

悬浮轮辂式潮流能发电装置的导流罩 水动力学性能仿真研究*

谭俊哲^{1,2}, 谢 锋¹, 司先才^{1,2}, 袁 鹏^{1,2}, 杨洪艳¹, 崔宝玉¹

(1. 中国海洋大学工程学院, 山东 青岛 266100; 2. 青岛市海洋可再生能源重点实验室, 山东 青岛 266100)

摘 要: 中国潮流能储备量巨大但大部分地区流速较低, 针对这一问题设计一款安装方便、自动对向的小型悬浮轮辂式潮流能水轮机。运用数值模拟方法, 对不同前缘形状、尾部张角和长度比例的导流罩水动力学性能进行研究, 分析悬浮轮辂式水轮机的诱导因子, 得到 1.5 m/s 流速下的导流罩诱导因子达-0.890 2, 且 $a_i + a_d < 0$ 。通过比较, 斜面前缘、45°尾部张角以及长度比例为 7:13 廓形的导流罩具有良好的水动力学性能, 可以增加潮流能水轮机的获能效率, 为后续悬浮轮辂式水轮机的导流罩廓形设计和制造提供了依据。

关键词: 潮流能水轮机; 导流罩; 数值模拟方法; 水动力学性能; 诱导因子

中图分类号: TK73

文献标志码: A

文章编号: 1672-5174(2021)07-101-07

DOI: 10.16441/j.cnki.hdxh.20200205

引用格式: 谭俊哲, 谢锋, 司先才, 等. 悬浮轮辂式潮流能发电装置的导流罩水动力学性能仿真研究[J]. 中国海洋大学学报(自然科学版), 2021, 51(7): 101-107.

Tan Junzhe, Xie Feng, Si Xiancai, et al. Simulation study on hydrodynamic performance of diffuser of a suspension rim-driven tidal turbine[J]. Periodical of Ocean University of China, 2021, 51(7): 101-107.

作为海洋能的一个重要门类^[1-3], 潮流能受到很多国家的重视。我国的潮流能资源总量丰富^[4], 但是存在分布不均、部分地区流速较低等情况^[5]。

在流速偏低的海域开发海洋能, 利用导流罩增加流过潮流能水轮机的流速是一种有效提高获能效率的方法。如爱尔兰 OpenHydro 公司的 Open Center 潮流能水平轴水轮机, 以及英国 Lunar Energy 公司和美国 UEK 公司的水轮机都采用了导流罩结构^[6]。近年来, 众多的学者专家对导流罩的增速原理和增速效果做了相关的研究。九州大学的 Ohya 与 Karasudani^[7]所研究的扩散器型导流罩风机与单独风机相比, 前者由于尾部涡流的形成使更多的质量流进入扩散器型导流罩内部, 功率增加约 2~5 倍。Cresswell 等^[8]的研究表明扩压器型增速装置在偏航中的性能与长径比有关, 适合的长径比能极大地提升水轮机性能, 与此同时增速装置的添加使其尾流恢复比普通水轮机更加困难, 相较而言不适合阵列排布。Fleming 和 Willden^[9]的研究在一定程度上证明了扩压器能增强能量的获取, 但是双向管道却降低了水轮机的性能。

悬浮轮辂式潮流能发电装置是一种可以悬浮在水

中并能实现自主对向, 利用轮辂式转子实现发电机直驱的新型潮流能转换装置。该装置的发电机定子与导流罩结合为一体, 悬浮对向的同时实现水流的导流增速。现取整个装置自动对向后的工况条件, 以该装置的导流罩为对象, 研究其水动力学性能以对其廓形参数进行优化。

1 模型及参数

悬浮轮辂式潮流能发电装置如图 1 所示, 由轮辂式水轮机、系泊系统、导流罩等部分构成。其中导流罩的加装可以使得流经水轮机的水流加速, 由水轮机功率的计算公式(1)可知:

$$P = \frac{1}{2} \rho A V_D^3 C_P \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; A 为迎流面积; V_D 为经过水轮机平面的水流速度; C_P 为获能系数。功率与通过水轮机平面的水流流速的三次方成正比, 提高流经叶片的水流速度可以大幅提升水轮机的输出功率。

导流罩的基本结构形式如图 2 所示, 主要参数包括导流罩直线段内径 D_1 、导流罩直线段外径 D_2 、直线

* 基金项目: 国家重点研究发展计划项目(2018YFB1501903); 山东省重点研究发展计划项目(2019GGX103012)资助

Supported by the National Key Research and Development Program of China (2018YFB1501903); the Key Research and Development Program of Shandong Province (2019GGX103012)

收稿日期: 2020-07-10; 修订日期: 2020-09-11

作者简介: 谭俊哲(1972-), 男, 副教授, 主要从事海洋机电装备仪器研发和海洋可再生能源研究工作。E-mail: tanjunzhe_cn@163.com

段长度 L_1 、扩张段(圆弧过渡)长度 L_2 、扩张角度 θ 、以及水的来流速度 V_0 ，方向垂直于水流入口平面。

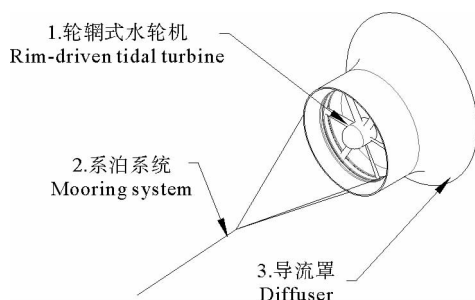


图1 悬浮轮辋式水轮机组成示意图

Fig.1 Diagram of suspension rim-driven tidal turbine

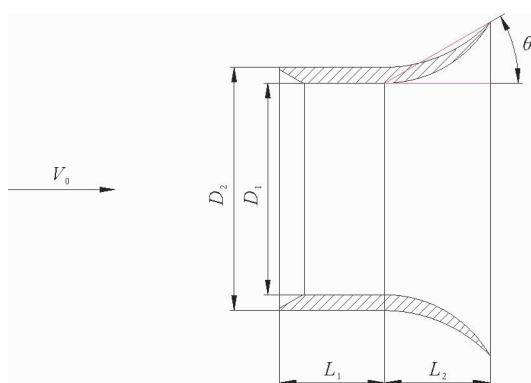


图2 导流罩结构示意图

Fig.2 Diffuser structure diagram

不同的廓形参数会影响导流罩的增速效果,前缘形状、尾部张角以及直线段与扩张段的长度比例 L_1/L_2 都是需要考虑的因素。

2 研究方法

首先对导流罩前缘形状的影响进行研究,良好的前缘形状有引流、聚流的效果,研究选取导流罩前缘为平面、圆、椭圆与斜面^[8,10]四种形状,如图3所示。

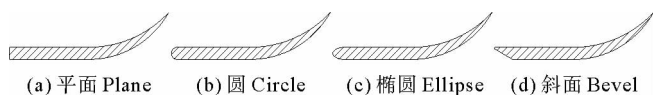


图3 前缘截面形状

Fig.3 Leading edge cross-sectional shape

其次对导流罩不同尾部张角的影响进行研究,张角 θ 范围选取为 15° 到 52.5° ,每隔 7.5° 选取一个角度,探寻一个较佳的尾部张角。

最后对 $L_1:L_2$ 的影响进行研究。考虑到实际装置长度受电机部分的影响,直线段可调整比例有限, $L_1:L_2$ 设置为 $7:13$ 、 $8:12$ 、 $9:11$ 、 $1:1$ 、 $11:9$ 、 $12:8$ 、 $13:7$ 。

对不同廓形导流罩进行建模,设定 $D_1 = 1.6$ m,

$D_2 = 1.9$ m,总长 2 m。使用 GAMBIT 软件进行网格划分,然后使用 Fluent 软件运用三维 CFD 方法^[11-14]对不同廓形的导流罩模拟仿真。流场的计算域以导流罩直线段中心为基准,设置 $10D \times 5D \times 5D$ 的长方体区域,导流罩直线段中心距离入口 $3D$,上下对称各为 $2.5D$,如图4所示。流场入口为速度入口,假定来流为无穷远处,速度为匀速 1.5 m/s,方向垂直于入口;出口边界条件为自由出口;导流罩和流体域采用有摩擦的无滑移壁面。数值模拟使用 Standard $k-\epsilon$ 湍流模型,运用 segregated 隐式求解器,湍流耗散采用二阶迎风格式离散,压力速度耦合使用 SIMPLE 算法^[15]。基于稳态计算方法,对不同廓形的导流罩进行水动力学性能分析,观察导流罩内部的流场变化,由此推断装置的性能。

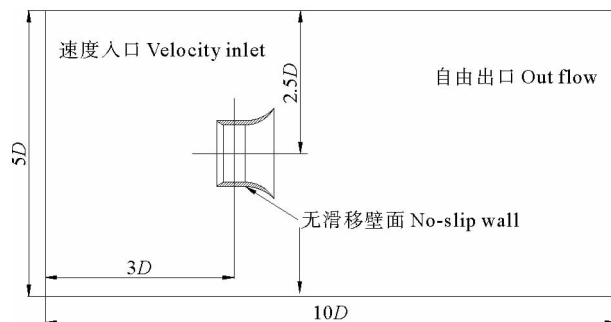


图4 导流罩计算域

Fig.4 Diffuser calculation domain

对仿真结果进行处理时,使用不同尖速比 TSR 下的获能系数 C_P 来体现潮流能水轮机获能水平,用速度比 K_v ^[14]体现导流罩的增速效果, C_T 表示轴向负载状况。 TSR 、 K_v 、 C_P 与 C_T 的计算公式如下:

$$TSR = \frac{R\omega}{V_0}, \quad (2)$$

$$K_v = \frac{V_{Avg}}{V_0}, \quad (3)$$

$$C_P = \frac{M\omega}{0.5\rho AV_D^3}, \quad (4)$$

$$C_T = \frac{T}{0.5\rho AV_D^2}. \quad (5)$$

式中: M 为转矩; T 为轴向力; ω 为叶轮的角速度; V_{Avg} 为流经水轮机平面的平均流速。叶轮的能量和轴向力系数都基于扫掠面积计算得出。

进行数值模拟时为了排除网格变化所带来的影响,采用如表1所示水轮机模型。选用 1.5 m/s 流速、尖速比为 3 的仿真数据进行网格无关性验证。选取的网格策略及测试结果如表2所示。由表中的结果可知,在网格总数 140 万左右时,数值模拟所得的获能系数与轴向力系数变化小于 2.5% ,继续增加网格数量,数值模拟结果的精度提升不再明显,数值模拟的求解时

长显著增加。综合以上选择 Mesh2 中的网格进行研究。

表 1 水轮机参数

Table 1 Turbine parameters

参数 Parameters	数值 Values
翼型 Hydrofoil	NACA4415
叶轮直径 Diameter of the rotor/m	1.6
轮毂直径 Diameter of the hub/m	0.4
叶片数量 Number of blades	6

表 2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence validation

网格类型 Mesh type	网格尺寸 Interval size		网格总数 Amount of the grid		获能系数 Power efficiency coefficient	轴向力系数 Axial force coefficient
	流体域	旋转域	流体域	旋转域		
	Fluid domain	Rotating domain	Fluid domain	Rotating domain		
1	300	80	775 881	505 547	0.341 8	0.703 2
2	300	60	815 166	619 379	0.334 5	0.692 5
3	260	60	1 221 062	619 379	0.330 5	0.691 8

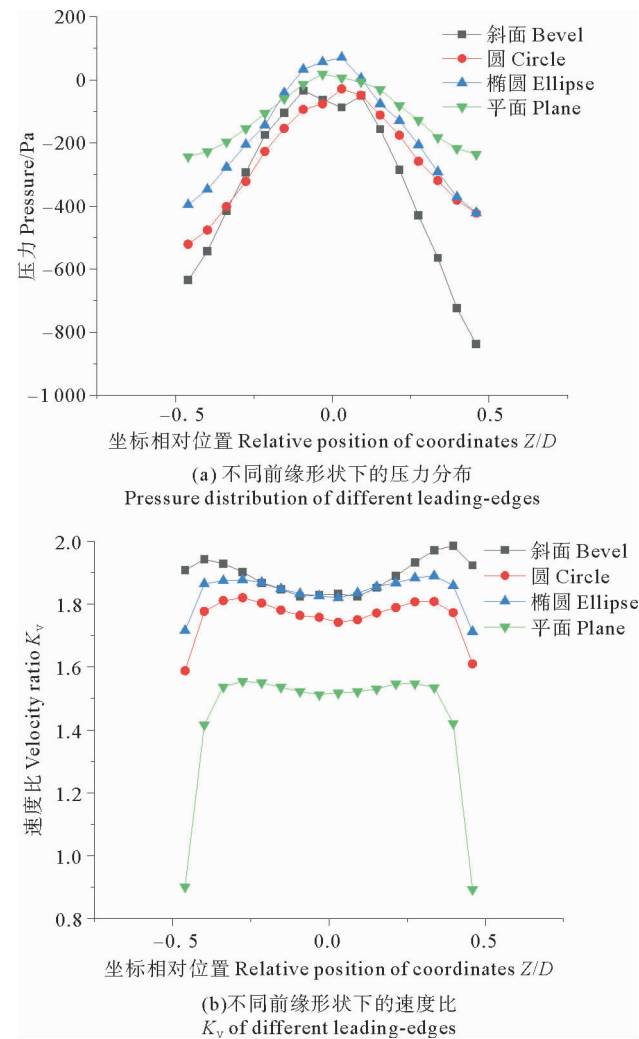


图 5 不同前缘形状下的性能对比
Fig.5 Performance comparison under
different leading-edge shapes

3 结果分析

在进行建模仿真时,轮辂式水轮机安装在导流罩直线段中间位置,沿 X 轴旋转。分析时,以轮辂式水轮机的回转平面为基准面,在 XZ 平面上进行数据点的采集。图 5 是几种不同前缘形状导流罩在基准面处的压力及速度分布,可以看到合适的前缘形状能够增强水流流入导流罩的趋势:斜面的引流增速效果最好,椭圆次之,平面前缘的阻滞效果最强,引流效果最差。由于本身廓形的影响,斜面前缘靠近壁面会有明显的峰值。

几种前缘形状对应的轴向力系数如表 3 所示,可以看到前缘廓形在斜面情况下的轴向力系数最小,能够较好地降低阻力,减少系泊系统负担,对水流的扰动程度较弱。

表 3 1.5 m/s 流速时导流罩不同前缘形状的轴向力系数

Table 3 Axial force coefficient of different leading-edge shapes of diffuser at 1.5 m/s flow velocity

前缘形状 Shape of the leading edge	斜面 Bevel	圆 Circle	椭圆 Ellipse	平面 Plane
轴向力系数 Axial force coefficient C_T	1.208 1	1.394 7	1.388 9	1.429 8

不同尾部张角下的压力分布云图如图 6 所示,由于尾部张角的存在,尾部和前缘前方区域压力高于上游来流的压力,而在导流罩内侧及后半部分压力急剧降低,且压降程度随着尾部张角的增大而不断增大,在这种压差作用下形成加速流动的趋势。不同尾部张角下的压力、速度分布情况如图 7 所示。可以看到随着导流罩尾部张角的增加,基准平面处的速度不断变大,在张角为 52.5°时获得最大速度比。从图 6 中可以看到较大尾部张角所形成的压差更大,所带来的增速效果更强。由图 7(b)可以看到导流罩廓形对水流流速的影响随着径向距离的变化影响程度随之改变,在靠近壁面处的速度比最大,向中心靠近时速度缓慢下降。

导流罩不同张角下的轴向力系数在表 4 给出。就增速效果,尾部张角为 45°与 52.5°时效果最好,最大速

比分别达到约 1.95 和 2.08,二者相差 6.67%;同样, 45°与 52.5°张角下的轴向力系数最大,两者相差 84.68%。牺牲较小的速度增幅来获得较大的轴向力收益,45°尾部张角的导流罩有较好的综合性能。

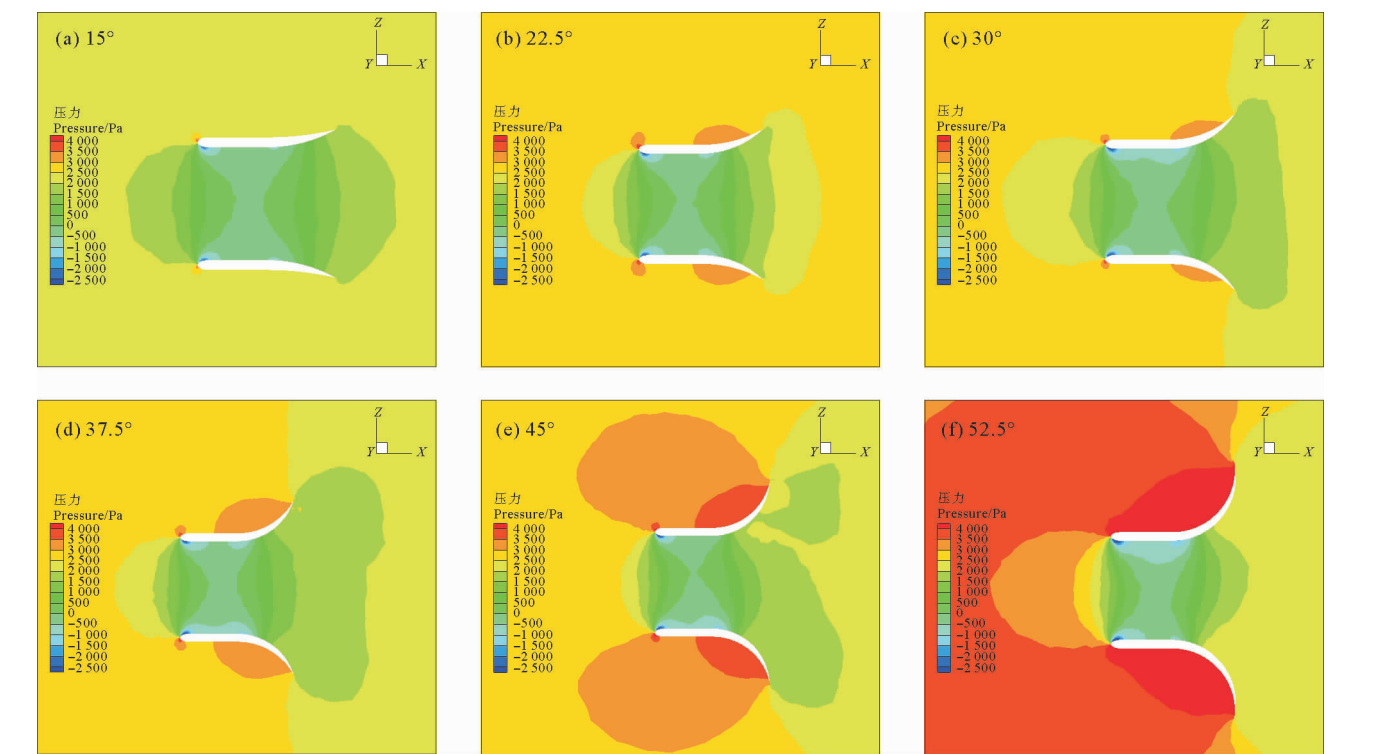


图 6 不同尾部张角 θ 下的压力云图
Fig.6 Pressure diagram of different tail angles θ

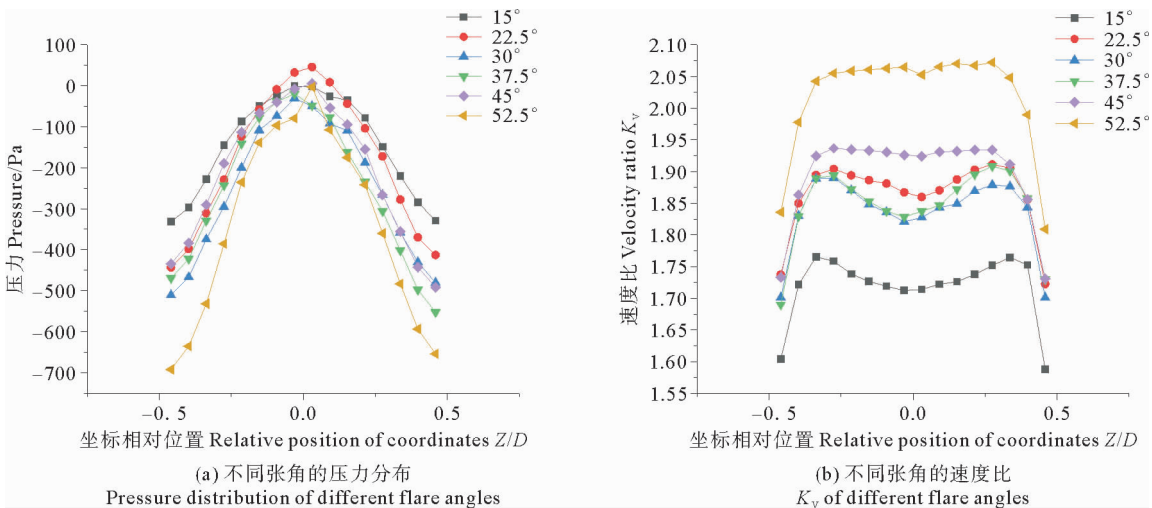


图 7 不同尾部张角下的性能对比
Fig.7 Performance comparison under different tail angles

表 4 流速为 1.5 m/s 时导流罩不同尾部张角的轴向力系数
Table 4 Axial force coefficient of different tail angles of diffuser at 1.5 m/s flow velocity

角度 ^①	15°	22.5°	30°	37.5°	45°	52.5°
轴向力系数 ^②	0.370 9	0.844 9	1.367 1	2.353 4	3.995 2	7.378 5

Note: ①Angle; ②Axial force coefficient C_T .

导流罩的直线段能收集与加速水流、保护叶片^[16], 尾部扩张段可以使导流罩内部流速进一步增大。在总长一定的情况下,不同的直线段与扩张段长度比例也会影响导流罩整体的增速性能影响,可以看到 $L_1 : L_2 = 7 : 13$ 时有最佳的增速效果,在 $L_1 : L_2 = 13 : 7$ 时增速效果最差,两者的速度比相差约 23%。

为了更加直观地展现单独水轮机、单独导流罩与

导流罩水轮机在不同情况下内部流速的变化,评价导流罩的增速性能,Gonzalo Tampier 等^[17]使用了诱导因子 a 这一概念。基于水轮机平面的水流平均速度 V_{Avg} ,诱导因子 a 的计算公式如下:

$$a=1-V_{\text{Avg}}/V_0。$$
 (6)

为便于研究,诱导因子 a 可以分解如下:

$$a=a_t+a_d+a_i。$$
 (7)

其中: a_t 为单独水轮机的诱导因子; a_d 为单独导流罩的诱导因子; a_i 为水轮机与导流罩之间的相互作用项,有助于理解单独导流罩与带导流罩水轮机之间流速的差异,在单独水轮机或者单独导流罩的情况下为 0。 a,a_t 还有 a_d 均可以由 CFD 数值模拟结果计算获得。

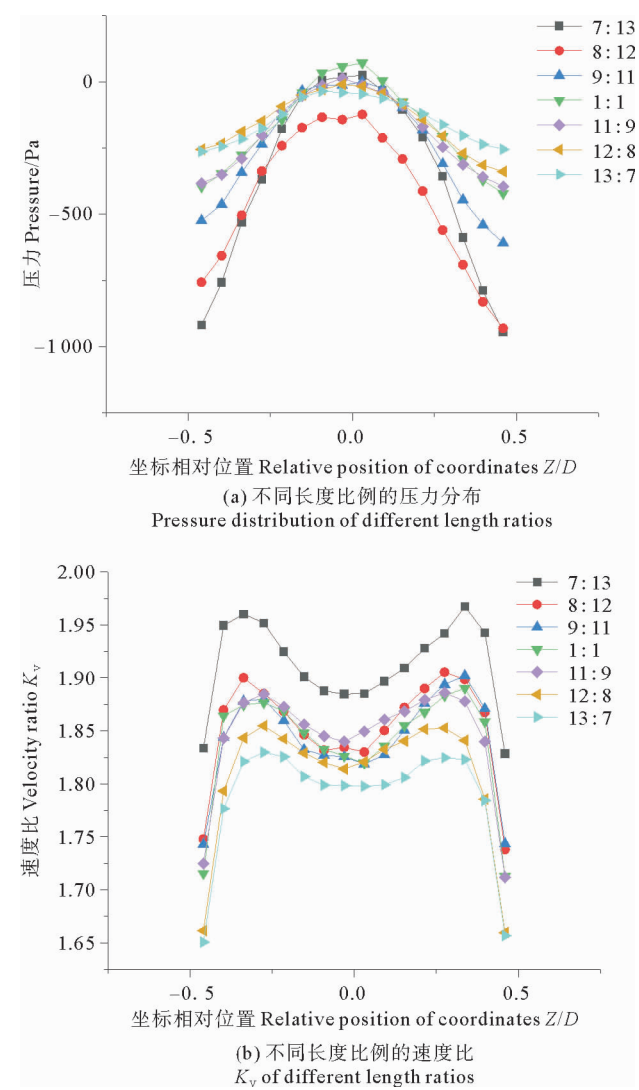


图 8 不同长度比例下的性能对比

Fig.8 Performance comparison at different length ratios

单独导流罩在不同流速下的仿真结果如表 5 所示,考虑其综合性能,将轮辂式水轮机装载到优选的导流罩内部。轮辂式水轮机采用表 1 所示的水轮机叶片,并置于 1.5 m/s 的来流速度下。表 1 所示的水轮机与带导流罩的轮辂式水轮机的相应仿真结果分别在

表 6、7 中给出。可以看到,前者在尖速比 TSR 为 3 时达到最大获能系数 0.334 5,后者在尖速比 TSR 为 3 时获能系数能够达到 0.916 4,加载导流罩后的获能系数提升约 1.74 倍,相应的轴向力系数 C_T 由 0.692 5 变为 1.586,增大了 1.29 倍。尖速比 $TSR=3$ 时悬浮轮

表 5 单独导流罩的仿真结果

Table 5 Simulation results for the diffuser only

流速 Velocity $U_0/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	水轮机平面处 的平均流速	单独水轮机 的诱导因子
	Average velocity at the turbine plane	Induction factor of the bare turbine
	$V_{\text{Avg}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	a_d
0.5	0.914 7	-0.829 4
1.0	1.880 4	-0.880 4
1.5	2.835 3	-0.890 2

表 6 单独水轮机的仿真结果

Table 6 Simulation results for the turbine only

尖速比 Tip speed ratio TSR	获能系数 Power efficiency coefficient C_P	轴向力系数 Axial force coefficient C_T	水轮机平面处 的平均流速	单独导流罩 的诱导因子
			Average velocity at the turbine plane	Induction factor of the bare diffuser
			$V_{\text{Avg}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	a_t
2.0	0.286 7	0.638 0	1.221 4	0.185 7
2.5	0.333 6	0.690 2	1.186 1	0.209 3
3.0	0.334 5	0.692 5	1.180 8	0.212 8
3.5	0.294 6	0.667 4	1.161 6	0.225 6
4.0	0.208 5	0.622 0	1.136 9	0.242 1

表 7 悬浮轮辂式水轮机的仿真结果

Table 7 Simulation results for suspension
rim-driven tidal turbine

尖速比 Tip speed ratio TSR	获能系数 Power efficiency coefficient C_P	轴向力系数 Axial force coefficient C_T	水轮机平面处 的平均流速	水轮机与导 流罩之间的 相互作用项
			Average velocity at the turbine plane	Interaction effects between turbine and diffuser a_i
			$V_{\text{Avg}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	
2.0	0.444 6	1.196 6	1.293 9	0.137 4
2.5	0.668 9	1.343 5	1.225 1	0.163 3
3.0	0.916 4	1.586 0	1.241 3	0.172 5
3.5	0.858 1	1.503 8	1.213 4	0.191 1
4.0	0.851 3	1.530 8	1.187 8	0.208 1

轱式水轮机的压力云图如图9所示,可以看到箭头所指的叶片前侧有小范围的压力下降,说明在导流罩引起的内外压差作用下从这一区域就开始有水流的加速,引导水流加速流过叶片。

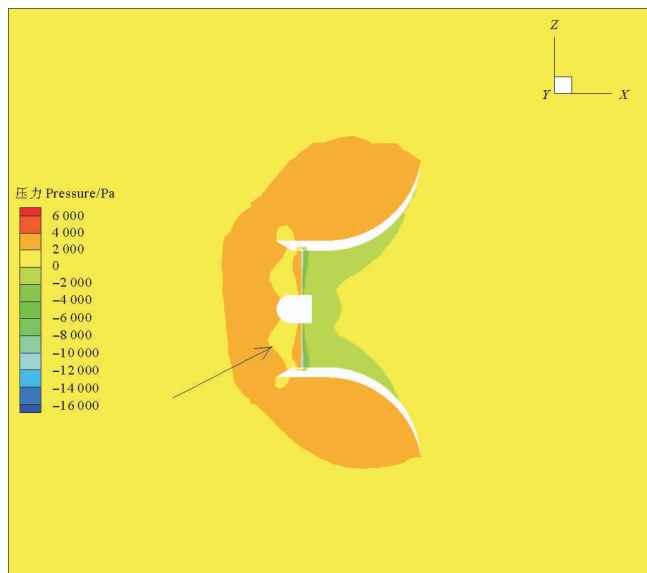


图9 TSR=3时悬浮轱式水轮机的压力云图

Fig.9 Pressure diagram of suspension rim-driven tidal turbine with $TSR=3$

1.5 m/s 流速下导流罩的 V_{Avg} 约为 2.84 m/s,此时诱导因子 a_d 为 -0.890 2,表明导流罩具有增速效果,导流罩内部的水流速度几乎成倍增加。如表6、7所示,在所研究的尖速比范围内,装载导流罩的轱式水轮机的获能效率高于单独水轮机,由图10可知,此时 a 小于 a_t 。由公式(6)、(7)可知要实现导流罩对于整个装置有获能效率的提升需要 $a_i + a_d < 0$,这与 Gonzalo Tampier^[16] 分析的结果基本一致。

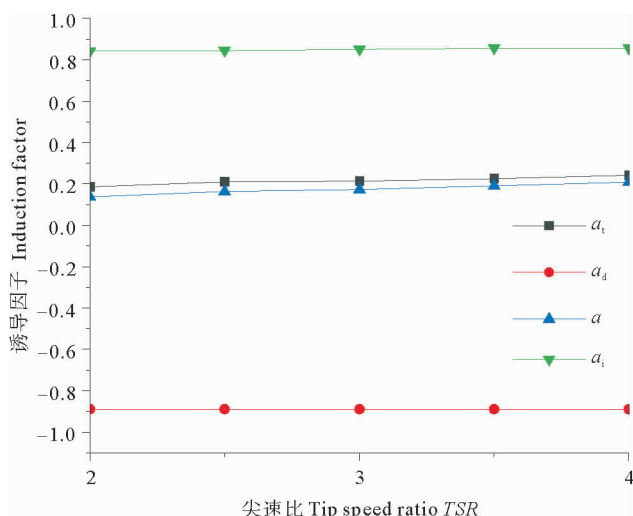


图10 不同 TSR 下的诱导因子

Fig.10 Induction factors under different TSR

4 结语

本文从导流罩前缘形状、尾部张角以及直线段与扩张段比例三个方面入手,对小型悬浮轱式潮流能水轮机导流罩的水动力学性能进行研究。导流罩与轱式水轮机之间具有复杂的相互作用,很难进行具体的量化,因此在对导流罩的仿真结果进行分析时,引入诱导因子作为参考。

分析时诱导因子拆分为导流罩项、水轮机项以及相互作用项,这样就可以在不脱离整体的情况下分析导流罩的性能。诱导因子在一定程度上可以表示导流罩对水流的加速效果,其值越小则导流罩对水流的加速效果越强。但若要实现导流罩对整个装置有增速效果则需满足,且二者之和的绝对值越大增速效果越好。

通过对仿真结果进行分析,斜面前缘、45°尾部张角以及长度比例为 7:13 廓形的导流罩有较好的增速效果。这些为后续悬浮轱式水轮机导流罩的廓形优化和制造提供了依据。

参考文献:

- [1] Magagna D, Uihlein A. Ocean energy development in Europe: Current status and future perspectives[J]. International Journal of Marine Energy, 2015, 11: 84-104.
- [2] Zhang Y, Lin Z, Liu Q. Marine renewable energy in China: Current status and perspectives[J]. Water Science and Engineering, 2014, 7(3): 288-305.
- [3] Borthwick A G L. Marine renewable energy seascape[J]. Engineering, 2016, 2(1): 69-78.
- [4] Liu W, Lund H, Mathiesen B V, et al. Potential of renewable energy systems in China[J]. Applied Energy, 2011, 88(2): 518-525.
- [5] 施伟勇, 王传崑, 沈家法. 中国的海洋能资源及其开发前景展望[J]. 太阳能学报, 2011, 32(6): 913-923.
- [6] Shi W Y, Wang C K, Shen J F. Utilization and prospect of ocean energy resource in china[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(6): 913-923.
- [7] Güney M S, Kaygusuz K. Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(9): 2996-3004.
- [8] Ohya Y, Karasudani T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology[J]. Energies, 2010, 3(4): 634-649.
- [9] Cresswell N W, Ingram G L, Dominy R G. The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine[J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 155-163.
- [10] Fleming C F, Willden R H J. Analysis of bi-directional ducted tidal turbine performance[J]. International Journal of Marine Energy, 2016, 16: 162-173.
- [11] Nunes M M, Mendes R C F, Oliveira T F, et al. An experimental study on the diffuser-enhanced propeller hydrokinetic turbines[J]. Renewable Energy, 2019, 133: 840-848.

- [11] Aranake A C, Lakshminarayan V K, Duraisamy K. Computational analysis of shrouded wind turbine configurations using a 3-dimensional RANS solver[J]. *Renewable Energy*, 2015, 75: 818-832.
- [12] Abe K, Ohya Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2004, 92(3-4): 315-330.
- [13] Liu J, Song M, Chen K, et al. An optimization methodology for wind lens profile using computational fluid dynamics simulation [J]. *Energy*, 2016, 109: 602-611.
- [14] 王树杰, 徐世强, 袁鹏, 等. 轴流式潮流能发电装置导流罩水动力特性研究[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(6): 1098-1104.
Wang S J, Xu S Q, Yuan P, et al. Study on hydrodynamic performance of diffuser for axial flow marine current energy converter[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2014, 35(6): 1098-1104.
- [15] Xu Y, Xi D, Tian B, et al. Wind turbine blades design and numerical compute[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2006, (7): 18-20.
- [16] 荆丰梅, 张亮, 张鹏远, 等. 潮流能发电增速导流罩研究[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2012, 33(4): 1-5.
Jing F M, Zhang L, Zhang P Y. Study on an accelerated diffuser of tidal current power generation[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2012, 33(4): 1-5.
- [17] Tampier G, Troncoso C, Zilic F. Numerical analysis of a diffuser-augmented hydrokinetic turbine[J]. *Ocean Engineering*, 2017, 145: 138-147.

Simulation Study on Hydrodynamic Performance of Diffuser of a Suspension Rim-Driven Tidal Turbine

Tan Junzhe^{1,2}, Xie Feng¹, Si Xiancai^{1,2}, Yuan Peng^{1,2}, Yang Hongyan¹, Cui Baoyu¹

(1. College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China; 2. Qingdao Municipal Key Laboratory of Ocean Renewable Energy, Qingdao 266100, China)

Abstract: A suspension rim-driven tidal turbine with an orientation self-adjusting diffuser was proposed to applying in regions with less speed of tidal stream in typical sea areas of China. In order to optimize the hydrodynamic performances of the diffuser, simulation was carried through on diffusers with various leading-edges, flare angles and length ratios and the induction factor of the suspension rim-driven tidal turbine was calculated. Simulation results showed that the induction factor of the diffuser with rim-driven was -0.8902 and satisfied, which means it effectively improved the performance of the turbine, and the diffuser with profile of wedged leading edge, 45° flare angle and a length ratio of $7:13$ was well hydrodynamic performing in increasing power efficiency of the turbine. The conclusion could be a reference for further study and design of the suspension rim-driven tidal turbine.

Key words: tidal turbine; diffuser; simulation; hydrodynamic; induced factor

责任编辑 高 蓓