

底铰摆式波浪能转换装置实验研究

史宏达, 张雨晴, 赵晨羽, 李向南

(中国海洋大学工程学院, 青岛 266100)

摘 要: 通过理论分析和物理模型实验相结合的方法,系统研究底铰摆式波浪能转换装置在双向和单向2种不同PTO阻尼作用下的最大功率及俘获效率等水动力性能,同时探究不同浮力摆摆板形式对装置输出功率的影响。实验结果表明:浮力摆在双向阻尼下,装置的能量转换效率和受力特性均优于单向阻尼作用时,建议对底铰摆式波浪能转换装置施加双向阻尼。

关键词: 波浪能转换; 水动力性能; 阻尼; 浮力摆; 俘获效率; 底铰摆式

中图分类号: TK79

文献标志码: A

0 引 言

摆式波浪能转换装置因其俘获效率高、结构简单、对波浪频率响应范围宽等优点,成为波浪能利用方向研究的重点。该类装置的摆体在波浪作用下绕转动轴摆动,实现波浪能的一级转换。根据转动轴位置的不同,可将摆式装置分为悬挂摆和底铰摆2种。底铰摆式装置的工作原理是摆板绕转动轴往复摆动从而将波浪能转换为摆板的机械能,实现波浪能的一级转换^[1~3]。国外针对浮力摆的二维水动力学理论研究较多。Evans^[4]采用理论解析的方法分析了各种振荡式波浪能转换装置的能量提取效率。Caska等^[5]在势流理论基础上对圆柱形底铰摆式波浪能转换装置的水动力性能做了系统的解析研究。Flocard等^[6]采用物理模型试验的方法研究了圆柱形底铰摆式波浪能转换装置的俘获效率,验证了文献^[5]的理论解。

国内对摆式波浪能转换装置的研究起步较晚,张大海等^[7]提出双行程全周期的液压式能量转换方案并进行了物理模型实验;邱守强^[8]通过数值模拟和物理模型实验的方法对底铰摆式波浪能转换装置的摆板形式进行改进。本文深入研究底铰摆式装置的水动力特性,通过设计和改进物理模型实验,研究装置在单向和双向阻尼作用下功率变化,并分析装置在不同工作扭矩下的最大功率和最优俘获效率。

1 数学描述

图1为底铰摆式装置示意图,选取三维笛卡尔坐标系, x 轴与水平面重合,坐标原点 O 位于静水面和摆板处于平衡位置中线的交点处, z 轴垂直向上, x 轴水平向右与静水面重合,摆板静止时位置为 $x=0$ 。图中,I代表摆板左侧水域,II代表摆板右侧水域, H 代表入射波波高, d 代表水深, δ 代表摆板宽度, θ 代表摆板摆幅。

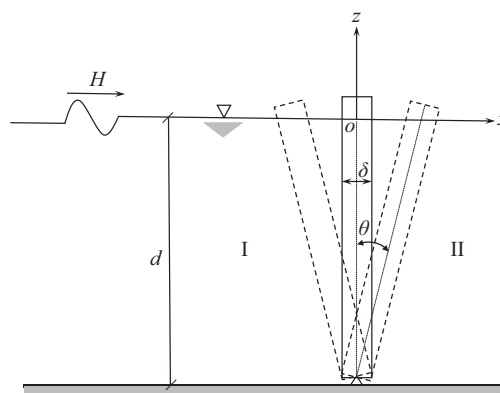


图1 底铰摆式波浪能转换装置示意图

Fig. 1 Sketch map of bottom-hinged flap-type wave energy converter

基于线性势流理论,流体运动可用速度势 $\Phi(x,z,t)$ 表示。考虑简谐波作用,可将时间因子从速度势中分离

收稿日期: 2017-09-18

基金项目: 山东省自然科学基金重大项目(ZR2017ZA0202); 国家海洋局项目(GHME2016YY02); 国家自然科学基金(41376100)

通信作者: 史宏达(1967—),男,博士、教授,主要从事海洋可再生能源利用及实用化技术开发方面的研究。hongda.shi@ouc.edu.cn

出来:

$$\Phi(x, z, t) = \operatorname{Re}\{\phi(x, z)e^{-i\omega t}\} \quad (1)$$

式中, $\phi(x, z)$ ——空间复速度势; t ——测量时间, s;
 ω ——波浪圆频率。

速度势可分解为入射势、绕射势和辐射势,均满足拉普拉斯方程,运动的边界条件及远场辐射条件:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

自由水面边界条件:

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\omega^2}{g} \phi(x, z), \quad z = 0 \quad (3)$$

式中, g ——重力加速度, m/s^2 。

水底边界条件:

$$\frac{\partial \phi(x, z)}{\partial z} = 0, \quad z = -d \quad (4)$$

摆板边界条件:

$$\frac{\partial \phi(x, z)}{\partial x} = -i\omega \xi(z), \quad x = 0 \quad (5)$$

波浪向外传播的远场辐射条件:

$$\lim_{x \rightarrow -\infty} \left(\frac{\partial}{\partial x} + ik_0 \right) \phi_I = 0 \quad (6)$$

$$\lim_{x \rightarrow +\infty} \left(\frac{\partial}{\partial x} - ik_0 \right) \phi_{II} = 0 \quad (7)$$

式中, ϕ_I 、 ϕ_{II} ——摆板左侧 I 区域、右侧 II 区域辐射势; $\xi(z)$ ——摆板上各点的水平运动幅值。

根据以上控制方程和边界条件,可写出 ϕ_I 、 ϕ_{II} 的表达式分别为:

$$\phi_I(x, z) = C_0 e^{-ik_0 x} Z_0(k_0 z) + \sum_{m=1}^{\infty} C_m e^{k_m x} Z_m(k_m z) \quad (8)$$

$$\phi_{II}(x, z) = C_0 e^{ik_0 x} Z_0(k_0 z) + \sum_{m=1}^{\infty} C_m e^{-k_m x} Z_m(k_m z) \quad (9)$$

式中, C_0 、 C_m ——待定系数。

$Z_0(k_0 z)$ 和 $Z_m(k_m z)$ 定义为:

$$\begin{cases} Z_0(k_0 z) = \cosh k_0(z+d) / \cosh k_0 d, & m=0 \\ Z_m(k_m z) = \cos k_m(z+d) / \cos k_m d, & m=1, 2, 3, \dots \end{cases} \quad (10)$$

波数 k_0 和 k_m 为下列色散方程正实根:

$$\begin{cases} \omega^2 = g k_0 \tanh k_0 d \\ \omega^2 = -g k_m \tan k_m d \end{cases} \quad (11)$$

利用匹配特征函数展开法求解辐射势中的未知系数可得:

$$\begin{cases} C_0 = -\frac{\omega}{k_0} \int_{-d}^0 \xi(z) Z_0(k_0 z) dz / N_0, & m=0 \\ C_m = \frac{i\omega}{k_m} \int_{-d}^0 \xi(z) Z_m(k_m z) dz / N_m, & m=1, 2, 3, \dots \end{cases} \quad (12)$$

式中, N_0 、 N_m ——特征函数 ($Z_0(k_0 z)$ 、 $Z_m(k_m z)$) 自身平方的垂向积分。

根据式(12)计算得到的系数 C_0 和 C_m , 可求解浮力摆两侧辐射势表达式。在规则波作用下, 浮力摆做横摇 (Roll) 运动, 故将辐射势沿摆板两侧表面积分, 可得摆板所受辐射力:

$$F_r = i\omega \rho \int_{-d}^0 (\phi_I - \phi_{II})(z+d) dz = \omega^2 m_a + i\omega C_r \quad (13)$$

将式(8)、式(9)代入式(13), 并沿 z 方向积分, 可得附加质量 m_a 和辐射阻尼 C_r 。浮力摆的运动响应方程为:

$$[-\omega^2(M+m_a) - i\omega(C_{PTO} + C_r) + C]\theta = F^s \quad (14)$$

式中, M ——质量系数; C ——恢复力系数。

对于作横摇运动的二维矩形截面摆板有:

$$M = 2\rho_0 d(\delta^2 + d^2)/3 \quad (15)$$

$$C = 2\rho g \delta^3/3 + (\rho - \rho_0)g\delta d^2 \quad (16)$$

式中, ρ ——水密度。

F^s 为激振力矩, 可通过对动水压强的积分求得:

$$\begin{aligned} F^s &= \int_{-d}^0 \rho g H Z_0(k_0 z)(z+d) dz \\ &= \frac{\rho g H}{k_0^2 \cosh k_0 d} (k_0 d \sinh k_0 d - \cosh k_0 d + 1) \end{aligned} \quad (17)$$

式(14)中的 C_{PTO} 为线性 PTO (power take-off) 阻尼系数。根据阻尼匹配条件, 线性 PTO 阻尼等于辐射阻尼时, 装置具有最大俘获效率^[9]。

在满足阻尼配备条件时, 可求得装置的理论捕获率为:

$$P_{out} = \frac{1}{2} C_{PTO} \omega^2 \theta^2 \quad (18)$$

入射波功率为:

$$P_{in} = EC_g = \frac{\rho g \omega H^2 W}{16k} \left(1 + \frac{2k_0 d}{\sinh 2k_0 d} \right) \quad (19)$$

浮力摆的理论俘获效率^[9]表达式为:

$$c_f = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{8C_{PTO}\omega|\theta|^2 k_0}{\rho g H^2 \left(1 + \frac{2k_0 d}{\sinh 2k_0 d} \right)} \quad (20)$$

式中, W ——摆板宽度, m。

波浪垂直入射时, 摆板在平行于 y 轴方向不做功, 摆板后方波浪主要由摆板运动造波产生。因此可将装置的运动过程简化为二维问题。通过装置在二维频域下的理论分析可得 PTO (power take-off) 阻尼是影响摆板最大输出功率和俘获效率的一个重要因素。因此本文在后文中通过物理模型实验的方式研

究 PTO 阻尼的变化对装置输出功率及俘获效率的影响。

2 模型试验

2.1 试验设施

实验在中国海洋大学工程水动力学实验室波浪水槽中进行,如图 2 所示。实验室水槽长宽高分别为 25.0 m×1.0 m×1.2 m。水槽一端设有造波机,在距离造波机 16 m 处放置浮力摆模型装置及其底座。测量设备包括数据采集系统及配套波高仪、扭矩传感器,水槽边壁上固定有机机械阻尼装置及扭矩功率仪,其中机械阻尼装置依靠齿轮和链条与模型底座轴承连接从而传递阻尼。

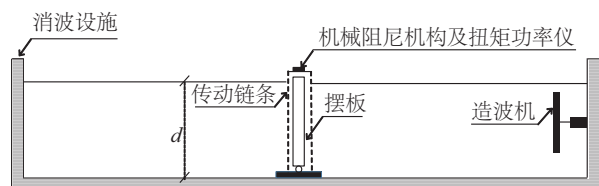
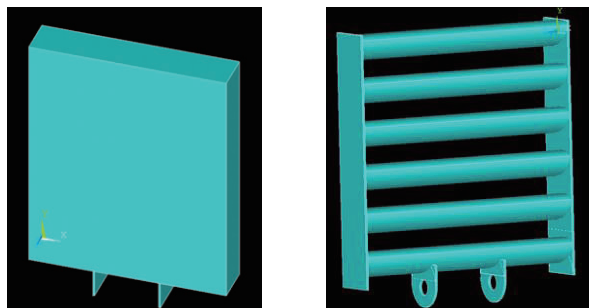


图 2 水槽示意图

Fig. 2 Sketch map of wave flume

2.2 物理模型及阻尼装置

如图 3 所示,为测试不同摆板形式对水动力性能的影响,实验设计矩形实体和透空型 2 种摆板,材质均为铝合金。矩形实体摆板尺寸(长×高×厚)为 60 cm×60 cm×12 cm(内部中空),质量 14.5 kg。透空型摆板由 6 个倾角为 20°的空心椭圆柱组成,椭圆柱横截面的长半轴为 6 cm,短半轴为 3 cm,椭圆柱间隔为 3 cm。透空型摆板外部尺寸参数与矩形摆板相同。



a. 矩形实体摆板

b. 椭圆柱透空型摆板

图 3 摆板模型

Fig. 3 Flap-type model

除设计不同板型外,为测试装置在不同形式阻尼作用下功率的变化规律,还设计了单向与双向 2 套机械阻尼装置。图 4a 为双向阻尼装置,由齿轮盘、碟刹和扭矩

传感器组成。该装置通过链条与模型底座轴连接,从而对装置施加双向恒定阻尼,使摆板在运动过程中往复做功。双向阻尼机构外接扭矩功率仪,可输出扭矩 $M(t)$ 及装置的瞬时功率 $P(t)$ 。图 4b 为单向阻尼装置,由齿轮盘、单向轴承和起重器械组成。该单向阻尼装置与模型底座轴承采用链条连接,从而传递扭矩。传动机构布置如图 4 所示,摆板在入射波浪力作用下进行往复摆动从而克服阻尼对重物做功,但在回复过程中不做功。



a. 双向阻尼

b. 单向阻尼

图 4 阻尼装置及传动机构

Fig. 4 Dampings and drive system

不同阻尼情况下,底铰摆式装置的扭矩及功率计算方法如表 1 所示。

表 1 底铰摆式装置的扭矩及功率计算公式

Table 1 Formula of torque and power

阻尼	扭矩/Nm	平均输出功率/W
单向阻尼	mgR	$\frac{mgh}{t}$
双向阻尼	$M(t)$	$\frac{1}{T} \int_0^T M(t) \frac{d\theta}{dt} dt$

注: m —重物质量,kg; R —齿轮盘半径,m; h —重物提升的距离,实验中用激光测距仪进行测量,m; t —测量时间,取 60 s; T —周期,s; $M(t)$ —实验中扭矩传感器测得的底座轴承扭矩大小,Nm; $\theta(t)$ —摆板角位移,(°)。

2.3 比尺及工况

由于重力在实验中起主要作用,故模型应满足重力相似准则,即模型与原型的弗劳德数 F_r :

$$F_r = \frac{U}{(gL)^{1/2}} \quad (21)$$

式中, U ——特征速度,m/s; L ——特征长度,m。

实验中选取长度比尺 λ_L 为 9,则其余各参数比尺如表 2 所示。

表2 模型比尺
Table 2 Model scale

长度	速度	时间	压力	功率
$\lambda_L=9$	$\lambda_U=3$	$\lambda_T=3$	$\lambda_P=729$	$\lambda_P=2187$

注: λ_L —长度比尺; λ_U —速度比尺; λ_T —时间比尺; λ_P —压力比尺; λ_P —功率比尺。

试验选取 2 种规则波的波况:1)波况 I,即水深 $d=0.5\text{ m}$,波高 $H=0.08\text{ m}$,周期 $T=2.0\text{ s}$;2)波况 II,即水深 $d=0.68\text{ m}$,波高 $H=0.16\text{ m}$,周期 $T=2.0\text{ s}$ 。为研究上述 2 种波况下不同摆板型式及阻尼对装置水动力性能的影响。试验工况如表 3 所示。

表3 装置试验工况一览表
Table 3 Test condition parameters

工况	摆板形式	PTO 阻尼	波浪要素
1	矩形摆板	单向阻尼	波况 I、II
2	矩形摆板	双向阻尼	波况 I、II
3	透空型摆板	单向阻尼	波况 I、II
4	透空型摆板	双向阻尼	波况 I、II

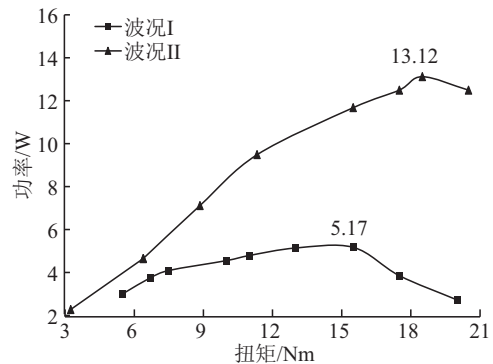
3 实验结果及分析

国内关于浮力摆式波能发电装置单向/双向 PTO 阻尼的研究较少,主要围绕数值研究开展^[7-8]。本试验过程为:1)对浮力摆模型分别施加单向与双向阻尼,对比分析 2 种 PTO 阻尼(扭矩)作用下装置的功率变化规律、最大功率与俘获效率;2)在研究矩形摆水动力性能的基础上进行透空型摆板的物理模型试验,对比 2 种不同形式摆板对装置功率的影响。

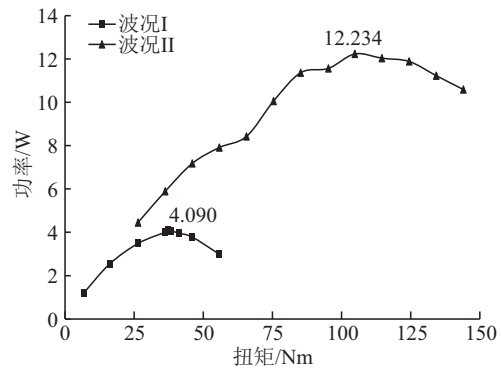
3.1 矩形摆功率试验

图 5 给出了矩形摆功率随双向阻尼、单向阻尼的变化情况。在 2 种阻尼形式下,装置的捕能功率随扭矩(阻尼)的增大均呈先增后减的趋势。值得注意的是:图 5b 中的 2 条曲线峰值时对应的工作扭矩相差 67.62 Nm ,且波况 II 时最大功率为 12.234 W ,是波况 I 时最大功率的 3 倍,表明在单向阻尼作用时波高和水深对装置的工作扭矩及吸收功率影响明显。实验过程中还观察到模型在工作扭矩(单向阻尼)作用下运动时,其运动的平衡位置不在竖直平面,即运动不对称。有阻尼方向上摆幅较大,无阻尼方向上摆幅较小,且随单向阻尼的增大,这种不对称现象越明显,当工作扭矩达到 104 Nm 时,摆板只在有阻尼方向上摆动,无法越过竖直平面。该现象说明摆板迎波一侧所受波浪力大于其恢

复力,且阻尼的存在导致运动的不对称,文献[6]在对底部铰接圆柱进行实验研究时也发现类似现象。



a. 双向阻尼



b. 单向阻尼

图5 矩形摆功率-扭矩曲线图

Fig. 5 Power-torque curve of rectangular flap

图 5 表明装置在双向阻尼作用下,当工作扭矩较大时,波况对其最大功率有明显影响。对比可得:在相同波况下,浮力摆装置在双向阻尼作用下的捕获功率略大于单向阻尼;在双向阻尼作用下,装置达到最大功率时所对应的工作扭矩远小于单向阻尼。这是由在单向阻尼作用下,装置在一个波浪周期中仅有 $1/2$ 个周期做功,工作时间少、系统效率不高所导致的。

浮力摆所受的工作扭矩是衡量装置安全性的一个重要指标,即浮力摆底部轴承所需承受的扭矩越小,装置的安全性越高。从实验过程中发现,单向阻尼作用时承受扭矩的轴承非常容易出现裂隙,为保证测量数据的准确性,实验共用 3 个极限扭矩为 200 Nm 的单向轴承。因此当装置在单向阻尼作用下工作时,如何确保其内部不出现损伤成为不容忽视的问题。

3.2 摆板型式对捕获功率的影响

为探究摆板板型对浮力摆装置捕获功率的影响,除实体摆板外,考虑到透空摆存在绕流升力的可能性,本实验设计一种与矩形实体摆板外部尺寸相同的透空型

浮力摆。为与实体摆板的实验结果进行对比,引入阻水面积概念。阻水面积定义为:当摆板位于平衡位置时,在竖直面内不透空部分的投影面积。

图 6 所示为透空型浮力摆装置的功率-扭矩(单向阻尼)曲线。实验结果显示在波况 II 时,透空型浮力摆在单向阻尼作用下的最大功率仅为相同工况下矩形实体摆的 1/5。根据单位阻水面积定义计算可得在同等波况下,透空型浮力摆单位阻水面积功率为实体摆的 1/2。当对透空摆施加双向阻尼时其摆幅极小,扭矩和转速值远低于传感器量程,故不分析双向阻尼时装置的功率随扭矩的变化情况。

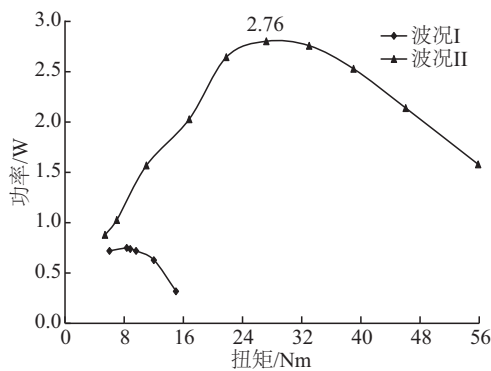


图 6 透空型摆板功率-扭矩(单向阻尼)曲线

Fig. 6 Power-torque curve of permeable flap (one-way damping)

3.3 捕能效率

浮力摆的一级捕能效率采用能量俘获因子(capture factor)评价。俘获因子 c_f 定义为装置的平均吸收功率 P_{out} 与装置宽度范围内入射波功率 P_{in} 之比,即:

$$c_f = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (22)$$

由实验数据分析可得,在工况 2(波况 II)时,实验测得浮力摆装置的最大功率为 13.12 W。通过式(22)计算得装置的俘获效率为 42.32%。在工况 1(波况 I)时,装置达到最大功率时的俘获效率为 38.54%。由此得出浮力摆装置在双向阻尼作用下的俘获效率高于单向时。根据 1 节理论分析,在理论模型中选用波况 II,浮力摆各尺度参数与矩形摆板相同。编写 Fortran 程序求解速度势中的未知系数以及辐射阻尼等水动力系数,如表 4 所示。从表 4 看出理论捕获效率略大于实验测得捕获效率。这主要是因为理论模型是建立在流体无粘、无旋且不可压缩的情况下,而实际实验过程中,水槽波浪中明显有湍流存在,且装置传动系统内部存在摩

擦,消耗了部分装置输出的能量,但理论分析解释了部分实验现象,可为实际设计提供参考。

表 4 理论解析求得各项水动力系数

Table 4 Analytic solution of hydrodynamic coefficients			
波数	圆频率/ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	辐射阻尼/ $\text{Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	俘获 效率/%
1.375	3.144	410.38	47.54

由模型比尺可推算实际工程中底铰摆式波能装置的各项参数:摆宽 5.4 m,摆高 5.4 m,摆板厚度 1.08 m,在水深 6.12 m,波高为 1.44 m,周期 6.0 s 条件下,一次转换功率为 28.69 kW,单位宽度转换功率为 5.3 kW;国外最成功的底铰浮力摆式装置是 Oyster 装置,其摆宽为 18 m,摆高为 11 m,被置于水深 10~12 m 处,装置功率 315 kW,单位宽度转换功率为 17.5 kW^[10]。由此看出,推算得出实际模型的输出功率与国外摆式装置相比在还有优化设计的空间。

4 结 论

本文基于势流理论,分析底铰摆式波能转换装置的水动力特性,并在此指导下设计了物理模型试验,研究了装置在 2 种不同形式阻尼下的输出功率、俘获效率等关键参数,得到以下主要结论:

1)在本文实验波况下,矩形浮力摆在双向阻尼作用下的最大功率大于单向阻尼,进而得到其在双向阻尼作用下的俘获效率优于单向阻尼的结论。

2)浮力摆在双向阻尼作用下的工作扭矩远小于单向阻尼。因此,从装置安全性的角度考虑,装置在双向阻尼作用下运行时内部更不易受损。

3)实体浮力摆的俘获功率明显大于透空浮力摆。

[参考文献]

- [1] DE O, FALCÃO A F. Wave energy utilization: a review of the technologies[J]. Renewable & sustainable energy reviews, 2010, 14(3): 899-918.
- [2] GOMES R P F, LOPES M F P, HENRIQUES J C C, et al. The dynamics and power extraction of bottom-hinged plate wave energy converters in regular and irregular waves[J]. Ocean engineering, 2015, 96: 86-99.
- [3] LEARY D, ESTEBAN M. Recent developments in offshore renewable energy in the Asia-Pacific region[J]. Ocean development & international law, 2011, 42(1-2): 94-119.
- [4] EVANS D V. A theory for wave-power absorption by oscillating bodies[J]. Journal of fluid mechanics, 1976,

- 77(1): 1-25.
- [5] CASKA A J, FINNIGAN T D. Hydrodynamic characteristics of a cylindrical bottom-pivoted wave energy absorber[J]. *Ocean engineering*, 2008, 35(1): 6-16.
- [6] FLOCARD F, FINNIGAN T D. Laboratory experiments on the power capture of pitching vertical cylinders in waves[J]. *Ocean engineering*, 2010, 37(11): 989-997.
- [7] ZHANG D H, LI W, ZHAO H T, et al. Design of a hydraulic power take-off system for the wave energy device with an inverse pendulum[J]. *China ocean engineering*, 2014, 28(2): 283-292.
- [8] 邱守强. 摆式波能转换装置研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2013.
- QIU S Q. Study on the pendulum wave energy converter [D]. Guangzhou: South University of Technology, 2013.
- [9] FALNES J. *Ocean waves and oscillating systems*[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2002: 127-132.
- [10] WHITTAKER T, FOLLEY M. Nearshore oscillating wave surge converters and the development of Oyster [J]. *Philosophical transactions of the Royal Society*, 2012, 370(1959): 345-364.

EXPERIMENTAL STUDY OF BOTTOM-HINGED FLAP-TYPE WAVE ENERGY CONVERTER

Shi Honda, Zhang Yuqing, Zhao Chenyu, Li Xiangnan

(College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China)

Abstract: The utilization technology of bottom-hinged flap wave energy converters has attracted more attentions because of its high energy conversion efficiency and structural simplicity. In this paper, the energy conversion efficiency of the bottom-hinged flap wave energy converter is systematically studied by physical model experiments and theoretical analyses in the cases of one or two-way power take-off (PTO) damping. In addition, the effects of bottom-hinged flap forms on the output power are also estimated in detail. The experimental results show that the conversion efficiency and mechanical characteristics of the device under two-way PTO damping perform better than that of one way PTO damping. Therefore, in practical engineering applications, it is advisable to exert two-way damping on the bottom-hinged flap wave energy converter.

Keywords: wave energy conversion; hydrodynamic performance; damping; bottom-hinged flap; capture efficiency; ottom-hinged flap-type