

新型波浪能发电装置的运动学分析

刘剑^{1,2}, 李国富¹, 杨少增^{1,2}

(1. 宁波大学 机械工程与力学学院, 宁波 315211; 2. 浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室, 宁波 315211)

摘要: 以开发利用海洋中的波浪能为要求, 本文设计了一种漂浮式波浪能采集装置的新型波浪能发电系统。描述了装置的工作原理。并采用UG软件仿真对装置进行了运动学分析, 仿真计算了该装置不同速度输入函数和恶劣海况条件下的传动性能, 对传动过程的传递效果进行验证。研究表明: 实验装置附加各类常见速度函数工作状态正常。实用性能高, 对海况条件有较好的适应性。仿真效果与理论计算有较好的一致性, 对漂浮式波浪能发电装置理论研究具有指导意义。

关键词: 波浪能发电; 漂浮式; 运动学仿真; 模型函数

中图分类号: P743.2

文献标识码: A

文章编号: 1672-643X(2016)02-0174-05

Kinematic analysis of new wave energy device

LIU Jian^{1,2}, LI Guofu¹, YANG Shaozeng^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China;

2. Key Laboratory of Roll Forming Technology of Zhejiang Province, Ningbo 315211, China)

Abstract: In order to develop and utilize the wave energy of ocean, the paper designed a floating wave energy device which is capable of collecting new wave power generation system and described the working principle of the device. It used UG software simulation to analyze the kinematics for the device, and calculated the transmission performance of device under different speed input functions and adverse sea conditions, verified the effect of transfer process. The results show that the work state of experimental apparatus additional common types of speed function is normal. The device has high practical performance and better adaptability to sea conditions. Simulation results with theoretical calculation are in good agreement. The result has guiding significance for theoretical research of floating wave power device.

Key words: wave energy; floating; kinematics simulation; model function

近年来^[1], 全球能源消费在不断增长, 石油价格持续攀升, 人们越来越担心世界能源供应的可持续性, 目前, 世界能源供应主要依赖于化石能源。海洋能是清洁可再生能源^[2], 开发和利用海洋能对缓解能源危机和环境污染问题具有重要的意义, 许多国家特别是海洋资源丰富的国家, 大力鼓励海洋能发电技术的发展。人们利用波浪能的研究活动主要是波能转换装置的发明, 这些技术大都源于五种思想: 起伏体和纵摇体、空腔共振器、压力装置、浪涌能量转换器和粒子运动器。

在波浪能发电技术的发展中, 波力发电装置被各国研究^[3-6], 澳大利亚的 500 kW 漂浮式装置、

McCabe 波浪泵、海蛇装置、挪威 350 kW 的固定式收缩波道装置等, 可为部分地区供电, 安全可靠。但缺点也很明显: 投资高, 由国家或大型公司组建、对海岸波浪形态要求很高, 地域影响深厚, 转化效率低; 随后漂浮式波力发电装置的兴起减弱了严格的海域要求, 代表装置为“海明”波力发电计划、巨鲸装置等, 由于技术问题复杂性和较高的成本, 也不适合大范围的使用。对于波浪能推摆式发电装置类型^[7], 日本室兰工业大学在北海道室兰附近的内浦湾建造了装机容量为 5 kW 的推摆式波力电站, 总效率高达 40%, 可供沿海的部分地区正常取暖, 取得很好的效果, 可依旧存在普及性不够好, 成本过高

收稿日期: 2015-11-13; 修回日期: 2016-01-16

基金项目: 浙江省自然科学基金项目 (LY12E09001); 宁波市自然科学基金项目 (2015A610150); 浙江省新苗人才计划 (2015R405072); 宁波市重点学科项目 (XK15D223)

作者简介: 刘剑 (1991-), 男, 江苏盐城人, 在读硕士研究生, 研究方向: 海洋能。

通讯作者: 李国富 (1967-), 男, 浙江宁波人, 教授, 研究方向: 工业工程、海洋能。

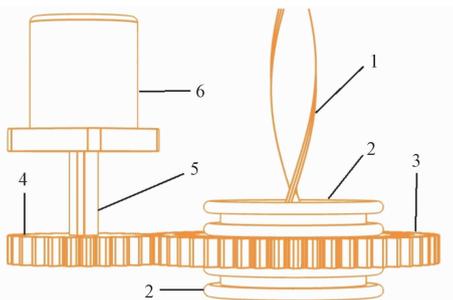
的不足。

最近几年中,波浪发电的装置更趋近于广泛性和实用性,如王志波等^[8]提出了一种新型的海浪发电装置,装置是基于线性波浪理论和弗汝德-克富洛夫假定法。苏凯凯等^[9]设计了一种利用发电装置内部的摆锤与箱体产生的相对摆动来收集波浪能的新型波浪发电装置。邓启平^[10]设计研究了一种浮体绳轮波浪发电装置,该技术利用浮体绳轮机构从波浪中采集能量。这些装置在各项关键技术上都有突破,通用性获得很大的提高。

在了解上述波浪转化装置后,发现波浪装置设计结构都较为复杂,耗费较多人力物力、应用范围局限于特定海况,通过对存在的问题以及海域状况、实际应用、结构设计等多方面考虑,本文提出一种适用范围广、结构技术较简单的新型波浪发电装置,并对该装置的设计、结构、工作原理以及理论分析做出了详细的阐述。再基于UG软件对装置进行了运动学性能分析,研究结果表明,结构设计合理简单、能够较大程度适应各种海域波浪速度类型以及体现了较好的实用性能。为波浪能发电装置的设计提供了有意义的参考价值。

1 装置结构设计及原理分析

波浪发电装置的2D内部结构简图和3D外观图如图1和图2所示,该装置由螺杆、推力轴承、棘轮结构、齿轮、连接轴、发电机、固定立柱、漂浮浮体等部分组成。

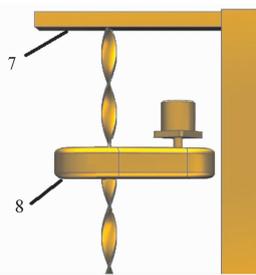


1 - 螺杆;2 - 推力轴承;3 - 棘轮;4 - 齿轮;
5 - 连接轴;6 - 小型发电机

图1 2D内部结构图

由图1可知螺杆、棘轮结构和推力轴承顺序连接,推力轴承分别放置在棘轮上下两侧,轴承另一面以固定装置固定漂浮浮体内侧,推力轴承可减少漂浮浮体与内部机构的摩擦阻力,左侧啮合连接齿轮并加载发电机。螺杆固定在立柱的一侧,其中固定立柱可选择海上平台、塔结构或沿岸固定式装置。

如图2所示为装置整体结构示意图,其工作原理是利用波浪能的上下起伏运动,从而带动漂浮浮体做上下运动,并在机构的联动中实现棘轮的转动。当漂浮浮体向上运动时,浮体带动内部装置向上运动,装置中的螺杆将漂浮浮体所受向上的力转化为水平旋转力,从而使棘轮机构围绕螺杆旋转,带动齿轮致使发电机工作;当浮体托盘向下运动时,由于棘轮机构的特殊性,使得外轴齿轮能够在惯性的作用下持续同一方向旋转,浮体向下的受力不会传递到旋转轴上,能够保证持续的机械能输出,这样能够使波浪能的输出更为稳定。通过装置的结构设计将机械能转化为电能,由于装置运用的是波浪的起伏运动的特点,在材料强度等因素允许的情况下,装置可承受较大范围波浪等级,在较恶劣的海况下也可以正常使用,持续将波浪能转化为电能。



7 - 固定立柱;8 - 漂浮浮体

图2 3D外观图

该装置核心部件为螺杆,不同于常规螺杆,在装置中没有自锁,装置是通过螺杆将浮体托盘向上的力转化为旋转扭矩,从而带动发电机发电。在螺杆节距选择时,考虑取值需要在自锁范围之外,并在合理的范围内节距越大,旋转扭矩更加容易增大,节距选择的合理性对波浪能使用效率有较大影响。

本文利用UG软件对该装置波浪能发电系统的内部结构进行了运动学性能的分析,针对装置中波浪给进速度的不同对电机转速的影响进行了分析讨论,对在较大波浪和较差海况下装置承受能力进行了预估,以及探究波浪大小对装置整体的影响。为更有效的收集利用波浪能做出了重要依据和理论参考。

2 仿真分析模型建立

UG是一个CAD/CAM/CAE集成软件^[11],其中Modeling模块和Assemblies模块提供了机械的造型和装备能力。软件可以很方便地建立二维或三维装备模型进行仿真分析,并建立不同的运动分析方案和后续的优化方案。

2.1 理论基础

基于本文的装置结构,分别从波浪能与浮体、螺杆、发电机3个部分进行理论分析。

首先将波浪能对浮体受力情况进行分析,这里运用在一区条件下的莫里森方程($D/L < 0.15$ 及 $H/D < 1.0$),并且不考虑绕射影响。

可以得到单位长度上的速度力极值和总速度力极值为:

$$f_{z\max} = C_d \frac{\rho\pi DkH^2}{4} \frac{\cosh^2 k(z+d)}{\sinh 2kd} \quad (1)$$

$$F_{d\max} = \frac{1}{16}\rho C_d DH^2 \left(1 + \frac{2kd}{\sinh 2kd}\right) \quad (2)$$

由(1)、(2)两式可得单位长度上的惯性力值:

$$f_{x\max} = C_m \frac{\rho\pi D^2 kH}{8} \frac{\cos k(z+d)}{\cosh 2kd} \quad (3)$$

波浪作用在浮体上最大的力值可表示公式(4):

$$F_{\max} = \frac{1}{8}\rho\pi D^2 HC_m \frac{\sinh kd}{\cosh kd} \quad (4)$$

由(3)、(4)式整理得出波浪对于浮体的总输入能量为

$$W = F_{\max} s \cos\alpha \quad (5)$$

上述式中: $f_{z\max}$ 是速度力极值; $F_{d\max}$ 是总速度力极值; ρ 是海水密度,取 1.025 g/cm^3 ; D 是漂浮浮体直径,m; H 为波高,m; C_m 为惯性力系数; k 为波数; d 为海水的深度,m; z 为波面实际高度,m; W 为总数输入能量,J。

螺杆与漂浮浮体类似于丝杆与螺母副的关系,其浮体的轴向推力 P 与其螺杆带动浮力托盘的旋转力矩 T 是相互关联的,首先定义螺杆 S 形角为 ψ_n 。这里利用矢量计算,以螺旋升角 δ 和 S 形角 ψ_n 分别表示单位矢量 i 向量和 j 向量定义平面:

$$\begin{aligned} \vec{j} &= \{-\cos\delta, 0, -\sin\delta\}^T \\ \vec{i} &= \{0, -\cos\psi_n, -\sin\psi_n\}^T \\ \vec{S} &= \{S_x, S_y, S_z\} = \frac{(\vec{j} \times \vec{i})}{\|\vec{j} \times \vec{i}\|} = \\ &= \frac{\{-\sin\delta\cos\psi_n, -\cos\delta\sin\psi_n, \cos\delta\cos\psi_n\}}{\sqrt{1 - (\sin\delta\sin\psi_n)^2}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: δ 为螺旋升角; ψ_n 为 S 形角; i, j 均为方向矢量。

螺杆作用于装置机构的力为:

$$\begin{aligned} F_w &= F_n \vec{S} + f \operatorname{sgn} \omega_{rel} F_n \vec{j} \\ &= F_n \left(\begin{Bmatrix} S_x \\ S_y \\ S_z \end{Bmatrix} + f \operatorname{sgn} \omega_{rel} \begin{Bmatrix} -\cos\delta \\ 0 \\ -\sin\delta \end{Bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

把(7)式中 F_w 的第一分量产生螺杆作用浮体

的力矩表示为:

$$T = rF_n(S_x - f \operatorname{sgn} \omega_{rel} \cos\delta) \quad (8)$$

F_w 的第三分量为螺杆作用浮体的垂直力表示为:

$$P = -F_n(S_z - f \operatorname{sgn} \omega_{rel} \sin\delta) \quad (9)$$

式中: F_w 为螺杆与机构相互作用力,N; P 为轴向推力,N。

整理(8)、(9)两式可以得出螺杆传递到齿轮的力 T 和轴向推力 P 的关系

$$T = (F_{\max} - P)r \Lambda \quad (10)$$

式中: $\Lambda = -\frac{(S_x - f \operatorname{sgn} \omega_{rel} \cos\delta)}{(S_z - f \operatorname{sgn} \omega_{rel} \sin\delta)}$, f 是螺杆与托盘的相对滑动速度的函数; T 为传递力矩,N·m。

f 对应的函数为:

$$f = f(v_s) = f(r|\omega_{rel}|) \quad (11)$$

简化(11)式后可得 $f = f_r$,其中 f_r 为常数再由棘轮齿轮传递到发电机齿轮的过程为,首先知道两齿轮之间的传动比为 $i = R_b/R_a$,则可推出发电机端的输入力 $T_1 = TR_a/R_b$ 。

发电机端以一个简单的传递函数来表示,动态结构如图3。

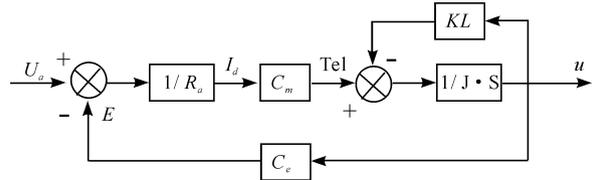


图3 发电机动态结构图

可得发电机的传递函数:

$$W(S) = \frac{\omega(S)}{U_a(S)} = \frac{C_m}{\frac{R_a \cdot K_l + C_e \cdot C_m}{J \cdot R_a} \cdot S + 1} \quad (12)$$

式中: ω 为电动机的角速度,rad/s; U_a 为电动机电枢端电压,V; R_a 电枢电路电阻, Ω ; C_e 和 C_m 为电势系数; J 为电动机轴上的转动惯量。

对(12)式中数据作出调整,忽略不计黏性摩擦负载则 $KL = 0$,电枢电感也可忽略不计,则表示为

$$W(S) = \frac{1/C_e}{T_m S + 1} \quad (13)$$

最后可以表示出该装置的波浪能拾取效率表达式 η :

$$\eta = \frac{W(S)}{W} \times 100\% \quad (14)$$

2.2 模型建立

如图4所示为UG环境下简化的运动仿真结构,模型分为4个结构,通过这几个结构之间相互的运动

关系,探讨装置运转过程中速度、加速度变化。并分析波浪不同振幅、波长等因素对装置运转的影响。

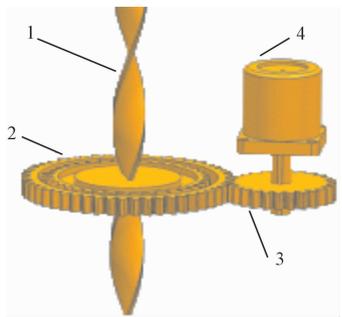


图4 模型建立的简化机构体

模型建立环境设置:通过UG N10.0建立几何模型,在仿真环境下采用运动仿真进行模拟分析。

(1)模型编号:如图4所示,将模型分别定义为结构1、结构2、结构3和结构4,其中棘轮结构整体作为结构2。

(2)添加约束:结构1设定为固定连杆,并且设置为滑动副,对结构1和结构2施加螺旋副约束,分别对机构2和结构3设置旋转副,再施加齿轮副约束,结构4顺序连接机构3作为连杆选项。

(3)速度施加:输入速度设置通过匀变速、变加速和拟波浪函数实现,设置具体的函数模型。

$$\text{匀加速函数: } V = at \quad (15)$$

$$\text{变加速函数: } V = 10, A = ax + b \quad (16)$$

$$\text{正弦函数: } Y = A\sin(kx + \theta) \quad (17)$$

非线性二阶波浪函数

$$z = z_0 + \frac{H}{2}M\cos(kx_0 - \omega t) - \frac{H}{2} \frac{3\pi}{8} \frac{H}{L}N\cos^2(kx_0 - \omega t) \quad (18)$$

3 分析讨论

装置运动方式分为两种:波浪进给速度棘轮带动齿轮;无波浪作用,装置依靠惯性继续转动。这里只考虑前一种运动方式,惯性的衰减运动有多阻力

影响,本文建立的理论基础不考虑阻力等因素,固只研究波浪推动漂浮浮体时存在的运动状态问题。

基于波浪能与漂浮浮体、棘轮、发电机的理论基础条件,通过仿真得到进给速度经由这3个装置部件所产生的对输出速度影响,判断装置是否具有优良的传递性,以及装置机构的合理性。输入速度公式后对仿真模型进行求解计算可得出传递效果。

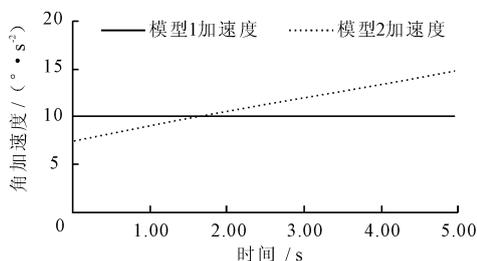
3.1 波浪给进速度对装置的影响分析

结构4电机轴输出速度的大小可以用来体现装置对波浪速度传递性是否优良的依据,也是直接体现装置效率的一种方法,相比较波浪的给进速度,通过传递后结构4的电机轴所具有的速度越大,则装置的结构设计越合理,可拾取波浪能的效率越高。以不同的输入速度对装置进行运动学仿真,探究其传递性,通过对加速度和速度的变化来验证装置实际应用性。

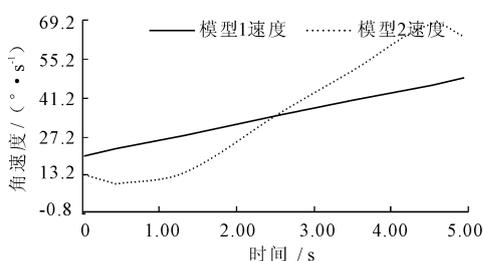
如图5所示,为结构3在获得不同速度状态下所得到的速度和加速度图像,可以看出匀加速状态下,结构3能够保持速度平稳上升,加速度保持不变;在匀变速函数中,加速度的增幅持续上升呈线性变化,初始速度较小,但由运动趋势可看出,随着时间的推移,速度会逐步上升并会达到一个峰值。

在图6中复杂拟波浪函数加速度变化较大、最大值达 $3.41 \times 10^3 \text{ m/s}^2$ 、最小值为 $2.1 \times 10^3 \text{ m/s}^2$,过渡过程较为平稳,速度在整个过程中存在大幅变化,使得机构不能获得较高的持续速度输出;在二阶波浪函数中,速度波动剧烈,没有规律可循,但速度最大值在于波峰,对于渐衰式装置来说获得较大的初速度是有利的。

上述4种运动方式速度的输出对装置传递进行了运动学模拟,显然可以看出,装置在对于较复杂的函数模型时,加速度和速度都有较大的波动,考虑到这一点,装置棘轮机构可以很好的利用这样间歇式的速度传输,在没有速度输入或者速度减小时,是可以保证装置在一定时间内维持速度不发生过大变化,并且缓慢衰减,达到装置可持续的转化机械能。

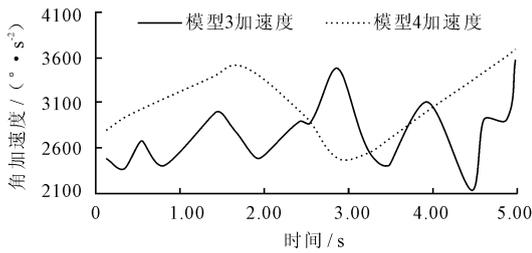


(a) 模型1与2加速度

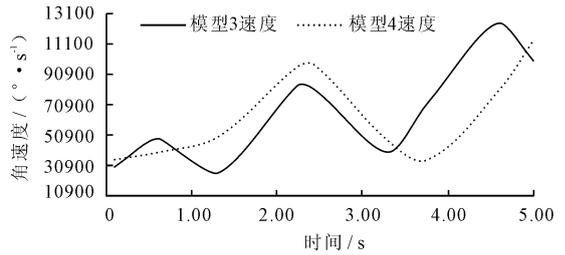


(b) 模型1与2速度

图5 模型1和模型2的加速度、速度曲线图



(a) 模型3与4加速度



(b) 模型3与4速度

图6 模型3和模型4的加速度、速度曲线图

3.2 较恶劣海况下波浪对装置的影响

装置分别在波高为1、3、5、7、9、11、13 m的传递速度变化情况,只考虑装置受到一次输入时所产生的变化如图7所示。

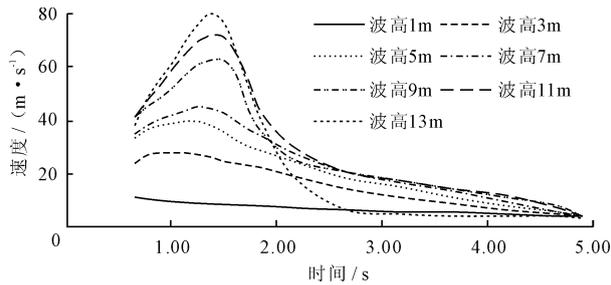


图7 不同波高装置获得速度

由图7可以明显看出,在波高较大时,装置漂浮浮体可以获得较大的输入初速度,输出速度随之增大。装置特有棘轮机构运动状态能保证机械能连贯转化电能,输出逐渐减缓,等待下一个波峰。从理论上计算输出速度会随着波高的增大而增大,但有装置设计尺寸和材料的局限,会出现一个峰值,使输出的速度达到一个最大值,这是图中表现不出的。

如图8所示,在波长较长时,速度出现先上升,后持续下降的表现,图形整体上升和下降都较为缓慢,波长较长时,速度变化稳定,加速度较小,输出速度呈稳定状态,可获得稳定较持续的机械能,从而使电能持续不断的获得。

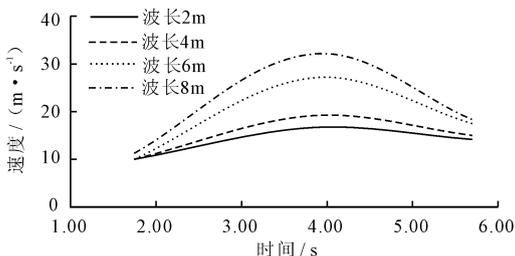


图8 不同波长装置获得速度

4 结论

本文设计研究了一种新型的漂浮浮体式波浪能发电装置,该装置能够很好的通过波浪的起伏运动将波浪能转化为电能,研究内容证实了该装置的适用性。得出以下结论:

- (1)在各种速度模型下,装置都能够很好的传递速度至输出端,证实了装置的实际应用性。
- (2)较恶劣的海况下的波浪状态对装置进行模拟得出装置的适用范围较广,对海况适应性较好。

参考文献:

- [1] 江泽民. 对中国能源问题的思考[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 345-359.
- [2] 游亚戈, 李伟, 刘伟明, 等. 海洋能发电技术的发展现状与前景[J]. 电力系统自动化, 2010, 34(14): 1-12.
- [3] 王忠, 王传崑. 我国海洋能开发利用情况分析[J]. 海洋环境管理, 2006, 25(4): 78-80.
- [4] 杰拉尔德 L 威克, 沃尔特 R 施密特. 海洋能开发[M]. 广州能源研究所译. 北京: 联合国教科文组织, 1981.
- [5] Henderson R. Design, simulation, and testing of a novel hydraulic power take-off system for the Pelamis wave energy converter[J]. Renewable Energy, 2006, 31(2): 271-283.
- [6] Kofoed J P, Frigaard P, Friis-mansen E, et al. Prototype testing of the wave energy converter wave dragon[J]. Renewable Energy, 2006, 31(2): 181-189.
- [7] 张文喜, 叶家玮. 摆式波浪能发电技术研究[J]. 广东造船, 2011, 30(1): 20-22.
- [8] 王志波, 马春翔, 郑茂琦, 等. 一种新型海浪发电装置的设计与分析[J]. 机械设计与研究, 2013, 29(2): 29-32.
- [9] 苏凯凯, 刘阶萍, 王东兴, 等. 新型波浪发电装置的研究与开发[J]. 机电工程, 2011, 28(12): 1491-1494.
- [10] 邓启平. 一种新型摆式波浪发电装置的研制[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [11] 吴利霞. 基于UG的齿轮参数化设计及运动仿真分析研究[D]. 北京: 北京邮电大学, 2009.