(7): 071111.
- [8] Endrikat S, Modesti D, García-Mayoral R, et al. Influence of riblet shapes on the occurrence of Kelvin-Helmholtz rollers [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2021, 913: A37.
- [9] Yamagishi Y, Kimura S, Oki M. Study on drag reduction of a circular cylinder with grooves [J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, 2013, 79(805): 1742-1751.
- [10] Sareen A, Deters R W, Henry S P, et al. Drag reduction using riblet film applied to airfoils for wind turbines[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2014, 136(2): 021007.
- [11] Chamorro L P, Arndt R E A, Sotiropoulos F. Drag reduction of large wind turbine blades through riblets: Evaluation of riblet geometry and application strategies [J]. *Renewable Energy*, 2013, 50: 1095-1105.
- [12] Capurso T, Bergamini L, Torresi M. Design and CFD performance analysis of a novel impeller for double suction centrifugal pumps[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2019, 341: 155-166.
- [13] 冯建军, 杨寇帆, 朱国俊, 等. 进口管壁面轴向开槽消除轴流泵特性曲线驼峰[J]. *农业工程学报*, 2018, 34(13): 105-112.
- [14] 张宇, 覃刚, 张云清, 等. 基于克里金元模型的离心泵水力性能多目标优化[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2015, 43(4): 54-57.
- [15] 刘威, 袁寿其, 李晓俊, 等. 叶片开槽对低比转数离心泵内部流动的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2013, 31(1): 11-14.
- [16] 赵伟国, 翟利静, 夏添, 等. 离心泵叶片开槽抑制空化数值模拟[J]. *农业机械学报*, 2018, 49(12): 150-157.
- [17] 牟介刚, 代东顺, 谷云庆, 等. 仿生蜗壳结构对离心泵隔舌区域脉动特性的影响[J]. *上海交通大学学报*, 2016, 50(9): 1493-1499.
- [18] 田丽梅, 梅浩然, 李新红, 等. 基于仿生耦合功能表面的离心水泵增效机制研究[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(4): 65-69.
- [19] 申正精, 楚武利. 压水室布置凹槽对离心泵内部流动特性的影响[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2019, 47(12): 37-42.
- [20] Schlichting H, Gersten K. *Boundary-Layer Theory* [M]. Berlin: Springer, 2017: 415-496.
- [21] Skrzypacz J, Bieganski M. The influence of micro grooves on the parameters of the centrifugal pump impeller [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 144: 827-835.
- [22] Jing C, Fu Y B. A numerical study on pressure drop in microchannel flow with different bionic micro-grooved surfaces[J]. *Journal of Bionic Engineering*, 2012, 9(1): 99-109.
- [23] 田利梅, 任露泉, 刘庆平, 等. 仿生非光滑旋成体表面减阻特性数值模拟[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2006, 36(6): 908-913.
- [24] Liu Y Y, Li X J, Wang W J, et al. Numerical investigation on the evolution of forces and energy features in thermo-sensitive cavitating flow [J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2020, 84: 233-249.
- [25] 童秉纲, 尹协远, 朱克勤. 涡运动理论[M]. 2版. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2009: 145-162.

(责任编辑:康 锋)