

文章编号: 1005-9865(2016)05-0109-08

基于正交实验的卧式浪流发电轮机叶片分析

王世明 赵 飞 田 卡

(上海海洋大学 工程学院, 上海 201306)

摘 要: 基于现有波浪能和潮流能发电装置研究现状, 为达到波浪和潮流同时利用的目的, 设计了一种以卧式轮机形式同时吸收水平波浪螺旋力和潮流能动力的新型浪流发电装置。通过正交试验设计得到三指标最佳叶片参数组合后, 进行 FLUENT 流场分析, 从流体角度出发, 在其扭矩、推力以及轮机功率三方面对比分析, 阐明了叶片参数对于轮机流场的作用趋势, 并以此趋势为参考择出最佳模型。后期水槽实验有效验证了该卧式浪流轮机的浪流结合吸收的可行性。

关键词: 波浪能; 潮汐能; FLUENT; 水槽实验; 正交试验

中图分类号: P743.2 文献标志码: A DOI: 10.16483/j.issn.1005-9865.2016.05.013

Horizontal wave flow turbine blade optimization analysis based on the theory of orthogonal design

WANG Shiming, ZHAO Fei, TIAN Ka

(Engineering College, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China)

Abstract: Based on the existing wave and tidal current energy generation device's research status and in order to reach the goal of utilizing both wave and tide, a new wave flow turbine generating apparatus is designed in the form of a horizontal device, absorbing both level wave spiral force and tidal current energy. According to the orthogonal experimental design, the best three-index combination of turbine blade parameters are for FLUENT flow field analysis. By comparing different torques, thrusts, and turbine powers, this paper illuminates the blade parameters' effects on the trend of turbine flow field, and chooses the best model. At last, the flume experiments confirm effectively that the horizontal flow turbine is feasible for absorbing wave and tidal current.

Keywords: wave power; tidal current power; FLUENT; flume experiments; orthogonal experiment

能源是国家战略的基石, 是一个民族赖以生存和发展的基本条件。现阶段的主要能源, 例如石油、煤炭、天然气都已接近枯竭, 寻找替代能源迫在眉睫^[1-3]。海洋是世界上最大的能源采集器, 被称为“蓝色油田”, 孕育着巨大的波浪能、潮汐能, 有着广阔的应用前景^[4-5]。20 世纪 60 年代, 日本的益田善雄研制成功航标灯用波浪发电装置, 开启了波能商业利用的先例^[6]; 2008 年, 由英国改进的用一根巨大橡胶管替代的“巨蟒”波浪发动机, 计划于 2014 年左右投入使用^[7]。我国于 1968 年开始研究波浪与潮汐发电, 取得较大的进展^[8]; 20 世纪 90 年代开始, 我国的研究机构诸如中科院广州能源所、中国海洋大学、东北师范大学、国家海洋局第二海洋研究所、上海利策科技股份有限公司、哈尔滨工程大学、国家海洋技术中心、浙江大学等都对海洋能开发应用关键技术进行了深入研究^[9]。东北师范大学的张雪明教授发明了自适应海流发电装置, 中国科学院

收稿日期: 2016-01-04

基金项目: 国家海洋局 2013 年海洋可再生能源专项资助项目 (SHME2013JS01); 上海市 2014 年优秀技术带头人计划资助项目 (14XD1424300); 上海市科技成果转化促进会助推计划资助项目 (NY1301HY); 上海教委产学研资助项目 (15cxy29)

作者简介: 王世明 (1964-), 男, 山西忻州人, 博士生导师, 教授, 主要从事海洋可再生能源以及装备智能控制技术研究。E-mail: smwang@shou.edu.cn

通讯作者: 赵飞。E-mail: lgzhaofei@163.com

广州能源研究所的游亚戈研究员把波浪发电装置用于航标灯等系统供电,该研究所波浪能转换技术已达到世界先进水平^[10]。我国潮流能技术研究始于20世纪80年代,并得到了快速发展。

基于现有波浪能和潮流能发电装置研究现状以及波浪旋转运动特性,研发设计的一种以卧式轮机形式来同时吸收水平波浪螺旋力和潮流能动力的新型浪流发电装置,分别利用正交实验、Fluent分析,阐明了叶片参数对于轮机流场的作用趋势,并据此择出最佳模型,水槽实验也有效验证了该卧式浪流轮机浪流结合吸收的可行性。

1 卧式浪流叶片轮机结构概述

卧式浪流轮机作为浪流合力吸收的核心部分,其水动力性的好坏直接影响着整个发电装置的效率,因此对其结构的设计分析就显得尤为重要。浪流一体化发电装置获能轮机的结构如图1所示,此卧式轮机采取漂浮式的获能方式,叶轮部分可同时获取波浪与潮流两种能量。

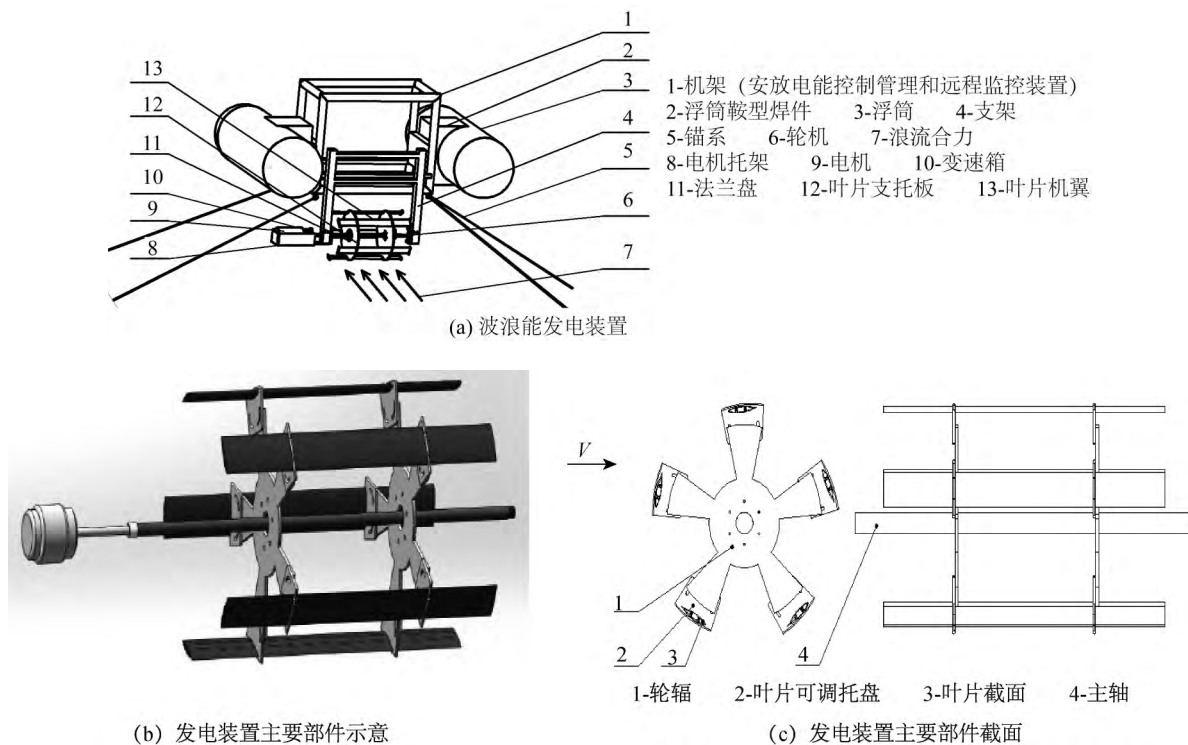


图1 卧式轮机及叶轮结构

Fig. 1 Structures of the horizontal turbine

2 卧式轮机叶片动力性分析

综合波浪与潮流合力分析,浪流轮机在旋转一周的过程中,翼型攻角会呈现正负交替变化,故使得叶片上的升力也从指向叶轮旋转轴和背离旋转轴方向来回变化,因而翼型的上下表面也会在高压力面和低压力面之间切换。另外,翼型的上下表面在作为高压力面的几率上均等,因此借鉴垂直轴风力机叶片翼型的时候多考虑采用具有对称特性的翼型。基于简便分析,特将轮机模型简化,假定流经卧式轮机的浪流体速度模型为恒定不变,且忽略轮机旋转过程中的诱导流体对轮机的影响。叶片均匀分布于轮机托盘上并具有周期性,可以从单一叶片分析轮机的水动力性能,该轮机单独叶片叶形及受力如图2所示。

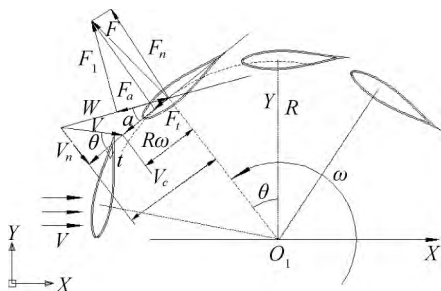


图2 卧式轮机单一叶片水动力及受力

Fig. 2 Hydrodynamic performance of one blade of the turbine in different position angles

在图2中,根据叶片旋转速度矢量三角形关系,在特定位置角 θ 下,叶片所受弦切向速度 V_c ,弦法向速度 V_n ,水动力攻角 α 以及

相对水流速度 W 的表达式:

$$\vec{V}_c = R\vec{\omega} + \vec{V}\cos\theta; \vec{V}_n = \vec{V}\sin\theta; \alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\sin\theta}{\lambda + \cos\theta}\right); W = V\sqrt{1 + 2\lambda\cos\theta + \lambda^2}$$

其中: C_l 为叶片升力系数, C_d 为阻力系数。来流 V 对轮机叶片产生升力 F_l 和阻力 F_d , 其中升力垂直于水流相对轮机叶片速度方向, 而阻力则平行于水流相对轮机叶片方向。将这两力分解到沿叶片弦线和弦法线方向上则共同组成了轮机的推力 F_t 和法向力 F_n , 在此, 轮机推力贡献于轮机产生旋转扭矩。

$$F_t = \frac{1}{2}C_t\rho SW^2; F_n = \frac{1}{2}C_n\rho SW^2$$

其中: C_t 为推力系数, $C_t = C_l\sin\alpha - C_d\cos\alpha$; C_n 为法向力系数, $C_n = C_l\cos\alpha + C_d\sin\alpha$; ρ 为海水密度; S 为横截面积($S = CH$), 其中 C 为轮机叶片弦长, H 为叶片展长。

轮机单一叶片参数都可转变为关于位置角度 θ 的函数。则单一叶片运转一周所受的平均推力 F_{ta} , N 个叶片所受总扭矩 Q 以及轮机总的输出功率 P 可表达如下:

$$F_{ta} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_t(\theta) d\theta; Q = NF_{ta}R; P = Q\omega。$$

3 轮机叶片正交试验方案设计

卧式轮机功率系数的主要影响因素为叶片安装半径 R 、叶片数 N 、叶片弦长 C 和叶片展长 b 。因此, 确定这四个叶片的参数作为正交试验的因素。选择轮机翼型 NACA663-018, 其叶片尖速比为 2.3, 来流最大流速为 2.0 m/s。便于计算分析, 对影响因素取 4 个水平, 各因素之间忽略交互作用, 因此 $L_{16}(4^5)$ 最为合适^[11], 故叶片正交实验因素水平如表 1 所示。借助 Matlab 计算功能, 所设计叶轮正交试验方案组合以及相应叶片指标如表 2 所示。

表 1 轮机叶片正交试验因素水平汇总表
Tab. 1 Summary of the turbine blade's factor levels for the orthogonal test

因素 水平	A: 叶片安装 半径 R/m	B: 叶片数 N	C: 叶片弦长 C/m	D: 叶片长度 b/m
1	0.32	3	0.08	0.8
2	0.42	4	0.10	1.0
3	0.52	5	0.12	1.2
4	0.62	6	0.14	1.4

从上述 16 个样本中, 分别根据推力最大值, 扭矩最大值以及功率最大值进行极差分析, 得出正交实验因素分别对叶片推力、扭矩以及功率的影响效率, 如图 3 所示。

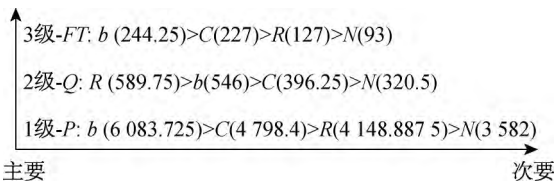


图 3 因素指标主次分析简图

Fig. 3 Primary & secondary analysis diagram for factor and index

叶片展长和弦长是从理论上影响获能系数的关键, 因此从最大功率出发, 其最优组合为 $b = 1.4, C = 0.14, R = 0.32, N = 5$ 。同理最大扭矩具有最优组合: $b = 1.4, C = 0.14, R = 0.62, N = 5$ 。最大推力具有最优组合: $b = 1.4, C = 0.14, R = 0.32, N = 3$ 。

表 2 轮机正交试验的方案组合以及指标结果
Tab. 2 Portfolio & the index results for the orthogonal experimental design

序号	方 案	因 素				推力 F_T/N	扭矩 $Q/(N \cdot m)$	功率 P/W
		R	N	C	b			
1	A1B1C1D1	0.32	3	0.08	0.8	220	211	3 039
2	A1B2C2D1	0.32	4	0.10	1.0	344	440	6 334
3	A1B3C3D1	0.32	5	0.12	1.2	496	793	11 403
4	A1B4C4D1	0.32	6	0.14	1.4	674	1 295	18 621
5	A2B1C1D1	0.42	3	0.1	1.2	413	520	5 699
6	A2B2C2D1	0.42	4	0.08	1.4	385	647	7 095.6
7	A2B3C3D1	0.42	5	0.14	0.8	385	809	8 869.5
8	A2B4C4D1	0.42	6	0.12	1.0	41	103	1 137.7
9	A3B1C1D1	0.52	3	0.12	1.4	578	902	7 979.3
10	A3B2C2D1	0.52	4	0.14	1.2	578	1 202	10 639
11	A3B3C3D1	0.52	5	0.08	1.0	275	715	6 332.8
12	A3B4C4D1	0.52	6	0.1	0.8	275	859	7 599.3
13	A4B1C1D1	0.62	3	0.14	1.0	481	896	6 650.5
14	A4B2C2D1	0.62	4	0.12	0.8	330	819	6 079
15	A4B3C3D1	0.62	5	0.1	1.4	481	1 494	11 094
16	A4B4C4D1	0.62	6	0.08	1.2	330	1 229	9 119

4 基于 FLUENT 叶片流场分析

轮机叶片是其捕获能量的关键,其性能决定性地影响整个轮机装置的性能。根据前述正交试验设计的理论结果,对三大指标轮机模型的流场进行分析,为后期优化轮机的水槽实验提供理论支持。

4.1 边界条件确定

轮机叶片采用的 NACA663-018 翼型是流线型结构,为了降低计算空间,可将浪流轮机简化为二维断面结构,在 GAMBIT 中建立流场计算域,如图 4 所示。将计算流域分为旋转区域和静止区域,利用移动网格模拟轮机的旋转,静止区域采用结构四边形网格划分,旋转区域采用非结构三角形网格划分。设置进口边界为速度入口,来流方向为 X 轴方向,并设置为 2 m/s ;出口边界为压力出口,设置 1 个大气压值;在模型静止区域和旋转区域交界处,设置为滑移边界,并建立一个交界面,实现仿真过程中静止区域和转动区域之间的数据交流;计算域上下边界外侧的水环境,设置为对称边界。选用基于压力的分离式求解器,并采用适合旋转体仿真的两方程湍流模型。

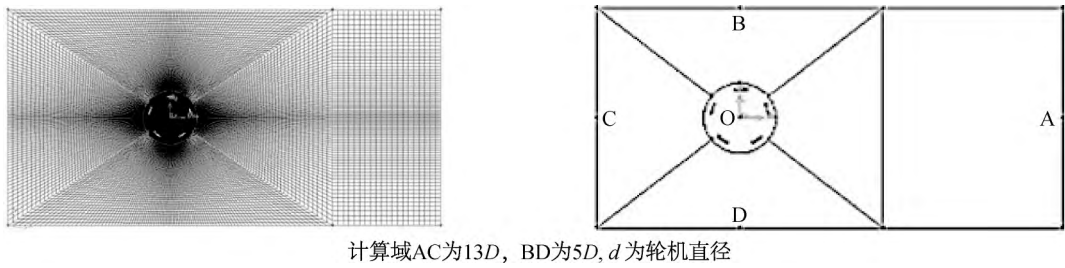


图 4 二维轮机流场计算域
Fig. 4 Fluid computing area for 2D turbine

4.2 叶片轮机 fluent 仿真结果

1) 叶片扭矩分析

在上述模型仿真中,经尖速比公式得三模型轮机的工作转速为 135、70 和 135 r/min,借助 FLUENT 得三种模型监控的扭矩系数图形,通过扭矩系数与扭矩之间的转换公式,整理得到三种模型轮机叶片在旋转周期内的扭矩变化规律,见图 5。

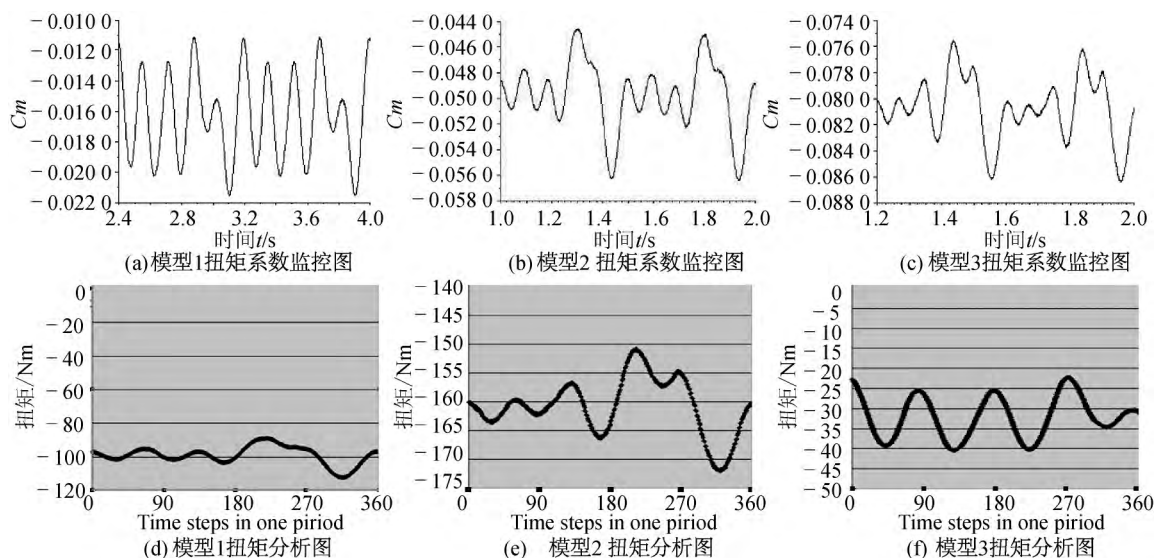


图 5 三模型轮机扭矩监控图及分析图表

Fig. 5 Torque analysis charts for 3 model turbines

基于分析图的数据分析,在一个周期内,三模型的扭矩随着轮机的旋转都呈现周期性变化。对于具有 5 叶片的模型 1 和模型 2,扭矩变化趋势几乎一致,一个周期内呈现 5 波峰 5 波谷;而具有 3 叶片的模型 3 在一周期内波峰与波谷都是 3 个。从图中还可看出,模型 1 和模型 2 比模型 3 有更大的扭矩,模型 1 和模型 2 的扭矩最大值位置基本相同,扭矩最大差值也几乎相同,但模型 2 比模型 1 的扭矩值普遍偏高,具有更好的扭矩效果。

2) 叶片推力分析

将叶片所受的推力分别分为 $X(1,0)$ 、 $Y(0,1)$ 两个方向的分力进行分析,FLUENT 得到的 X 与 Y 方向的分力如图 6 所示。

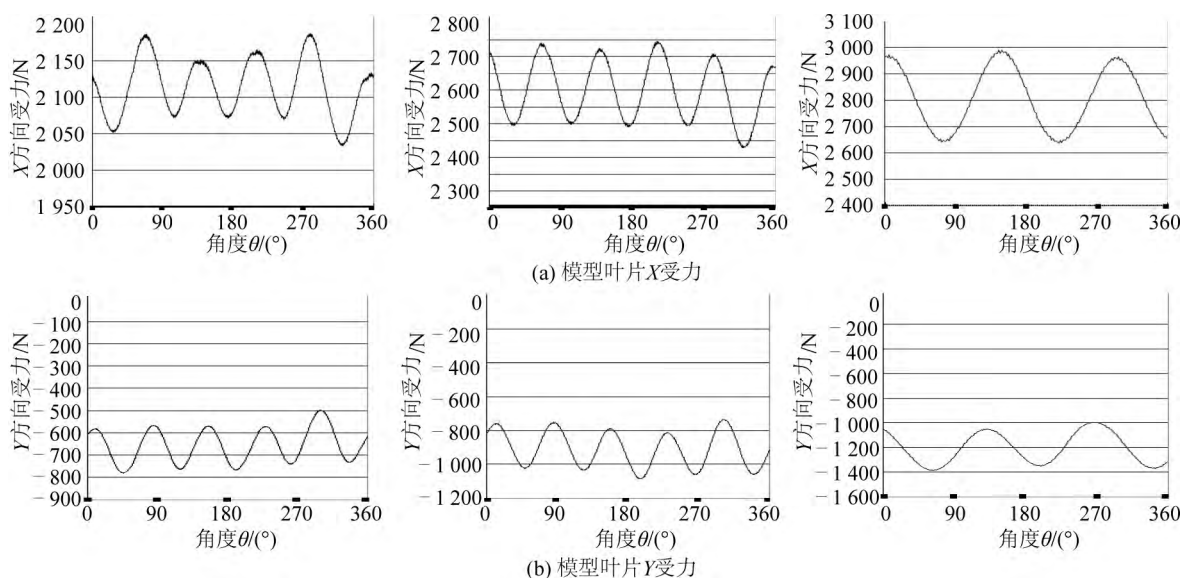


图 6 FLUENT 仿真下轮机模型叶片推力分解

Fig. 6 Thrust charts for the blade by FLUENT

从图中可看出三模型轮机在 X 方向的力与所设置的来流方向的力相同, 在一个转动周期内呈现类正弦变化; 而在 Y 方向的力与来流方向垂直, 其值为负, 这说明, 水流对叶片在平面 Y 上的阻力是向下的; 然而, 对于同一模型轮机而言, 其 X 方向上的阻力普遍大于 Y 方向上阻力, 并相差 3 ~ 4 倍差距, 这表明在水轮叶片转动过程中所受的主要推力集中体现在 X 方向。

3) 叶片功率分析

设定模型工况速比在 1 ~ 4 范围内变化, 根据仿真数据绘制三模型功率和获能特性系数的变化曲线图, 其变化规律如图 7 所示。图中出现 $\sigma = 0.88/1.47/1.76$ 表示的是不同密实度, 对应轮机叶片数量为 3/5/6^[12]。从图中可以看出, 在不同速比工况下, 三模型轮机获能系数 C_p 和其产生功率 P 具有相同发展趋势。对于模型 1 组合轮机而言, 在 $TSR = 2.5$ 时, C_p 取得最大值 0.28。而对于模型 2 和模型 3 轮机而言, 其最大 C_p 分别为 0.18 和 0.22, 且后两者取最大值的 TSR 点都较模型 1 前移, 分别为 2 和 2.4。这说明对于此种卧式轮机而言, 叶片稀疏轮机更易达到轮机获能最值, 但这样也使水流能因叶片之间较大间隙而耗散, 最终降低轮机获能性能; 同样, 密实轮机因叶片之间更为强烈的湍流涌动, 阻碍轮机的获能表现。在此, 模型 1 轮机样机在获能特性和发电功率上表现更优。

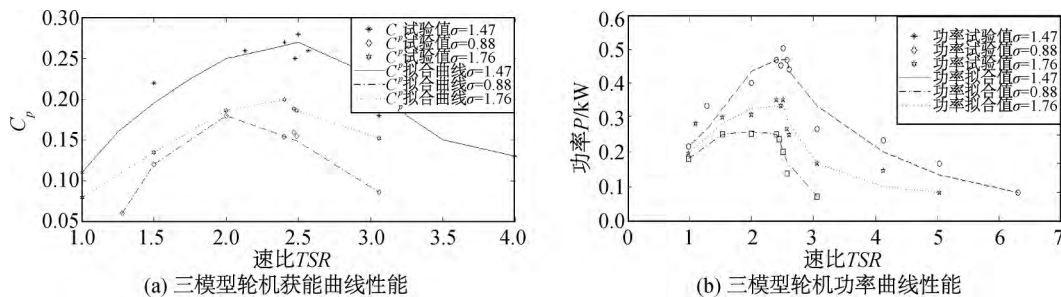


图 7 FLUENT 仿真下轮机模型功率

Fig. 7 Power chart of the 3 models by FLUENT

通过对轮机功率、扭矩和推力的仿真数据分析, 得出模型 1 具有最大功率特性, 且具有较大的扭矩, 变化平缓, 能够满足最大功率以及轮机生命周期, 具有优秀的捕获性能, 因此选用模型 1 做水槽实验。

5 水槽实验

基于前述叶片轮机的模拟优化设计, 采用铝合金叶片、模型 1 轮机参数以及叶片安装角度定位正向偏 10° 的心轮机作为本实验模型。其安装原理如图 8 所示。浪流叶片轮机水槽实验选择在国家海洋局东海计量中心水池实验室内进行, 该实验室具备造波和制流功能, 可通过波高仪和流速仪, 对流经轮机附近流速波浪进行工况测量, 具体工况参数如表 3 所示。

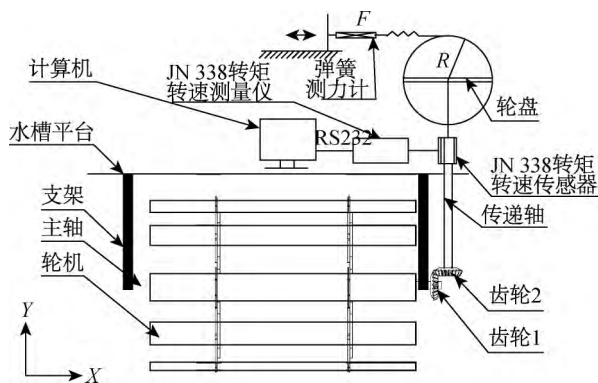


图 8 浪流叶片轮机水槽实验原理

Fig. 8 Tank experiments schematics of the wave-tide turbine

图 8 中, 基于 JN 338 转矩转速传感器、JN 338 转矩转速配套测量仪以及计算机构成了浪流耦合轮机转矩、转速和功率的测量线路。经 5 脚的航空插座与其配套 JN 338 转矩转速测量仪通信, 实现实时可视化参

表 3 浪流工况实验方案

Tab. 3 Wave-tide working condition programs of the sink test

波浪 + 潮流	
H : 0.3 m	T : 2 s, V : 0.6 m/s
H : 0.3 m	T : 2 s, V : 1.0 m/s
H : 0.3 m	T : 2 s, V : 1.5 m/s
H : 0.3 m	T : 2 s, V : 2.0 m/s
H : 0.2 m	T : 2 s, V : 2.0 m/s
波 + 流输入理论功率: $E = EW + ET$	

数显示。图9为装置水槽实验安装方式配套测量装置。



图9 浪轮发电装置水槽实验安装方式

Fig.9 Installation of wave turbine sinking experiment

基于实验安装测量方式,本系统具有转矩方程表示为: $M_{\text{轮机}} = M_{\text{测}} + M_f$ (5.1)。

对浪轮机浪流集成特性进行了实验,对两种波况和四种流况进行集成分析。提取整理数据可绘制图10。在波高0.3 m,流速2 m/s下,浪轮机可获得集成功率459 W,其对应转速为140 r/min,转矩42.5 N·m,获能效率为21.2%,比同流况下轮机吸收功率增加23 W,效率提高1个百分点;同样在波况0.3 m/s,流速1.5 m/s下,轮机吸收集成功率181 W,获能效率达17.8%,比同流况轮机效率增加13 W,总效率提高1个百分点。相对流况提高的功率远远大于在对应波况下轮机可吸收的功率。然而对于波高0.2 m下,浪轮机吸收功率曲线与波高0.3 m相差不大。此实验证明,浪潮结合下,可大大提高轮机的吸收功率,增加了浪流集成吸收的可行性。

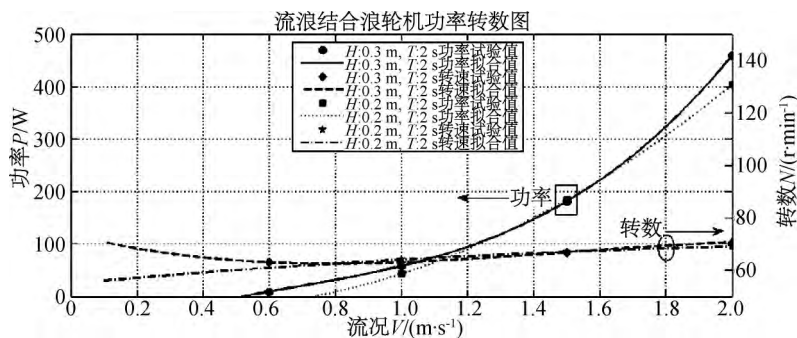


图10 浪流结合浪轮机功率转速曲线

Fig.10 Curves of the power and torque of the turbine

6 结 语

基于现有波浪能和潮流能发电装置研究现状以及波浪旋转运动特性,设计了一种卧式轮机形式同时吸收水平波浪螺旋力和潮流能动力的新型浪流发电装置,并对装置叶片部分进行基于正交分解的实验分析。通过分析,主要得出以下结论:

1) 针对正交试验设计,分析不同轮机参数对轮机推力、功率、扭矩的影响,得出最大功率模型的参数最优组合: $b=1.4$, $C=0.14$, $R=0.32$, $N=5$; 最大扭矩模型参数最优组合: $b=1.4$, $C=0.14$, $R=0.62$, $N=5$; 最大推力模型参数最优组合: $b=1.4$, $C=0.14$, $R=0.32$, $N=3$;

2) 针对三种模型,基于 FLUENT 流场分析,得出最佳功率模型在轮机扭矩、推力以及轮机功率方面具有更好的综合效果;

3) 最后,通过水槽实验有效验证了最大功率卧式浪流轮机,在浪流结合下,可大大提高轮机的吸收功率。

参考文献:

- [1] 杨子晖. “经济增长”与“二氧化碳排放”关系的非线性研究, 基于发展中国家的非线性 Granger 因果检验 [J]. 世界经济 2010(10): 100-125. (YANG Zihui. "Economic growth" Nonlinear Studies "carbon dioxide emissions" relationship with developing countries based on nonlinear Granger causality test [J]. World Economy 2010(10): 100-125. (in Chinese))
- [2] JALIL A, MAHMUD S F. Environment kuznets curve for CO₂ emissions: a cointegration analysis for China [J]. Energy Policy, 2009, 37(12): 5167-5172.
- [3] 陈诗一. 能源消耗、二氧化碳排放与中国工业的可持续发展 [J]. 经济研究, 2009, (04): 41-55. (CHEN S Y. Energy consumption, CO₂ emission and sustainable development in Chinese industry [J]. Economic Research Journal, 2009, (04): 41-55. (in Chinese))
- [4] 周守成. 海上油田高效开发技术探索与实践 [J]. 中国工程科学, 2009, 11(10): 55-60. (ZHOU S W. Exploration and practice of offshore oilfield effective development technology [J]. Engineering Science, 2009, 11(10): 55-60. (in Chinese))
- [5] 游亚戈, 郑永红, 马玉久. 中国的波浪能利用方法及技术进展 [C] // 2003 年中国工程院“可再生能源发展”工程科技论坛论文集. 北京: 中国矿业大学出版社, 2003: 219-255. (YOU Yage, ZHENG Yonghong, MA Yujiu. China's wave energy utilization methods and technical progress [C] // 2003 Chinese Academy of Engineering "Renewable Energy Development" Engineering Science and Technology Forum Proceedings. Beijing: China Mining University Press, 2003: 219-255. (in Chinese))
- [6] 陈加菁, 王龙文. 波力发电方案的工程性探讨 [J]. 海洋工程, 1995, 13(01): 75-84. (CHEN J J, WANG L W. On the engineering feasibility of wave-generating systems [J]. The Ocean Engineering, 1995, 13(01): 75-84. (in Chinese))
- [7] 秋叶. 海蛇舞动, 海浪显能 [J]. 英语文摘, 2009, (2): 28-31. (ALOK J. Wave snakes' switch on to harness ocean's power [J]. English Digest, 2009, (2): 28-31. (in Chinese))
- [8] 戴庆忠. 潮流能发电及潮流能发电装置 [J]. 东方电机, 2010, 38(2): 51-66. (DAI Qingzhong. Tidal current energy generation and tidal current energy generation device [J]. Dongfang Electrical Machinery, 2010, 38(2): 51-66. (in Chinese))
- [9] 任建莉, 钟英杰, 张雪梅, 等. 海洋波能发电的现状与前景 [J]. 浙江工业大学学报, 2006, 34(1): 69-73. (REN J L, ZHONG Y J, ZHANG X M, et al. State of arts and prospects in the power generation from oceanic wave [J]. Journal of Zhejiang University of Technology, 2006, 34(1): 69-73. (in Chinese))
- [10] 张雪明, 徐明奇, 朱挽强. 自变距双向流潮流能电站专用水平轴透平设计 [C] // 中国可再生能源学会海洋能专业委员会第三届学术讨论会论文集. 2010: 1-4. (ZHANG Xueming, XU Mingqi, ZHU Wanqiang. Self-pitch two-way flow of tidal current energy power plant dedicated horizontal axis turbine design [C] // China Renewable Energy Society of Professional Committee of the Third Ocean Energy Symposium Proceedings. 2010: 1-4. (in Chinese))
- [11] 陆鸿. 正交试验设计 [J]. 河南预防医学杂志, 1999, 10(2): 124-126. (LU Hong. Orthogonal experimental design [J]. Henan Journal of Preventive Medicine, 1999, 10(2): 124-126. (in Chinese))
- [12] 王世明, 赵飞. 一种新型波流耦合发电装置及叶片结构优化 [J]. 船舶工程, 2015, 09: 99-103. (WANG Shiming, ZHAO Fei. Optimization of new type of wave-current coupling power generating device and blade [J]. Ship Engineering, 2015, 09: 99-103. (in Chinese))