

双浮体波能装置的水动力计算与能量转换特性分析

郑雄波¹, 张亮², 马勇²

1. 哈尔滨工程大学理学院, 哈尔滨 150001
2. 哈尔滨工程大学海洋可再生能源研究所, 哈尔滨 150001

摘要 波浪能是一种可再生清洁能源, 波浪能发电是开发和利用波浪能的主要形式。双浮体波浪能发电装置是一种结构简单、建造和安装成本较低的波浪能装置。为提高该类装置的可靠性和能量转换效率, 本文针对其水动力性能和能量转换特性进行研究。基于线性波浪理论, 建立装置的运动学方程, 确定装置不同结构体的运动响应函数以及能量输出函数, 并采用频域水动力数值方法, 计算装置不同结构体的水动力系数, 获得不同条件下位移幅值和输出功率随波浪频率的变化曲线。经过计算与分析, 获得波浪作用下装置的运动规律和能量输出受波浪频率、PTO系统阻尼系数以及装置的结构和材料等因素的影响规律。

关键词 双浮体; 波浪能装置; 点吸式; 能量转换效率

中图分类号 TK89; U661.32

文献标志码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2014.19.003

Hydrodynamic Calculation and Energy Conversion Performance Analysis of Double Floater Wave Energy Converter

ZHENG Xiongbo¹, ZHANG Liang², MA Yong²

1. College of Science, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China
2. Institute of Ocean Renewable Energy System, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

Abstract Wave energy is a kind of clean renewable energy. Power generation is a main form of wave energy utilization. The double floater WEC is a kind of wave energy converter which has features of simple structure and low cost. To improve its conversion efficiency and reliability, this paper studies the hydrodynamic performance and energy conversion property. Based on the linear wave theory, the equations of motion are established, and the response amplitude operator (RAO) functions of different structures and power function are obtained. At the same time, a hydrodynamic numerical method in the frequency domain is used to calculate the hydrodynamic coefficients for different structures, and the curves of displacement amplitude and output power changing with wave frequency under different conditions are given. Through calculating and analyzing, the laws that describe the performances of movement and energy conversion influenced by the power take-off (PTO) system damping coefficient, device size, quality and wave frequency.

Keywords double floater; wave energy converter; point absorber; energy conversion efficiency

收稿日期: 2013-12-30; 修回日期: 2014-05-22

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51309069); 中央高校基本科研业务费专项 (HEUCFD1414)

作者简介: 郑雄波, 讲师, 研究方向为流体力学和海洋能利用, 电子邮箱: zhengxiongbo@hrbeu.edu.cn

引用格式: 郑雄波, 张亮, 马勇. 双浮体波能装置的水动力计算与能量转换特性分析[J]. 科技导报, 2014, 32(19): 26-30.

海洋波浪能是一种重要的海洋可再生能源,全球波浪能资源超过700亿kW,其中可开发利用的约为20亿~30亿kW^[1,2],开发海洋波浪能对缓解目前全球面临的能源危机具有重要作用,因此波浪能开发和利用受到沿海国家的广泛重视。

波浪能发电是利用波浪能的主要形式,波浪能发电装置按照能量传递方式可分为振荡水柱式、筏式、越浪式、点吸式、鸭式和摆式等。其中点吸式波浪能发电装置是一种靠浮子的升沉运动吸收波浪能的装置,与波长相比浮子的尺度往往很小^[3-5]。与目前国外广泛采用的振荡水柱式波浪能转换装置相比,点吸式发电装置的优点是具有较高的转换效率,而且装置的建造成本较低,输出电能稳定,适合于波能密度较低的国家。与欧洲国家相比,中国的能流密度较低,约为欧洲国家的20%~25%,开发点吸式波浪能发电装置适合于中国的小波浪条件^[6,7]。

点吸式波浪能发电装置具有单浮体、双浮体以及多浮体结构形式,装置的设计涉及到能量转换理论、水动力学计算和能量输出(PTO)系统设计等。国内外许多研究人员在单浮体装置的能量转换理论和水动力学计算方面做了很多研究工作^[8-13]。本文针对双浮体波浪能发电装置的能量转换效率优化问题进行研究,通过水动力数值计算,分析双浮体波浪能发电装置的运动和能量转换规律。

1 能量转换理论计算

本文针对双浮体波浪装置的振动与能量转换特性进行研究,该装置由圆盘形浮子、圆柱形浮筒组成,浮筒通过锚链固定于海底,浮子与浮筒之间连接PTO系统。在波浪作用下,浮子与浮筒做垂荡运动,浮子与浮筒的相互作用推动PTO系统做功,将波浪能转化为电能等其他形式的能量输出,其结构示意图如图1所示,图中 R_1 为浮子半径, H_1 为浮子高度; R_2 为浮筒半径, H_2 为浮筒高度。

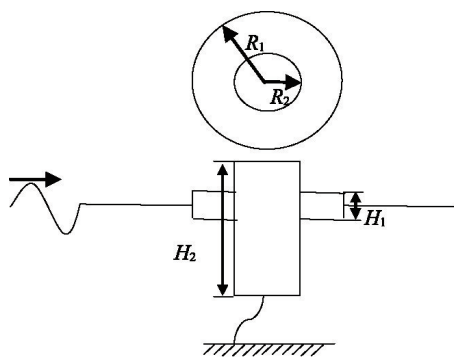


图1 装置几何示意

Fig. 1 Geometric sketch of device

为了描述装置的运动,将系统简化为3大模块,即浮子、浮筒以及锚链,装置主要通过浮子与浮筒在垂直方向的相对运动推动PTO系统做功进行能量转化。本文计算和分析中作如下假设:1)波浪为线性波;2)忽略浮筒的角运动以及浮

筒与浮子的相互干扰;3)锚链假设为弹簧;4)PTO系统的阻尼为线性;5)无相位控制。在上述假设条件下,在垂直方向,浮子受到波浪激励力、波浪辐射力、静水回复力以及PTO系统阻尼力的作用;浮筒受到波浪激励力、波浪辐射力、静水回复力、PTO系统阻尼力以及弹性力。在上述力共同作用下,浮子与浮筒构成图2所示的振动系统。

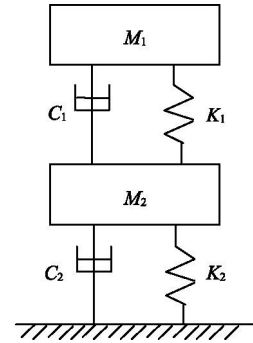


图2 装置的简化模型

Fig. 2 Simplified model of device

图2中 C_1 、 C_2 分别为作用于浮子和浮筒的等效阻尼系数, K_1 、 K_2 分别为作用于浮子和浮筒的等效弹性力系数, M_1 、 M_2 分别为浮子和浮筒的等效质量,该系统的频域运动方程为

$$(m_1 + \mu_1)\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \lambda_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = f_1 \quad (1)$$

$$(m_2 + \mu_2)\ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \lambda_2\dot{x}_2 + (k_2 + k)x_2 = f_2 \quad (2)$$

式中, m_1 、 m_2 分别为浮子与浮筒的质量, x_1 、 x_2 分别为浮子与浮筒的垂向位移, f_1 、 f_2 分别为二者所受到的波浪激励力, μ_1 、 μ_2 、 λ_1 、 λ_2 分别为浮子和浮筒的附加质量与兴波阻尼系数, k_1 、 k_2 为回复力系数, c 为PTO系统的线性阻尼系数, k 为锚链的弹性系数。记

$$x_1 = \text{Re}(X_1 e^{-i\omega t}), \quad x_2 = \text{Re}(X_2 e^{-i\omega t}) \quad (3)$$

$$f_1 = \text{Re}(F_1 e^{-i\omega t}), \quad f_2 = \text{Re}(F_2 e^{-i\omega t}) \quad (4)$$

$X_j(j=1,2)$ 为浮子和浮筒的复数运动振幅。

$$F_j = i\rho\omega \int_{S_j} \varphi_1 n_z ds + i\rho\omega \int_{S_j} \varphi_d n_z ds \quad (j=1,2) \quad (5)$$

φ_1 为入射波速度势的空间部分, φ_d 为绕射势的空间部分, i 为虚数, ρ 为水的密度, ω 为波浪圆频率(以下简称频率), S_j 为浮子和浮筒湿表面, n_z 为法向量。

$$\mu_j + i\frac{\lambda_j}{\omega} = \rho \int_{S_j} \varphi_r n_z ds \quad (j=1,2) \quad (6)$$

φ_r 为辐射势的空间部分。

记 $\bar{\lambda}_1 = \lambda_1 + c$, $\bar{\lambda}_2 = \lambda_2 + c$,则系统的运动方程又可由下式表示

$$\begin{pmatrix} -\omega^2(m_1 + \mu_1) - i\omega\bar{\lambda}_1 + k_1 & i\omega c \\ i\omega c & -\omega^2(m_2 + \mu_2) - i\omega\bar{\lambda}_2 + k_2 + k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$\text{记 } B = \begin{pmatrix} -\omega^2(m_1 + \mu_1) - i\omega\bar{\lambda}_1 + k_1 & i\omega c \\ i\omega c & -\omega^2(m_2 + \mu_2) - i\omega\bar{\lambda}_2 + k_2 + k \end{pmatrix}$$

$$M_1 = m_1 + \mu_1, \quad M_2 = m_2 + \mu_2,$$

$$K_1 = -\omega^2 M_1 + k_1, K_2 = -\omega^2 M_2 + (k_2 + k)$$

$$|B| = K_1 K_2 - \omega^2 \bar{\lambda}_1 \bar{\lambda}_2 + \omega^2 c^2 - i\omega(\bar{\lambda}_1 K_2 + \bar{\lambda}_2 K_1) \quad (8)$$

浮子与浮筒相对位移的复数振幅为

$$X_1 - X_2 = \frac{1}{|B|} [K_2 F_1 - K_1 F_2 - i\omega(\bar{\lambda}_2 F_1 - cF_1 - \bar{\lambda}_1 F_2 + cF_2)] \quad (9)$$

PTO系统的平均输出功率为

$$P_{pto} = \frac{1}{2} c (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$$

$$= \frac{1}{2} c \omega^2 \frac{(F_1 K_2 - F_2 K_1)^2 + \omega^2 (\bar{\lambda}_2 F_1 - cF_1 - \bar{\lambda}_1 F_2 + cF_2)^2}{(K_1 K_2 - \omega^2 \bar{\lambda}_1 \bar{\lambda}_2 + \omega^2 c^2)^2 + \omega^2 (\bar{\lambda}_1 K_2 + \bar{\lambda}_2 K_1)^2} \quad (10)$$

从式(9)和式(10)可以看出,浮子与浮筒的相对位移以及装置的输出功率受到浮子和浮筒的质量、频率、锚链的弹性系数、PTO系统的阻尼系数以及浮子和浮筒的水动力系数等因素的影响。在波浪作用下,决定浮子和浮筒水动力系数的因素包括波浪周期或频率以及浮子和浮筒的几何形状。

2 水动力计算

浮筒浮于水面,波浪作用下,浮体的运动有6个模式,在线性自由面和物面条件下,浮体所在流场的第j模式下的规范化速度势 $\varphi_j(x, y, z, t)$ ($j = 1, 2, \dots, 6$) 定解问题的数学方程为

$$\nabla^2 \varphi_j(x, y, z) = 0 \quad (\text{在流场内}) \quad (11)$$

$$\frac{\partial \varphi_j}{\partial z} - \nu \varphi_j = 0, \quad \nu = \frac{\omega^2}{g} \quad (\text{在} z=0 \text{上}) \quad (12)$$

$$\frac{\partial \varphi_j}{\partial n} = \tilde{n}_j \quad (\text{在平均湿表面} S \text{上}) \quad (13)$$

$$\frac{\partial \varphi_j}{\partial n} = 0 \text{ 或 } \lim_{z \rightarrow -\infty} \nabla \varphi_j = 0 \quad (\text{在水底}) \quad (14)$$

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \sqrt{R} \left(\frac{\partial \varphi_j}{\partial R} + \frac{1}{c} \frac{\partial \varphi_j}{\partial t} \right) = 0 \quad (\text{无穷远处}) \quad (15)$$

规范化速度势的求解是计算浮体水动力系数的关键环节。规范化速度势采用间接边界元法进行求解,其边界积分方程为

$$\frac{1}{2} \sigma(p) + \frac{1}{4\pi} \iint_S \sigma(q) \frac{\partial G(p, q)}{\partial n} ds = \frac{\partial \varphi_j(p)}{\partial n} \quad (16)$$

σ 为分布源密度函数, p 为流场中任意一点的位置坐标, q 为点源所在位置坐标, $G(p, q)$ 为格林函数。将边界面划分为 n 个边界单元,各单元内的 $\sigma(p)$ 为常量,对式(16)进行离散,解所得代数方程,求出边界元的 σ 值,根据式(17)计算流场中任意一点的规范化速度势^[4]

$$\varphi_j(p) = \frac{1}{4\pi} \iint_S \sigma(q) G(p, q) ds \quad (17)$$

3 能量转换特性分析

针对图1所示的浮子和浮筒进行水动力数值计算,并分析PTO系统的阻尼、浮子与浮筒的直径、浮子与浮筒的质量等参数对装置运动响应和能量转换效率的影响。本文涉及7个无量纲参数:浮子与浮筒相对位移幅值与波幅的比值 $X^* = |X_1 - X_2|/A$;装置的输出功率与浮子宽度内入射波功率的比值 $\eta = P_{pto}/P_w$;浮子半径与浮筒半径的比值 $R^* = R_1/R_2$;浮

子比重与浮筒比重的比值 $M^* = (M_1 R_2^2 H_2) / [M_2 (R_1^2 - R_2^2) H_1]$;浮子半径与浮子高度的比值 $RH_1 = R_1/H_1$;浮筒半径与浮筒高度的比值 $RH_2 = R_2/H_2$;浮子固有频率与浮筒固有频率的比值 $\omega^* = \omega_{01}/\omega_{02}$ 。

本研究采用 X^* 分析装置的运动特性,用 η 描述装置的能量转换特性, η 越大说明转换效率越高。浮子宽度内入射波功率通过下式计算

$$P_w = \frac{\rho g^2 A^2 D}{4\omega} \quad (18)$$

式中, g 为重力加速度, A 为波幅, D 为浮子的最大宽度。浮体固有频率的计算公式见文献[6]。以下计算中,海洋环境参数取值为:水深30 m,波幅1 m,频率范围为0.2~6 rad/s,对应的周期为1.1~31.4 s,假设PTO系统的阻尼为线性阻尼,忽略摩擦阻力等造成的能量损耗。

3.1 PTO阻尼对 X^* 和 η 的影响

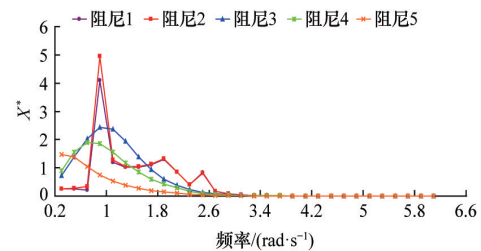
设置两种工况,每种工况下浮子与浮筒的参数不变,考虑PTO系统具有不同的线性阻尼系数,计算不同阻尼条件下,浮子与浮筒的运动和能量转换效率。浮子的参数如表1所示,浮筒的参数为直径2000 mm、高度24000 mm、质量60000 kg。

表1 浮子参数

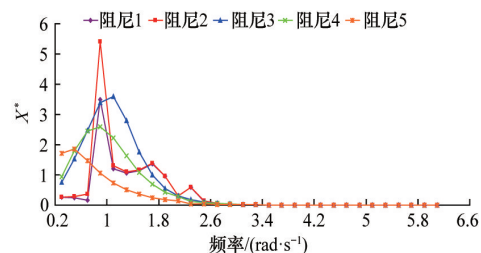
Table 1 Parameters of floaters

工况	内径/mm	外径/mm	高度/mm	质量/kg
1	2000	7500	2000	40000
2	2000	9000	2400	80000

图3和图4为上述两种工况下, X^* 和 η 随频率的变换曲线。图中阻尼1、阻尼2、阻尼3、阻尼4以及阻尼5对应的阻尼系数分别为1000、10000、150000、200000、500000 N·s/m。



(a) 工况1



(b) 工况2

图3 $X^*-\omega$ 曲线

Fig. 3 $X^*-\omega$ curves

从图3可以看出,同一工况下,在0.2~6 rad/s的频率范围内,随入射波频率的增加, X^* 大致呈先增加后减小的变化趋势,当入射波频率高于2.6 rad/s时,浮子与浮筒的相对运动幅度非常小。从上述两种工况的计算结果可以看出,当改变PTO系统的阻尼系数时, X^* 的变化趋势也在发生变化,如图3所示,当阻尼系数为1000、10000 N·s/m时,变化曲线比较复杂,在计算范围内 X^* 具有多个极值,而且在频率为0.8 rad/s时,浮子与浮筒的相对运动比较剧烈,在此频率点,浮子和浮筒构成的振动系统与入射波形成尖锐共振,而由于PTO系统阻尼较小,二者转化的机械能相对较少,使得该频率处的幅值远高于其他频率点,当该幅值超过装置的极限时,会对装置造成一定的破坏,因此在实际情况下应尽量避免尖锐共振的发生。当阻尼系数为150000、200000、500000 N·s/m时,随着阻尼增加,曲线的极值逐渐减小,这些极值所对应的频率即振动系统的共振频率,但由于此时阻尼较大,浮子和浮筒相对运动的机械能很大一部分通过阻尼力做功进行输出,因此二者的相对运动变化曲线趋于平缓。

从图4可以看出,同一工况下,在0.2~6 rad/s的频率范围内,当PTO系统具有不同的阻尼系数时, η 随入射波频率的变化具有不同的趋势。当阻尼系数较小时,如图4中的阻尼1和阻尼2,PTO系统阻尼力所做的功相对较小,因此整体看,装置的转换效率相对较低。虽然频率为0.8 rad/s时,浮子、浮筒与波浪发生尖锐共振,但转换效率仍比其他阻尼条件下的效率低,但并非阻尼越大效率越高。从上述两种工况的计算结果可以看出,当阻尼系数为150000、200000、500000 N·s/m时,在0.6~2.6 rad/s的频率范围内,随着阻尼系数的增加,装置的转换效率逐渐降低,而当频率低于0.6 rad/s时,阻尼5对应的装置能量转换效率高于其他阻尼条件,当频率大于2.6 rad/s时,装置的能量转换效率非常低,几乎为0。由上述分析可知,相同工况下,装置的能量转换效率随PTO阻尼的

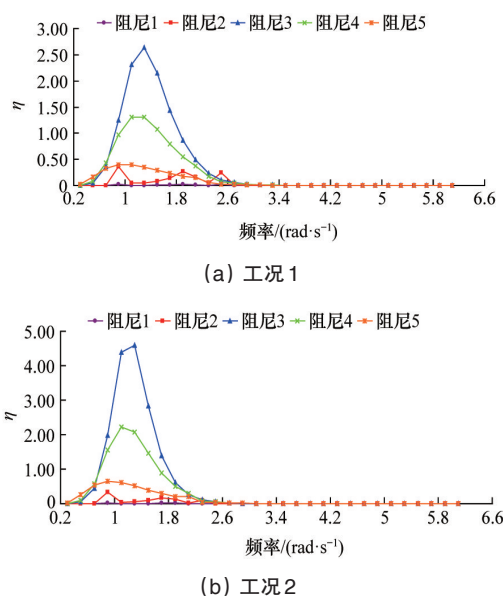


图4 $\eta-\omega$ 曲线
Fig. 4 $\eta-\omega$ curves

增加,先增加后降低,在某一阻尼值,装置的转换效率最高,该阻尼值即为装置在该工况下的最优阻尼,对于上述5种阻尼条件,当阻尼系数为150000 N·s/m时,装置的效率最高。不同的波浪周期下,装置具有不同的最优阻尼,在进行实际装置设计时,应根据实际工况设计PTO的阻尼特性。

3.2 R^* 对 X^* 和 η 的影响

对于不同工况,在上述5种阻尼条件中,当PTO系统阻尼系数为150000 N·s/m时,在主要频率范围内装置具有相对较高的能量转换效率。保持PTO阻尼系数(150000 N·s/m)、 RH_1 和 RH_2 不变,改变 R^* ,分析装置的运动和能量转换。考虑到装置在波浪中运动的稳定性和安全性,浮子的尺寸不宜过大,否则浮子会对浮筒造成巨大的冲击而对装置造成破坏。本研究分析 R^* 为3、3.75和4.5工况时对应的 $X^*-\omega$ 曲线、 $\omega^*-\omega$ 曲线和 $\eta-\omega$ 曲线(图5)。

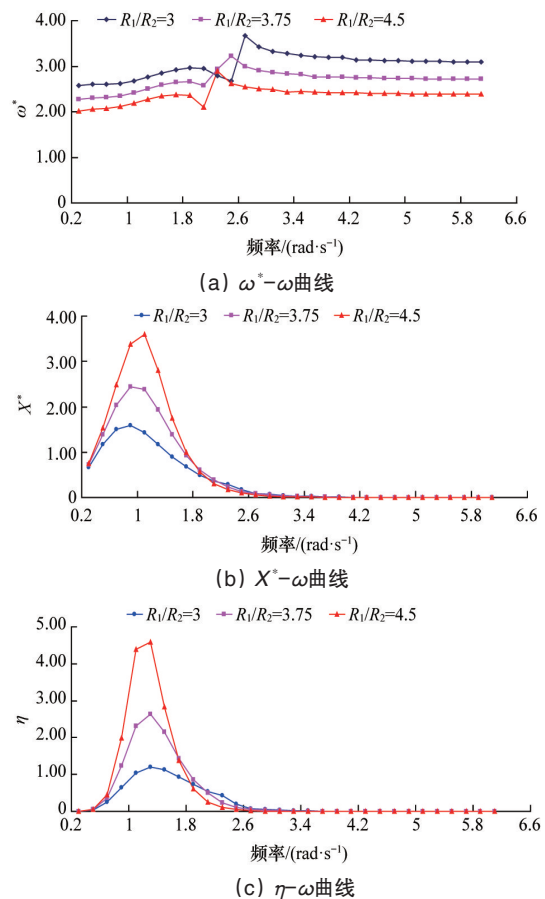


图5 不同 R^* 对应的曲线

Fig. 5 Curves according to different values of R^*

由图5(a)可以看出,改变浮子与浮筒半径的比值,二者固有频率的比值也发生变化。对比图5(b)和(c),相同工况下,浮子与浮筒固有频率的比值越小,即二者的固有频率越接近,浮子与浮筒的相对运动振幅越大,频率在1.6~2.6 rad/s范围内,装置的 $\omega^*-\omega$ 曲线有所交叉,对应的 $X^*-\omega$ 曲线也在这一范围内出现交叉。进一步对比图5(b)和(c),整体看,相同波况下,浮子与浮筒相对运动振幅的大小与装置能量转换效率的高低相对应,仅在1.6~2.0 rad/s的范围内稍微有所偏差,

原因为入射波功率随着波浪频率的增加而减小,在这一范围内,3种条件下 X^* 的差别较小,从而导致在这一范围出现偏差。综合上述分析,在保证装置在波浪中运动的稳定性和安全性的范围内,提高浮子与浮筒半径的比值,可提高装置的能量转换效率。

3.3 M^* 对 X^* 和 η 的影响

保持PTO阻尼系数为150000 N·s/m不变,考查无量纲参数 $M^*=(M_1R_2^2H_2)/(M_2(R_1^2-R_2^2)H_1)$ 变化时 X^* 和 η 的变化规律, M^* 描述浮子和浮筒比重之间的大小关系,同时关系到浮子和浮筒水线位置的变化,该参数的大小可以通过改变材料的密度和厚度或在浮子和浮筒内安装配重实现。研究中, M^* 取3、2、1.5、1、0.7进行分析,对应的 $X^*-\omega$ 曲线和 $\eta-\omega$ 曲线如图6所示。

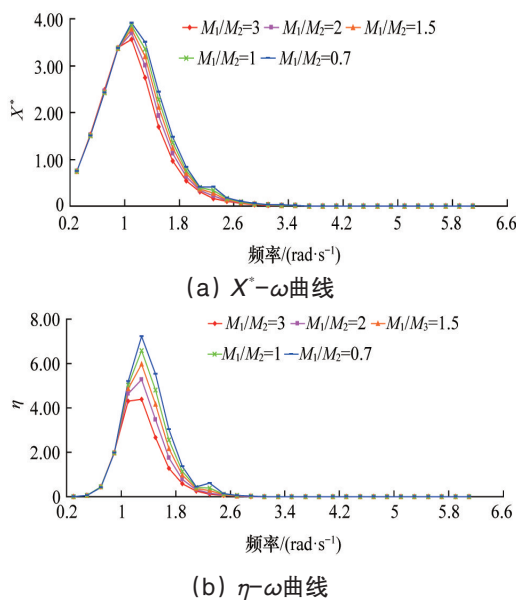


图6 不同 M^* 对应的曲线

Fig. 6 Curves according to different values of M^*

由图6可以看出,在相同频率下,减小 M^* 的值,浮子与浮筒相对位移幅值逐渐增加,与之相对应的装置能量转换效率也逐渐提高。由此可以看出, M^* 在3~0.7范围内,浮子和浮筒体积不变的情况下,降低浮子的质量或者提高浮筒的质量可以提高装置的转换效率。在实际装置设计过程中,可以通过减小浮子材料的厚度来降低浮子质量,但减小材料厚度会降低浮子的强度,因此减小浮子材料厚度应以保证浮子能承受极限海况下的波浪力为前提;另一方面也可以适当向浮筒安装配重来提高浮筒的质量,但浮筒作为装置的载体结构,必须具有良好的浮性和稳性,浮筒体积一旦确定,其质量分布对其浮性和稳性具有重要的影响,因此增加浮筒的质量应以保证装置具有良好的浮性和稳性为前提,关于浮式装置的稳性问题,可参考文献[15]。

4 结论

基于线性规则波理论,对双浮体波浪能发电装置的运动和能量转换特性进行研究,通过水动力计算,分析了波浪频率、

装置尺寸、装置质量等因素对装置能量转换效率的影响。

1) 双浮体波浪能装置的能量转换效率随波浪频率的增加成先递增后递减的趋势,当波浪频率较高时,装置的效率非常低,不同尺寸的装置在一定频率范围具有较高的能量转换效率;

2) PTO系统阻尼系数影响装置的能量转换效率,装置在不同波浪条件下具有不同的最优阻尼系数;

3) 在保证装置在波浪中运动的稳定性和安全性的范围内,可通过增加浮子与浮筒半径的比值、降低浮子材料质量或增加浮筒材料质量,优化装置的能量转换效率。

参考文献(References)

- [1] 阎耀保. 海洋波浪能综合利用——发电原理与装置[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2013: 21-22.
Yan Yaobao. Ocean wave energy comprehensive utilization: Generating principle and device[M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 2013: 21-22.
- [2] 张亮, 李新仲, 耿敬, 等. 潮流能研究现状2013[J]. 新能源进展, 2013, 1(1): 53-68.
Zhang Liang, Li Xinzong, Geng Jing, et al. Tidal current energy update 2013[J]. Advances in New and Renewable Energy, 2013, 1(1): 53-68.
- [3] 游亚戈. 我国海洋能进展[J]. 中国科技成果, 2007, 16(3): 18-20.
You Yage. Ocean energy progress of China[J]. China Science and Technology Achievements, 2007, 16(3): 18-20.
- [4] Falnes J, Lovseth J. Ocean wave energy[J]. Energy Policy, 1991, 19(8): 768-775.
- [5] Nudal K, falnes J. A resonant point absorber of ocean-wave power[J]. Nature, 1975, 256: 478-479.
- [6] Cruz J. Ocean wave energy: Current status and future prepectives[M]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [7] Evans D V. A theory for wave-power absorption by oscillating bodies[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1976, 77(1): 1-25.
- [8] Clement A, McCullen, Falcao A, et al. Wave energy in Europe: Current status and perspectives[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2002, 6(5): 405-431.
- [9] 吴必军, 盛松伟, 张运秋, 等. 复杂圆柱形波能装置能量转换特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2010, 31(8): 1023-1028.
Wu Bijun, Sheng Songwei, Zhang Yunqiu, et al. Wave-power conversion characteristics of a complex vertical cylinder[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2010, 31(8): 1023-1028.
- [10] Yeung R W. Added mass and damping of a vertical cylinder in finite depth waters[J]. Applied Ocean Research, 1981, 3(3): 119-133.
- [11] Christophe C, Ronald W Y. Dynamic analysis and configuration design of a two-component wave-energy absorber[C]. The ASME 31st International Conference on Ocean, Offshore, and Arctic Engineering 2012, Rio de Janeiro, Brazil, July 1-6, 2012.
- [12] Fun P C, Ronald W Y. Inertia, damping, and wave excitation of heaving coaxial cylinders[C]. The ASME 31st International Conference on Ocean, Offshore, and Arctic Engineering 2012, Rio de Janeiro, Brazil, July 1-6, 2012.
- [13] Eriksson M, Isberg J, Leijon M. Hydrodynamic modelling of a direct drive wave energy converter[J]. International Journal of Engineering Science, 2005, 43: 1377-1387.
- [14] 戴遗山, 段文洋. 船舶在波浪中运动的势流理论[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
Dai Yishan, Duan Wenyang. Potential flow theory of ship motions in waves [M]. Beijing: Natinal Defence Industry Press, 2008.
- [15] 沈华. 船舶稳性与强度计算[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2001.
Shen Hua. The ship's stability and strength calculation[M]. Dalian: Dalian Maritime University Press, 2001.

(责任编辑 王媛媛)