

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2413451

新型海洋浮标波浪能发电装置动力学特性研究

刘丽兰,代航舵,秦英凯,李佳佳,吴子英

(西安理工大学机械与精密仪器工程学院 西安 710048)

摘要:波浪作用下海洋浮标主要存在纵摇和垂荡运动,采用两自由度差动轮系分别将浮标的垂荡运动和纵摇运动与差动轮系的两个输入轴相连,差动轮系的输出轴与转子发电机相连,提出了一种多源耦合的新型海洋浮标波浪能发电装置。利用绕定轴转动的摆球俘获浮标纵摇的运动能量,并利用含有单向轴承的齿轮机构将摆球的往复摆动转化为驱动发电机转动的单向旋转运动,该旋转运动为差动轮系的输入之一。同时,利用含有单向轴承的齿轮齿条机构将浮标的垂荡运动转化为驱动发电机转动的单向旋转运动,该旋转运动为差动轮系的另一个输入。差动轮系的行星架作为输出轴与发电机转子直连驱动发电机单向转动,将浮标的纵摇和垂荡动能转化为电能。分别建立了新型浮标波浪能发电装置中摆球纵摇发电装置、浮体垂荡发电装置以及浮标纵摇/垂荡耦合的动力学方程,采用数值仿真研究了不同波浪周期和不同波浪幅值下发电装置的动力学响应及发电功率。结果表明:当波浪幅值为 1 m 时,浮标平均发电功率在波浪周期为 2.3 s 左右时达到最大,随着激励波浪幅值增大,浮标的垂荡和纵摇振动的响应随之增加,发电功率逐渐增大,当波幅为 1.1 m 时发电功率可达 525.7 W。在波浪周期为 2.3 s、振幅为 1 m 时,安装单向轴承比未安装单向轴承的发电效率提高约 19.2%。

关键词:海洋浮标;差动轮系;波浪能发电;垂荡-纵摇耦合;水动力特性

中图分类号: TH122 P743 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 480.6030

Dynamic characterization of a new ocean buoy wave energy harvester

Liu Lilan, Dai Hangduo, Qin Yingkai, Li Jiajia, Wu Ziyang

(School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Under the action of waves, the ocean buoy device mainly undergoes pitch and heave motions. In this paper, a novel buoy wave energy harvester with multi-source coupling is proposed. The harvester employs a two-degree-of-freedom differential gear train to capture the pitch and heave motions of the buoy, with the output shaft of the differential gear train connected to the rotor of the generator. The power generation device utilizes a pendulum ball rotating around a fixed axis to capture the energy of the buoy's longitudinal pitch motion, and a gear mechanism with unidirectional bearings is used to convert the reciprocating swing motion of the pendulum ball into unidirectional rotational motion to drive the generator, which serves as one input to the differential gear train. Simultaneously, the heaving motion of the buoy is converted into unidirectional rotational motion to drive the generator rotation through a gear rack mechanism with unidirectional bearings, acting as the other input of the differential gear train. The planetary carrier of the differential gear train serves as the output and is directly connected to the generator rotor, driving the generator to rotate in one direction. Ultimately, the kinetic energy of the buoy's pitching and heaving motions is transformed into electrical energy. The dynamic equations of the pendulum ball generator, the float body generator, and the coupled pitch-heave motion in the buoy power generation device are established separately. Numerical simulations are conducted to study the dynamic response and power generation of the device under different wave periods and amplitudes. The results show that when the wave amplitude is 1 m, the average power generation of the buoy reaches its maximum at a wave period of 2.3 s. As the excitation wave amplitude increases, the vibration responses of the buoy's pitching and heaving motions become more pronounced, and the power generation gradually increases. When the wave amplitude reaches 1.1 m, the generated power can reach 525.7 W. Additionally, when the wave period is 2.3 s and the amplitude is 1 m, the installation of unidirectional bearings can increase the power generation efficiency by approximately 19.2% compared to not installing

unidirectional bearings.

Keywords: ocean buoys; differential gear train; wave energy generation; heave-pitch coupling; hydrodynamic characteristic

0 引言

海洋浮标是一种锚定在海上主要用于测量和收集海洋环境数据的观测站^[1],还可以作为引导海上船舶航行的标灯^[2]。其常规的供电方式多为电缆输电或自带电池供电,需要不断维护线缆或更换电池,不适合特殊环境及偏远海洋流域。因此,众多学者开始关注开发海洋浮标的可替代供电电源,马全党等^[3]利用风能和潮流能开发了海洋浮标的多源耦合供电装置,毛轻扬等^[4]为海洋浮标设计了风、光耦合发电的系统,并利用 Matlab/Simulink 软件平台进行了建模仿真。上述方法虽然一定程度上为海洋浮标提供了一定电量,但是发电量受环境影响较大比如风量小、阴雨天等将无法实现海洋浮标的持续供电。波浪能作为一种分布广泛、持久丰富的海洋资源,已经成为新型能源开发领域的研究热点^[5-9]。海洋浮标漂浮在海洋上,拥有巨大的动能能量供给源,利用波浪能实现自供电是最理想的解决方式。

由于波浪特殊的运动形式,主要在垂荡和纵摇两个方向形成运动动能,因此目前已有的基于波浪能发电的装置结构也基本上分为垂荡和纵摇两大类型。垂荡类型的发电装置有振荡水柱式^[10]、浮体直驱式^[11],纵摇类型的发电装置有浮力摆式^[12]、偏心摆式^[13]和悬摆式^[14]。周逸论等^[10]从垂荡方向俘获波浪能,并将其转化压缩空气能,然后再将压缩空气能转化为电能。刘川等^[11]分别将两个浮体与发电机的初级线圈和刺激线圈相连,利用直线发电机直接将波浪的垂荡能量转化为电能。欧阳自强等^[12]从纵摇方向设计摆动式波浪能发电装置,利用齿轮齿圈机构和增速箱实现旋转式发电。王群峰等^[13]从纵摇方向设计了偏心摆式波浪能发电装置,将波浪能转化为偏心摆绕回转轴线的转动,实现了波浪能到电能的转化。李艳生等^[14]设计了摆式球形波浪能发电装置,在装置内部安装了悬挂摆、螺旋桨和飞轮形成不同角度的波浪能量俘获,并利用 Adams 软件仿真分析出了该装置的发电功率约为 1 W。

在波浪能发电装置的理论建模方法和研究手段方面,刘川等^[11]根据线性波浪能理论和牛顿第二定律,建立浮体的运动方程,完成了理论仿真与实验研究,原型样机的最大发电功率可达 6.54 W。温瑞峒等^[15]在船体外侧附加波浪能发电装置,提出了一种新型船载波浪发电设备设计方案,利用 ANSYS 软件仿真计算了发电装置的垂荡幅值响应、水动力系数、垂荡波浪力等参数,给出了发电功率曲线。Wang 等^[16]提出了改进的增量谐波平衡

(incremental harmonic balance, IHB)方法与增量弧长法相结合的方法建立了沙漏型浮体发电装置,分析了浮体不同上倾角对垂荡和纵摇耦合运动的影响,得出了上倾角越小,垂荡和纵摇耦合运动响应的非线性幅值越大的结论。杜小振等^[17]设计了基于介电弹性体的漂浮式波浪能发电装置,给出了浮子运动、振动水柱、气室压强和介电弹性体薄膜顶端形变的 Simulink 求解模型,进行了数值仿真计算,发电功率在 1 mW 左右。Wu 等^[18]建立了振荡水柱式发电装置的模型,对传统负载电路进行了优化,并根据理论模型进行了实验研究,研究结果表明改进后的负载电路提高了能量转换效率,系统效率最高达 31.77%,输出功率最大为 21.94 W。Liang 等^[19]针对波浪的垂荡动能,提出了一种波浪能发电装置,该装置采用正/反单向轴承和齿轮齿条机构实现了波浪上下运动到转子发动机单向转动,提高了波浪能量转换效率,实验样机的峰值发电功率可达 205 W。Liu 等^[20]提出了利用船舶内部起伏振荡器作为俘获波浪能的手段,将相对运动的动能通过取力器系统转换为电能,并利用边界元方法推导了规则波下船舶和舷内升沉振子的动力学方程。余勇军等^[21]利用 Fluent 软件建立三维数值水池模型,计算了不同运动参数下带延伸筒体和减动结构的圆筒型浮式生产储卸油装置的垂荡阻尼系数和附加质量,得出了垂荡阻尼系数与垂荡运动周期负相关,与垂荡运动幅值呈线性正相关。王项南等^[22]针对我国海洋能发电装置的技术需求,开展了发电装置性能水平的测试和评价方法研究,从功率特性和电能质量两方面进行了充分分析评价。

综上所述,利用波浪能发电的装置结构形式多样,但相关报道中通常仅针对波浪的垂荡或者纵摇的单独运动方向进行能量收集,而将波浪诱发的垂荡和纵摇复合运动动能综合利用的发电装置鲜见报道。因此,设计了一种新型浮标型波浪能发电装置,该装置采用两自由度差动轮系,分别将海洋浮标的垂荡动能和纵摇动能与差动轮系的两个输入轴相连,差动轮系的输出轴与转子式发电机相连,实现了海洋浮标在波浪能驱使下的多源运动能量的收集,采用数值仿真完成了该装置的动力学特性及发电功率研究。

1 海洋浮标波浪能发电装置设计

海洋浮标随波浪的运动主要为上下垂荡运动和纵向摇摆运动,本文设计的海洋浮标波浪能发电装置外形和内部结构如图 1 所示。采用两自由度差动轮系对垂荡运动和纵摇运动进行运动合成,即将浮标的垂荡和纵摇运

动方式转化为太阳轮的输入转动,将行星架的转动作为输出,行星架与转子式发电机相连,驱动发电机转动发

电。该发电装置采用左右完全对称式结构,有助于浮标保持平衡状态。

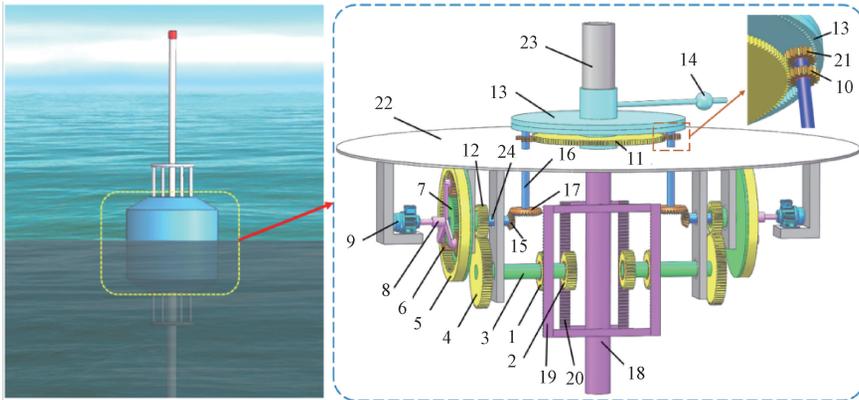


图 1 海洋浮标发电装置外观及内部结构

Fig. 1 Appearance and internal structure diagram of ocean buoy power generation device

图 1 中各零件编号含义为:1-垂荡齿轮 A (内装有正向单向轴承),2-垂荡齿轮 B (内装有反向单向轴承),3-传动轴,4-大齿轮,5-大太阳轮,6-行星轮,7-小太阳轮,8-行星架,9-转子发电机,10-纵摇小齿轮 A (内装有反向单向轴承),11-外齿轮,12-小齿轮,13-内齿轮,14-摆球,15-小锥齿轮,16-竖向传动轴,17-大锥齿轮,18-支撑柱,19-齿条 A,20-齿条 B,21-纵摇小齿轮 B (内装有正向单向轴承),22-支撑架,23-套柱,24-横向传动轴。

图 1 中的海洋浮标发电装置工作过程为:

浮标随波浪纵摇运动动能俘获过程——浮标随波浪发生纵摇运动,导致摆球 14 绕柱体 23 发生往复/回转运动,摆球 14 与内齿轮 13 和外齿轮 11 固接形成一个连体构件,内齿轮 13 与小齿轮 21 啮合,外齿轮 11 与小齿轮 10 啮合,在小齿轮 21 中正向单向轴承和齿轮 10 中反向单向轴承的联合作用下,可将摆球 14 绕支撑柱 18 的往复回转运动转化为竖向传动轴 16 的单向旋转运动,借助锥齿轮 15 和锥齿轮 17 的啮合将单向转动直接传递给两自由度差动轮系中小太阳轮 7。

浮标随波浪垂荡运动动能俘获过程——支撑柱 18 通过链锚定在海底,4 根齿条与支撑柱 18 固连。支撑架 22 与套柱 23 固连。当浮标随着海浪上下往复运动时,上下运动的支撑架 22 带动传动轴 3 及齿轮 1 和 2 上下运动,齿轮 1 和 2 分别与齿条 19 和 20 啮合。由于齿条 19 和 20 与支撑柱 18 固连,从而利用齿轮齿条啮合,将浮标上下往复运动转换为齿轮 1 和齿轮 2 的旋转运动,进一步,由于齿轮 1 和 2 中分别安装有正/反向单向轴承,可以使浮标上下运动直接转变为传动轴 3 的单向旋转运动。借助大齿轮 4 和小齿轮 12 啮合,将该单向旋转运动传递给两自由度差动轮系中大太阳轮 5。

垂荡与纵摇运动合成过程——两自由度差动轮系的两个输入分别为小太阳轮 7 和大太阳轮 5,从而将浮标装置的纵摇运动和上下垂荡运动借助两个太阳轮作为输入进行运动合成,行星架 8 作为输出与转子式发电机相连,实现动能到电能的能量转换。

2 海洋浮标发电装置动力学建模

海洋浮标发电装置动力学建模分成以下 3 个方面:纵摇动力学建模、垂荡动力学建模以及纵摇-垂荡耦合动力学建模。

2.1 纵摇运动到发电机单向旋转运动过程建模

1) 摆球摆动的动力学模型

摆球运动的力学模型如图 2 所示,其中 φ 为海洋浮标装置随波浪纵摇的倾角位移, m_1 为摆球质量, θ 为摆球绕支撑柱转动的角度, l 为摆球距离回转中心的距离, h 为摆球到回转平面的距离。

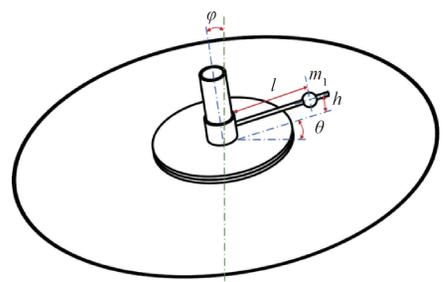


图 2 摆球运动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of ball swing motion

根据图2,摆球的动能 E 为^[23]:

$$E = \frac{1}{2} m_1 [(l\dot{\theta} \sin \theta + h\dot{\theta})^2 + (l\dot{\varphi} \cos \theta)^2 + (l\dot{\theta} \cos \theta)^2] \quad (1)$$

势能 U 为:

$$U = m_1 g (h \cos \varphi + l(1 + \cos \theta \sin \varphi)) \quad (2)$$

式中: g 为重力加速度。

建立拉格朗日方程,有:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \theta} + \frac{\partial U}{\partial \theta} = Q \quad (3)$$

式中: $Q = -2a\ddot{\theta} - 2b\dot{\theta}$ 为纵摇转动装置阻力; a 为从摆球到发电机的等效转动惯量; b 为等效粘性阻尼系数。将式(1)和(2)代入到式(3)并化简,可得到摆球的动力学方程为:

$$\ddot{\theta} + \frac{2b}{m_1 l^2 + 2a} \dot{\theta} + \frac{m_1 l^2}{m_1 l^2 + 2a} \left(\dot{\varphi} 2 \cos \theta + \frac{h}{l} \ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \sin \varphi \right) \sin \theta = 0 \quad (4)$$

2) 发电机建模

转子发电机电路模型如图3所示,电动势电压的数学表达式为:

$$V_g = K_g \dot{\theta}_g \quad (5)$$

式中: V_g 、 K_g 和 $\dot{\theta}_g$ 分别为电动势电压、反电动势常数和发电机转速。

电磁扭矩的数学表达式为:

$$T_g = K_t i_g \quad (6)$$

式中: T_g 、 K_t 和 i_g 分别为电磁扭矩、力矩常数和发电机内部回流电流。由于电感 L 很小,通常忽略不计。

综合式(5)和(6)得到发电机转矩与电压的关系为:

$$T_g = K_t \cdot \frac{V_g}{R_i + R_o} = \frac{K_t K_g \dot{\theta}_g}{R_i + R_o} \quad (7)$$

式中: R_i 和 R_o 分别为发电机内部电阻和外部电阻。

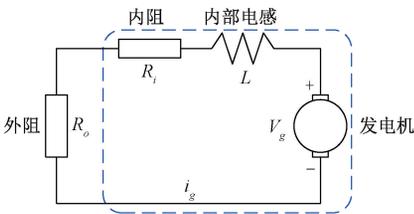


图3 转子式发电机等效电路模型

Fig. 3 Equivalent circuit model of rotary generator

3) 摆球摆动到单向回传输出轴的动力学建模

由于海洋浮标发电装置采用左右完全对称式结构,取右侧发电装置为分析对象,摆球摆动转化为单向转动的传动结构如图4所示。

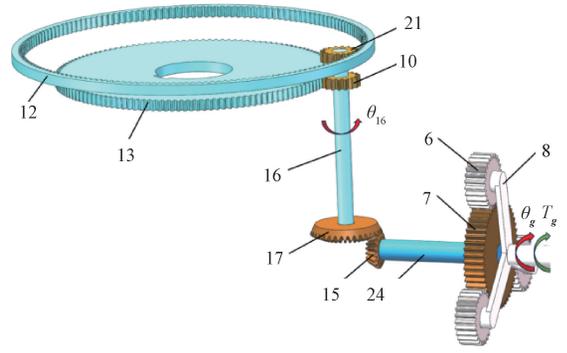


图4 纵摇转化为单向转动的传动结构

Fig. 4 Schematic diagram of the transmission structure for converting pitching to unidirectional rotation

(1) 结合状态

摆球绕着支撑柱摆动时,当 $\dot{\theta}_{21} - \dot{\theta}_{16} > 0$ 或 $\dot{\theta}_{10} - \dot{\theta}_{16} > 0$ 时,正/反向单向轴承处于结合工作状态,摆球的摆动通过含有正/反向单向轴承的齿轮21或齿轮10带动轴16转动,锥齿轮17和锥齿轮15啮合使横向传动轴24转动,从而带动小太阳轮7与行星轮6啮合,并通过行星架带动发电机轴8转动。

选取轴16为研究对象,其余轴和齿轮向轴16等效,忽略差动轮系中小太阳轮、行星轮和行星架的转动惯量,根据牛顿第二定律,图4传动结构的动力学方程为:

$$\begin{cases} I_j \ddot{\theta}_j = T_j - T_c \\ [I_{one} + I_{16} + I_{17} + n_{锥}^2 (I_{15} + I_3) + n_{锥}^2 n_{小-行}^2 I_g] \ddot{\theta}_{16} = T_c - n_{锥} n_{小-行} T_g \\ \dot{\theta}_g = n_{锥} n_{小-行} \dot{\theta}_{16} \end{cases} \quad (8)$$

式中: $T_j (j = 10 \text{ 或 } 21) = T_i / n_i (i = 11 \text{ 或 } 13)$ 为从摆球通过齿轮11或齿轮13传递给小齿轮10或小齿轮21的扭矩, $n_i (i = 11 \text{ 或 } 13)$ 为齿轮11和小齿轮10或齿轮13和小齿轮21之间的传动比; T_c 为小齿轮10或小齿轮21中正/反向单向轴承传递给轴16的扭矩; $n_{锥}$ 为锥齿轮15和锥齿轮17的传动比; $n_{小-行}$ 为小太阳轮7与行星架8之间的传动比; $I_j (j = 10 \text{ 或 } 21)$ 为小齿轮10/小齿轮21的转动惯量; I_{one} 为单向轴承的转动惯量; I_{16} 为轴16的转动惯量; I_{17} 为锥齿轮17的转动惯量; I_{15} 为锥齿轮15的转动惯量; I_3 为轴3的转动惯量; I_g 为发电机轴的转动惯量; $\dot{\theta}_j (j = 10 \text{ 或 } 21)$ 为小齿轮10/小齿轮21的转动角速度; $\ddot{\theta}_{16}$ 为轴16的转动角加速度。

为了简化计算,进一步忽略单向轴承、锥齿轮15和锥齿轮17的转动惯量,并将式(7)代入式(8),则有:

$$\begin{cases} I_j \ddot{\theta}_j = T_j - T_c \\ [I_{16} + n_{锥}^2 I_3 + n_{锥}^2 n_{小-行}^2 I_g] \ddot{\theta}_{16} = T_c - \frac{K_t K_g \dot{\theta}_g}{n_{锥} n_{小-行} (R_i + R_o)} \end{cases} \quad (9)$$

(2) 脱离状态

当 $\dot{\theta}_{21} - \dot{\theta}_{16} < 0$ 或 $\dot{\theta}_{10} - \dot{\theta}_{16} < 0$ 时,正/反单向轴承处于脱离工作状态,此时,轴 16 的旋转速度 > 摆球 14 转化到齿轮 21 或齿轮 10 的旋转速度,即转子式发电机的转速高于摆球 14 的转化速度,此时图 4 中只剩下转子式发电机处于自由衰减的转动运动。则有:

$$[I_{16} + n_{\text{锥}}^2 I_3 + n_{\text{锥}}^2 n_{\text{小-行}}^2 I_g] \ddot{\theta}_{16} + n_{\text{锥}} n_{\text{小-行}} \frac{K_i K_g \dot{\theta}_g}{R_i + R_o} = 0 \quad (10)$$

2.2 垂荡运动到发电机单向转动建模

发电装置的垂荡运动传递到发电机转子单向转动的传动结构如图 5 所示。

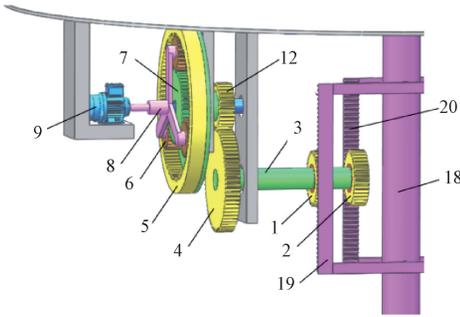


图 5 垂荡运动转化为单向转动的传动结构

Fig. 5 Schematic diagram of the transmission structure for converting heaving to unidirectional rotation

垂荡运动的传动原理与图 4 纵摇运动的传动原理类似,其运动过程建模仍然分为结合状态和脱离状态。

1) 结合状态

浮标装置沿着支撑柱上下往复运动时,当 $\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3 > 0$ 或 $\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 > 0$ 时,正/反向单向轴承处于结合工作状态,浮标的上下往复运动通过正/反向单向轴承带动传动轴 3 转动,大齿轮 4 和小齿轮 12 啮合从而带动大太阳轮 5 旋转,大太阳轮 5 与行星轮啮合,通过行星架带动发电机轴 8 转动。

选取浮标装置整体为研究对象,图 5 传动结构的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_e \ddot{x} + T_k/R = F \\ I_{pj} \ddot{\theta}_{pj} = T_k - T_d \\ [I_{\text{one}} + I_3 + I_4 + n_{\text{直}}^2 (I_{12} + I_5) + n_{\text{直}}^2 n_{\text{大-行}}^2 I_g] \ddot{\theta}_3 = T_d - n_{\text{直}} n_{\text{大-行}} T_g \\ \dot{\theta}_g = n_{\text{直}} n_{\text{大-行}} \dot{\theta}_3 \end{cases} \quad (11)$$

式中: m_e 为浮标总等效质量,令 m_r 为支撑架质量,有 $m_e = m_r + (I_{pj} + I_{\text{one}} + I_3 + I_4 + n_{\text{直}}^2 (I_{12} + I_5) + n_{\text{直}}^2 n_{\text{大-行}}^2 I_g)/R$; R 为齿轮 1/ 齿轮 2 的分度圆直径; F 为浮标装置受到的浮

力; T_k 为齿轮 1/ 齿轮 2 作用在齿条 19/ 齿条 20 上的力矩; T_d 为齿轮 1/ 齿轮 2 中正/反向单向轴承传递给轴 3 的扭矩; $n_{\text{直}}$ 为齿轮 4 和齿轮 12 的传动比; $n_{\text{大-行}}$ 为大太阳轮 5 与行星架 8 之间的传动比; $I_{pj} (j = 1 \text{ 或 } 2)$ 为齿轮 1/ 齿轮 2 的转动惯量; I_4 为大齿轮 4 的转动惯量; I_{12} 为小齿轮 12 的转动惯量; I_5 为大太阳轮 5 的转动惯量; $\dot{\theta}_{pj} (j = 1 \text{ 或 } 2)$ 为齿轮 1/ 齿轮 2 的转动角速度; $\ddot{\theta}_3$ 为轴 3 的转动角加速度。

2) 脱离状态

当 $\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3 < 0$ 或 $\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 < 0$ 时,正/反单向轴承处于脱离工作状态,此时,轴 3 的旋转速度大于齿条 19/ 齿条 20 转化到齿轮 1/ 齿轮 2 的旋转速度,即转子式发电机的转速高于齿条 19/ 齿条 20 的转化速度,此时图 5 中只剩下转子式发电机处于自由衰减的转动运动。则式(11)变为:

$$\begin{cases} m_e \ddot{x} = F \\ [I_{\text{one}} + I_3 + I_4 + n_{\text{直}}^2 (I_{12} + I_5) + n_{\text{直}}^2 n_{\text{大-行}}^2 I_g] \ddot{\theta}_3 + n_{\text{直}} n_{\text{大-行}} T_g = 0 \\ \dot{\theta}_g = n_{\text{直}} n_{\text{大-行}} \dot{\theta}_3 \end{cases} \quad (12)$$

2.3 海洋浮标纵摇-垂荡耦合动力学模型

实际的海浪由大量波高、周期不等的杂波叠加而成,运动较为复杂,数学描述难度大,为了简化,通常将波浪运动简化为简谐运动来处理。结合文献[24]中关于圆柱形平台垂荡-纵摇耦合方程,本文建立了海洋浮标纵摇-垂荡的耦合动力学方程为:

$$(m_e + \Delta m) \ddot{x}(t) + (c_3 + c_e) \dot{x}(t) + \rho g A_w x(t) - \rho g A_w \overline{OG} \frac{\varphi^2}{2} = F_3 \cos(\omega t) \quad (13)$$

$$(I_5 + A_5) \ddot{\varphi}(t) + c_5 \dot{\varphi}(t) + \rho g \nabla_0 \overline{GM}_0 \varphi(t) - K_x \varphi(t) x(t) = M_5 \cos(\omega t) \quad (14)$$

式中: F_3 为垂荡波浪激励力幅值; ω 为波浪振动频率; M_5 为纵摇波浪力矩幅值; $x(t)$ 为垂荡位移; Δm 为垂荡附加质量; A_5 为浮标纵摇附加转动惯量; c_3, c_e 和 c_5 分别为垂荡阻尼系数、等效阻尼和纵摇阻尼系数, c_3 和 c_5 通常称为辐射阻尼; A_w 为水线面面积; \overline{GM}_0 为初稳性高; ∇_0 为初始状态排水体积; \overline{OG} 为静水面到浮标重心的垂直距离; $K_x = \rho g \overline{OG} A_w$ 表示垂荡位移引起纵摇时的非线性回复力矩。

3 数值仿真

海洋浮标发电装置中各个齿轮的齿数分别为 $Z_1 = 37, Z_4 = 101, Z_5 = 101, Z_6 = 20, Z_7 = 61, Z_{10} = 20, Z_{11} = 132, Z_{12} = 17, Z_{13} = 172, Z_{15} = 13, Z_{17} = 51, Z_{21} = 20$ 。各齿轮模数

均为 3 mm。发电装置的基本参数如表 1 所示。

表 1 浮标发电装置基本参数

Table 1 Basic parameters of buoy power generation device

参数	符号/单位	数值
摆球质量	m/kg	14
距中轴长度	l/m	0.93
距隔板高度	h/m	0.3
小齿轮 10/21 的转动惯量	$I_j/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.1
轴 16 转动惯量	$I_{16}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.01
发电机轴转动惯量	$I_g/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.12
小齿轮 1/2 转动惯量	$I_{10}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.14
单向轴承的转动惯量	$I_{one}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.031
轴 3 转动惯量	$I_3/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.023
大齿轮 4 转动惯量	$I_4/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.051
小齿轮 12 转动惯量	$I_{12}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.45
大太阳轮 5 转动惯量	$I_5/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.68
发电机电势系数	$K_e/(\text{V}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	0.35
发电机转矩系数	$K_t/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{A}^{-1})$	0.59
电机内阻	R_u/Ω	0.25
电机外阻	R_o/Ω	20

3.1 海洋浮标纵摇-垂荡水动力参数获取

鉴于式 (13) 和 (14) 中海洋浮标垂荡波浪激励力幅值、纵摇波浪力矩幅值、附加质量、附加转动惯量等难于理论获取, 此处采用 ANSYS 仿真软件进行分析计算获取水动力参数。将波浪设置为幅值为 A 、周期为 T 的简谐运动波。建立海洋浮标外壳体三维模型如图 6 所示, 浮标上端面为圆柱形, 直径 2 m, 下面锥体的锥形角度为 100° , 浮标质量 2 793 kg、吃水深度 1.42 m、排水量 2. 724 8 m^3 、体积 4. 52 m^3 , 3 个方向的转动惯量分别为 $I_{xx} = 1\ 200\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{yy} = 1\ 200\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$ 和 $I_{zz} = 1\ 296\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。计算得到的参数随波浪周期的变化如图 7~9 所示。

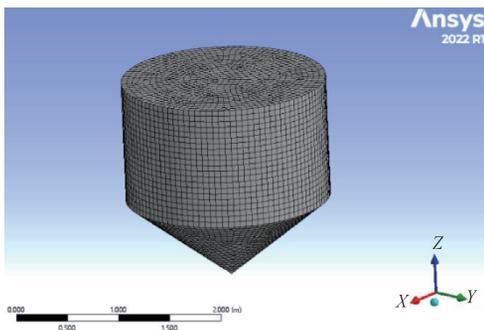


图 6 海洋浮标三维模型

Fig. 6 Three dimensional model of ocean data buoy

1) 垂荡波浪激励力和纵摇波浪力矩

不同波浪周期下垂荡波浪激励力和纵摇波浪力矩如图 7 所示。

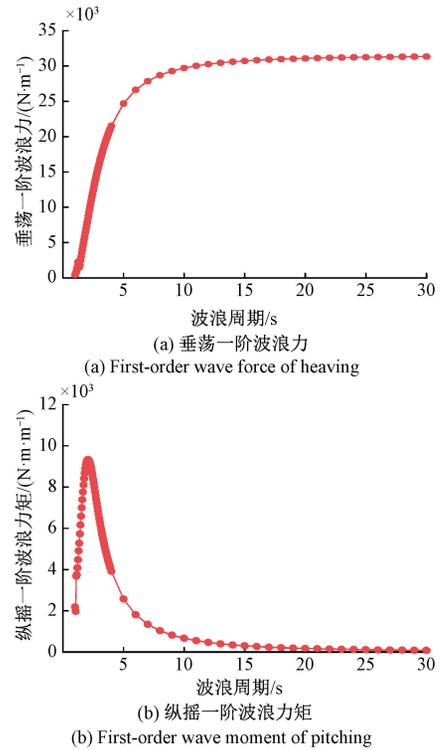


图 7 一阶波浪载荷

Fig. 7 First-order wave loads

从图 7 (a) 可以看出, 浮标所产生的垂荡波浪力随着波浪周期的增大先迅速增大, 在波浪周期为 10 s 时逐渐趋于平稳。在波浪周期开始增大时, 波浪持续积累能量, 能量的增加促使波浪力相应增大, 浮标的振动幅度变大。当波浪周期增大到一定程度时, 浮标的振动反过来又会扰动波浪对它的作用力。当浮标的响应与波浪的作用达到一种平衡时, 波浪力就不再明显增加而趋于平稳。而相对于垂荡方向波浪激励比较规则, 纵摇方向的波浪激励能量是不确定的。从图 7 (b) 来看, 纵摇力矩随着波浪周期增大出现了先增大后减小的变化趋势, 波浪周期在 2.4 s 附近时, 纵摇力矩出现最大值 9 338 $\text{N}\cdot\text{m}$, 在周期为 15 s 左右之后变得很小。

2) 附加质量和附加转动惯量

海洋浮标在不同波浪周期下的垂荡附加质量和纵摇附加转动惯量如图 8 所示。

从图 8 能够看出, 浮标的垂荡附加质量在波浪周期较小时变化波动最为明显, 随着周期的不断增大最终趋于一个固定值。当波浪周期在 9 s 附近时, 附加质量达到最大值为 1 966 kg, 随后趋于平稳。根据文献 [25], 浮体附加质量系数 A_{pq} 可表达为 $A_{pq} = -\text{Re}[\mathbf{F}_{pq}/\dot{\mathbf{v}}_p]$ (\mathbf{F}_{pq} 为波浪力, $\dot{\mathbf{v}}_p$ 为浮体振荡加速度), 可知附加质量系数与波浪力

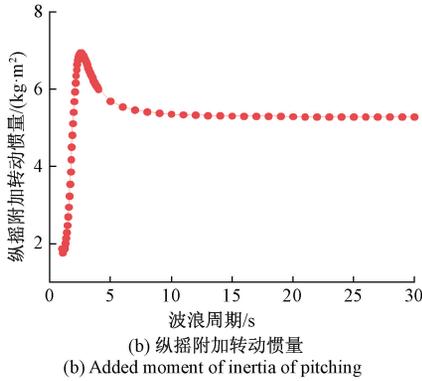
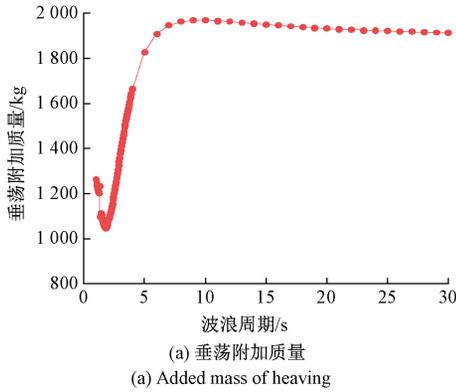


图 8 附加质量和转动惯量

Fig. 8 Added mass and added moment of inertia

是呈正相关的。浮标的垂荡加速度基本不变,因此浮标的附加质量的变化趋势与波浪力的变化(图 7(a))是基本一致的。同样,纵摇附加惯性矩的变化趋势与波浪力矩(图 7(b))相似。随着波浪周期的增大,纵摇附加惯性矩先迅速增大后减小并最终趋于一稳定数值,在波浪周期为 2.6 s 时达到最大值为 $6.9 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$ 。

3) 辐射阻尼

由于波浪流动的黏性作用,海洋浮标在不同波浪周期下受到的辐射阻尼如图 9 所示。

从图 9 能够看出,浮标的垂荡和纵摇辐射阻尼随着波浪周期增大先迅速增大,之后不断减小并趋近于一固定值。垂荡辐射阻尼在波浪周期为 2.7 s 时达到最大值

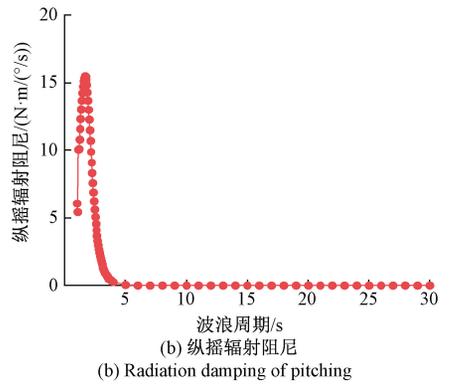
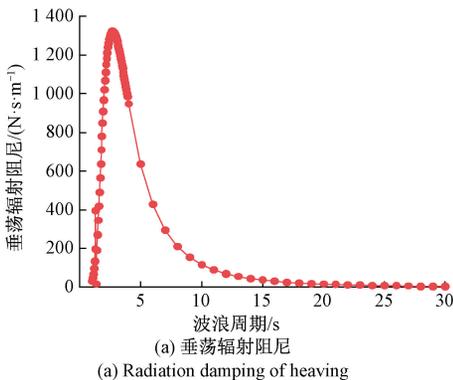


图 9 辐射阻尼

Fig. 9 Radiation damping

$1323 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$,纵摇辐射阻尼在波浪周期为 1.6 s 时达到最大值为 $15.5 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{°}/\text{s})$ 。

4) 幅值响应算子

幅值响应算子用于描述海洋浮标在海浪激励下的响应特征,是浮标各自由度运动幅值与波幅之比,是评价浮标结构性能的重要参考指标之一。在不同振动频率的波浪的作用下,对幅值响应算子变化进行分析,以确定波浪能发电的最大功率所在的频率波段。不同波浪周期下幅值响应算子如图 10 所示。

从图 10 能够看出,在波浪周期为 0~5 s 之间,垂荡振动幅值响应算子变化较大,在波浪周期为 2.25 s 时达

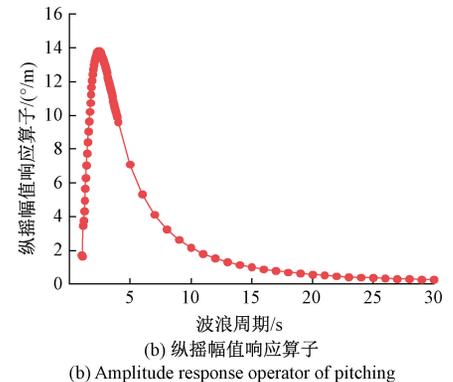
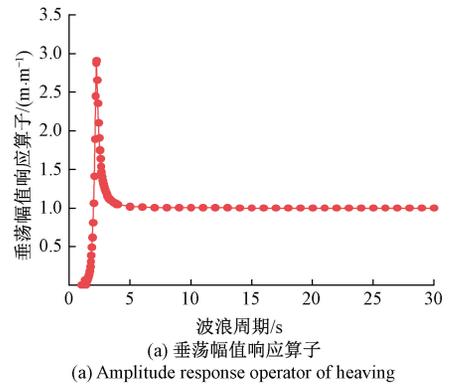


图 10 幅值响应算子

Fig. 10 Amplitude response operator

到峰值 2.9,之后数值迅速减小并趋于平稳。在波浪周期为 0~10 s 之间,纵摇振动幅值响应算子变化较大,在波浪周期为 2.4 s 时达到峰值 13.8,之后不断减小。振动最大峰值出现在波浪振动周期与浮标固有周期接近的范围内。由此可知,有利于浮标装置发电的波浪周期在 [2.25~2.4 s] 区间。

3.2 浮标时域响应及发电功率

海洋浮标在不同波浪频率的情况下,系统的动力学行为也会随之发生改变。基于 3.1 节获得的水动力参数,使用 Matlab 中的龙格库塔法对发电装置联合动力学方程(即式(4)~(14))进行求解,研究不同波浪周期条件下的海洋浮标的垂荡运动、纵摇运动及摆球运动的时域响应、相图和发电功率随不同波浪周期和波浪振幅的变化规律。基于频域分析结果,选择周期为 2.0、2.3、2.6 和 2.9 s 的波浪对浮标进行时域分析,波浪幅值为 1 m。基于篇幅限制,下面仅给出波浪周期为 2.3 s 时的数值计算结果。

1) $T=2.3$ s 时的动力学响应及发电功率

100°锥形角海洋浮标的垂荡运动如图 11 所示。当浮标运动趋于稳定时,垂荡时域响应呈现出规则有序的幅值为 0.96 m 的简谐运动,相图为一个单一封闭圈,此时垂荡系统做周期 1 运动。浮标纵摇运动如图 12 所示,纵摇时域响应呈现出规则有序的幅度为 2.63°的简谐运动,由相图可知此时纵摇系统做周期 1 运动。摆球运动

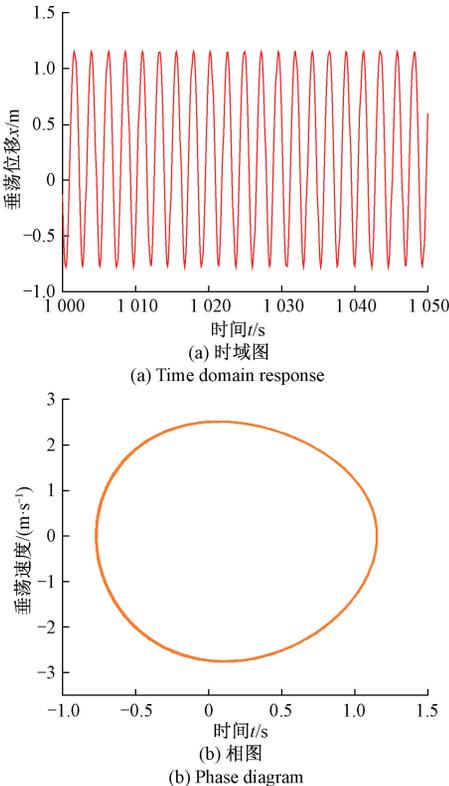


图 11 浮标垂荡运动图

Fig. 11 Heave responses of ocean buoy

如图 13 所示,从时域响应和相图可以看出摆球做非周期运动,摆球角速度在 $\pm 6\omega/s$ 之间。由图 14 可知,在波浪

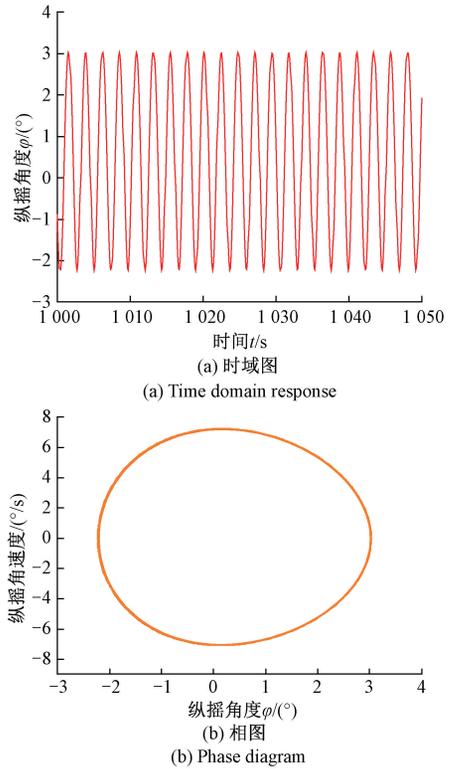


图 12 海洋浮标纵摇响应

Fig. 12 Pitch responses of ocean buoy

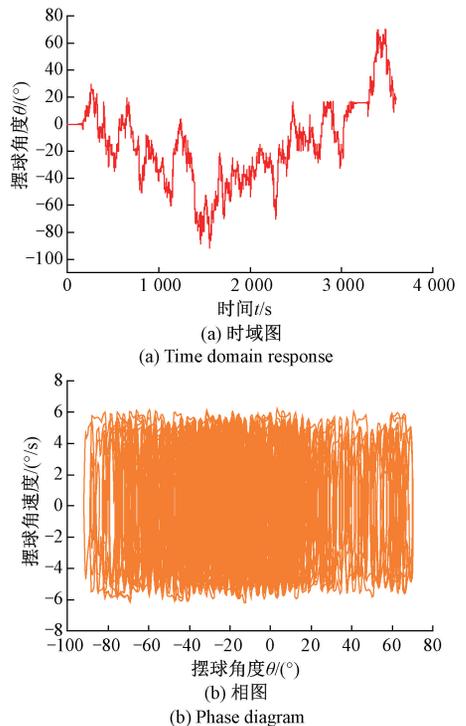


图 13 浮标摆球运动响应

Fig. 13 Swing responses of pendulum ball

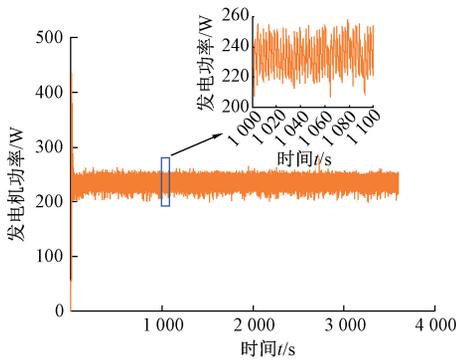


图 14 单机发电功率

Fig. 14 Power generation of a single generator

激励周期为 2.3 s 时,浮标吸收波浪能发电的单机平均功率为 234.4 W,因此双机发电功率为 468.8 W。

海洋浮标双机平均发电功率随波浪周期变化的趋势如图 15 所示。当波高为 1 m 时,浮标平均发电功率首先随着波浪周期增大而增大,在波浪周期为 2.3 s 左右时达到最大值为 468.8 W,之后逐渐减小。这是由于波浪周期接近浮标固有周期引起共振形成的,浮标运动在此刻更加剧烈。

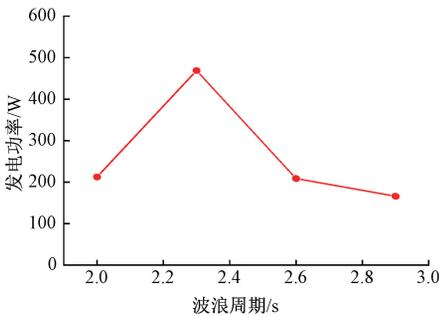


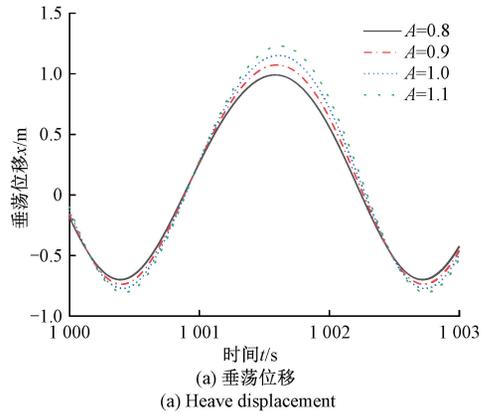
图 15 平均发电功率随波浪周期变化曲线

Fig. 15 Variation of average power generation with wave period

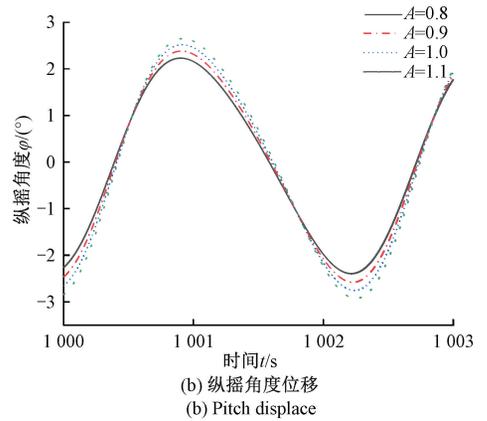
2) 波浪振幅对系统响应和发电功率的影响

在波浪周期为 $T=2.3\text{ s}$, 分别选取波浪振幅为 0.8、0.9、1.0 和 1.1 m 时,分析波浪振幅对浮标动力学响应的影响。不同振幅下浮标的运动响应如图 16 所示,可以看出随着波浪振幅的增大,垂荡和纵摇的位移均增加。摆球运动如图 17 所示,当波浪振幅为 0.8 m 时(图 17(a)),摆球以初始位置为中心持续往返摆动,当波浪振幅为 0.9 m 时(图 17(b)),摆球首先在正方向无规则运动,大概在 1 100 s 之后在负方向持续摆动;当波浪振幅为 1.0 m 时(图 17(c)),摆球在正负方向做不规则运动;当波浪振幅为 1.1 m 时(图 17(d)),摆球初始做不规则运动,之后几乎不动。浮标发电装置在不同振幅下的发电功率如图 18 所示,随着激励波浪振幅的增加,其发电功率也在不断递增,当振幅为 0.8 m 时,双机发电功

率为 350.5 W,当振幅增加到 1.1 m 时,双机发电功率达到 525.7 W。



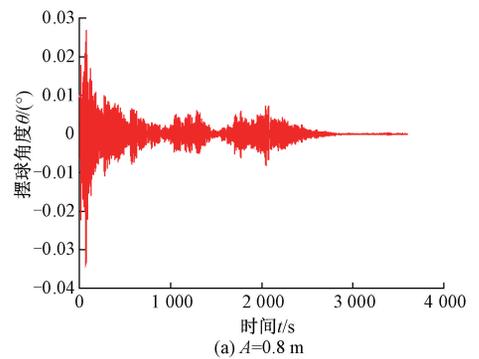
(a) Heave displacement



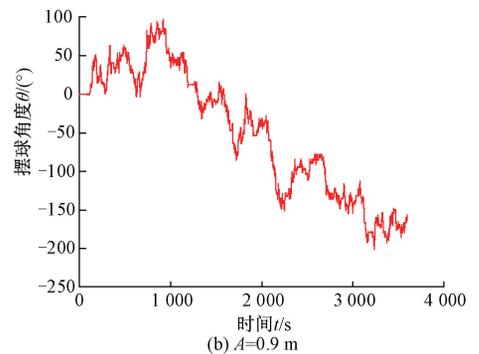
(b) Pitch displacement

图 16 浮标在不同波浪振幅下的运动响应

Fig. 16 Responses of buoy under different wave amplitudes



(a) $A=0.8\text{ m}$



(b) $A=0.9\text{ m}$

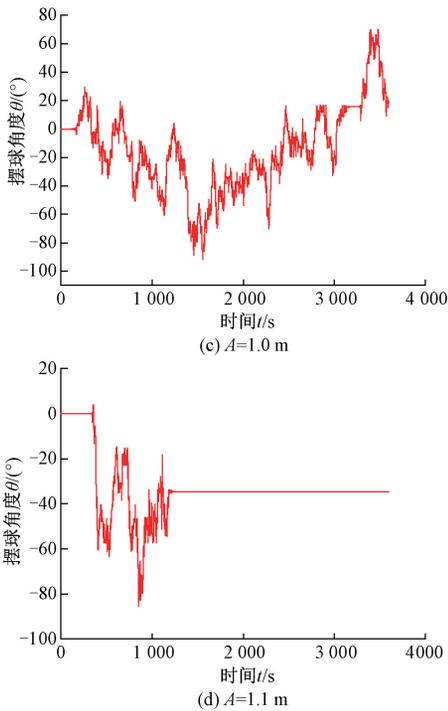


图17 摆球在不同波浪振幅下的运动响应

Fig. 17 Responses of pendulum ball under different wave amplitudes

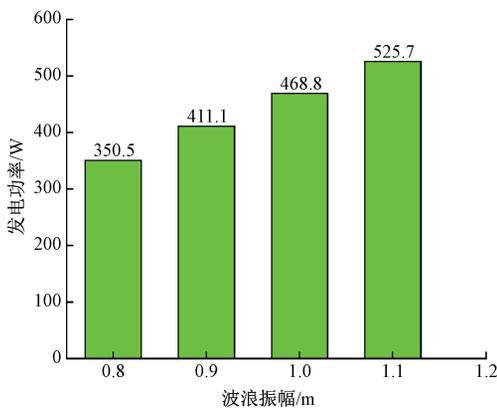


图18 不同波浪振幅下的双机发电功率

Fig. 18 Dual generator power generation under different wave amplitudes

3.3 单向轴承对输出轴转速和发电功率的影响

为了分析单向轴承对发电功率的影响,本节以垂荡运动俘获中安装在垂荡齿轮1和2中的单向轴承为研究对象分析其对传动轴3和发电功率的影响。在一个周期内,当不存在单向轴承时,一对齿轮齿条传动仅能俘获浮标单方向的运动能量。当在齿轮中安装单向轴承时,通过两对齿轮齿条的啮合就可以俘获上下两个方向的运动能量,相比之下会提高轴的输出转速。垂荡齿轮中安装

单向轴承对传动轴3的转速和单机发电功率的影响如图19和20所示。可以看出,安装单向轴承时轴3的输出转速明显提高且波动幅度减小。在波浪周期 $T=2.3\text{ s}$ 、波浪振幅为1 m的情况下,安装单向轴承的单机平均发电功率约为234.4 W,未安装单向轴承的一个发电机平均发电功率约为196.7 W,效率提高约19.2%。

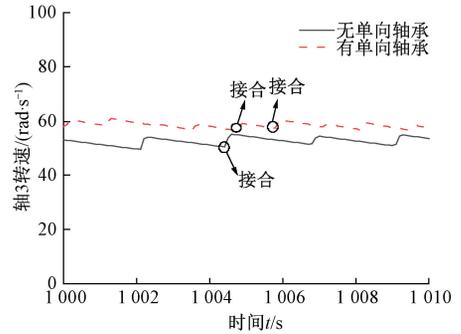


图19 单向轴承对轴转速的影响

Fig. 19 Effects of unidirectional bearings on shaft speed

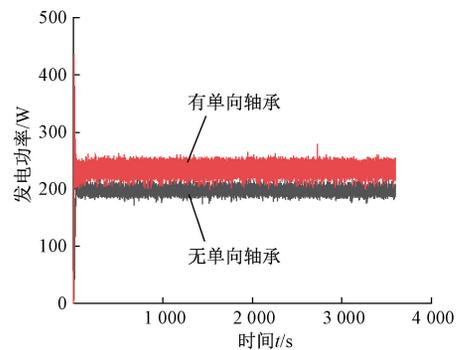


图20 单向轴承对单机发电功率的影响

Fig. 20 Effects of unidirectional bearings on single power generation

4 结 论

针对海洋浮标的服役环境和运动特点,提出了一种新型海洋浮标波浪能发电装置,进行了动力学建模及发电功率计算,主要结论如下:

1) 两自由度差动轮系可以将海洋浮标的垂荡运动和纵摇运动进行运动合成,海洋浮标的垂荡/纵摇运动传递给差动轮系中的大/小太阳轮作为输入,差动轮系的行星架作为输出并与转子式发电机相连,从而实现多源动能能量的同时俘获,提高了海洋浮标对波浪能的俘能效率。

2) 在波浪振幅不变情况下,海洋浮标产生最大垂荡位移和最大纵摇位移的波浪周期在 $[2.25\sim 2.4\text{ s}]$ 区间,此时波浪振动周期接近系统固有频率,振动幅度最大。当激励波浪幅值为1 m时,浮标平均发电功率随着波浪

周期的增大先增大后减小,在2.3 s左右时最大发电功率可达468.8 W。

3) 在波浪周期为2.3 s时,随着波浪振幅增大,垂荡运动和纵摇运动的振动响应均增大,摆球的摆动幅度也增加。发电装置的发电功率随着波浪振动幅值的变大而增加,振幅为0.8 m时双机发电功率为350.5 W,振幅为1.1 m时双机发电功率增加到525.7 W。安装单向轴承比未安装单向轴承输出轴转速更高更平稳,在波浪周期为2.3 s、波幅为1 m时,安装单向轴承可提高发电效率19.2%。

参考文献

- [1] 余博嵩,何姣,曹晓钟. 基于MEMS的海洋漂流浮标运动姿态测量系统设计[J]. 电子测量技术, 2019, 42(10):99-104.
YU B S, HE J, CAO X ZH. Measurement system of ocean drifting buoy motion attitude based on MEMS[J]. Electronic Measurement Technology, 2019, 42(10):99-104.
- [2] 吴志政,项鹭,肖虹,等. 基于乘积季节模型的灯浮标漂移位置预测[J]. 电子测量技术, 2021, 44(14):8-16.
WU ZH ZH, XIANG L, XIAO H, et al. Prediction the position of light buoy using multiplicative seasonal ARIMA model[J]. Electronic Measurement Technology, 2021, 44(14):8-16.
- [3] 马全党,谢娜,焦成立,等. 海洋资料浮标多源耦合供电装置的设计与研究[J]. 自动化与仪表, 2019, 34(7):54-58,95.
MA Q D, XIE N, JIAO ZH L, et al. Design and research of multi-energy power supply device for ocean data buoy[J]. Automation and Instrumentation, 2019, 34(7):54-58,95.
- [4] 毛轻扬,窦银科,李宇帆. 海洋浮标风光储柴供电系统仿真研究[J]. 上海电力大学学报, 2023, 39(5):459-466.
MAO Q Y, DOU Y K, LI Y F. Simulation study of wind-solar-storage-diesel power supply system of marine buoys[J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2023, 39(5):459-466.
- [5] 顾兴远,牛玉博,郑阳,等. 新型双体波浪能转换装置多自由度耦合水动力特性研究[J]. 振动与冲击, 2024, 43(4):207-214.
GU X Y, NIU Y B, ZHENG Y, et al. A study on multi-degree-of-freedom coupled hydrodynamic characteristics of a novel two-body wave energy converter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43(4):207-214.
- [6] BEHRENS S, HAYWARD J A, WOODMAN S C, et al. Wave energy for Australia's national electricity market[J]. Renewable Energy, 2015, 81:685-693.
- [7] MORIM J, CARTWRIGHT N, ETEMAD-SHAHIDI A, et al. Wave energy resource assessment along the Southeast coast of Australia on the basis of a 31-year hindcast[J]. Applied Energy, 2016, 184:276-297.
- [8] LIU Y J, LI Y, HE F L, et al. Comparison study of tidal stream and wave energy technology development between China and some western countries[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 76:701-716.
- [9] 王项南,张原飞,夏海南,等. 我国自主研发潮流能发电装置的现场测试与评价分析[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(7):226-234.
WANG X N, ZHANG Y F, XIA H N, et al. Field test and evaluation of self-developed tidal power generation device[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(7):226-234.
- [10] 周逸伦,张亚群,盛松伟,等. 振荡水柱式波浪能供电浮标水动力学性能研究[J]. 太阳能学报, 2023, 44(3):298-303.
ZHOU Y L, ZHANG Y Q, SHENG S W, et al. Study on hydrodynamic performance of oscillating water column wave energy-powered buoy[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2023, 44(3):298-303.
- [11] 刘川,王杰,李雪峰,等. 一种串联式双浮体直驱式波浪发电系统的设计与试验研究[J]. 可再生能源, 2024, 42(1):136-142.
LIU CH, WANG J, LI X F, et al. Design and experimental study of a tandem dual-float direct-drive wave power system[J]. Renewable Energy Resources, 2024, 42(1):136-142.
- [12] 欧阳自强,郑亚明,岳旭辉,等. 新型浮力摆式波浪能发电装置波-电动力学建模和时域特性分析[J]. 海洋技术学报, 2023, 42(2):94-104.
OUYANG Z Q, ZHENG Y M, YUE X H, et al. Wave-to-wire dynamic modeling and time-domain characteristic analysis for the novel inverse-pendulum wave energy converter[J]. Journal of Ocean Technology, 2023, 42(2):94-104.
- [13] 王群峰,薛钢,秦健,等. 内置偏心摆式波浪能发电装置运动响应分析[J]. 太阳能学报, 2024, 45(10):710-716.
WANG Q F, XUE G, QIN J, et al. Motion response study of inner eccentric pendulum wave energy converter[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2024, 45(10):710-716.
- [14] 李艳生,杨美美,魏博,等. 基于悬挂摆的球形水下机器人捕能方法与装置研究[J]. 仪器仪表学报,

- 2020, 41(3): 212-219.
- LI Y SH, YANG M M, WEI B, et al. Research on the energy-capturing method and device of spherical underwater robot based on hanging pendulum [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(3): 212-219.
- [15] 温瑞峒, 孙雷, 董宇, 等. 船载波浪发电设备设计及其性能研究[J]. 海洋技术学报, 2023, 42(3): 37-45.
- WEN R D, SUN L, DONG Y, et al. Design and performance of shipboard wave power generation equipment[J]. Journal of Ocean Technology, 2023, 42(3): 37-45.
- [16] WANG W H, PIAO T W, HUANG Y, et al. Analysis on nonlinear characteristic of coupling heave and pitch motions of sandglass-type floating body [J]. Ocean Engineering, 2023, 284: 115287.
- [17] 杜小振, 孔庆帅, 郭悦, 等. 基于介电弹性体的漂浮式振荡水柱发电分析[J]. 中国海洋大学学报(自然科学版), 2021, 51(3): 110-116.
- DU X ZH, KONG Q SH, GUO Y, et al. Calculation theory off loating oscillating water column electricity generation based on dielectric elastomer[J]. Periodical of Ocean University of China, 2021, 51(3): 110-116.
- [18] WU R K, CHEN Y, XUE M W, et al. Influence of circuit on power generation performance of wave energy power generation device using oscillating water column technology[J]. Renewable Energy, 2023, 219: 119402.
- [19] LIANG CH W, AI J X, ZUO L. Design, fabrication, simulation and testing of an ocean wave energy converter with mechanical motion rectifier[J]. Ocean Engineering, 2017, 136: 190-200.
- [20] LIU Y, CHEN W M, ZHANG X SH, et al. Wave energy conversion using heaving oscillator inside ship: Conceptual design, mathematical model and parametric study[J]. Renewable Energy, 2023, 219: 119526.
- [21] 余勇军, 王文杰, 李焱, 等. 不同运动参数对圆筒型FPSO垂荡性能和附加质量的影响[J]. 海洋技术学报, 2023, 42(6): 112-119.
- YU Y J, WANG W J, LI Y, et al. Effects of different kinematic parameters on heave performance and added mass of cylindrical FPSO [J]. Journal of Ocean Technology, 2023, 42(6): 112-119.
- [22] 王项南, 俞彦辉, 夏海南. 波浪能发电装置功率特性现场测试分析方法研究[J]. 仪器仪表学报, 2019, 40(1): 70-76.
- WANG X N, YU Y H, XIA H N. Research on power characteristic field test analysis method of wave energy generation device [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2019, 40(1): 70-76.
- [23] SAH S M, MCGEHEE C C, MANN B P. Dynamics of a horizontal pendulum driven by high-frequency rocking[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(24): 6505-6518.
- [24] 赵晶瑞, 唐友刚, 冯雨梅, 等. 传统 Spar 平台垂荡主共振时非线性耦合响应的研究[J]. 应用力学学报, 2010, 27(1): 20-27, 220.
- ZHAO J R, TANG Y G, FENG L M, et al. Study of nonlinear coupling response at main resonance of a conventional Spar platform heave[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2010, 27(1): 20-27, 220.
- [25] 张海燕. Spar 平台垂荡-纵摇耦合非线性运动特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- ZHANG H Y. Study on nonlinear motion behavior of coupled heave-pitch for the spar platform[D]. Tianjin: Tianjin University, 2008.

作者简介



刘丽兰(通信作者), 2002年于西安理工大学获得学士学位, 2005年于西安理工大学获得硕士学位, 2010年于西安理工大学获得博士学位, 现为西安理工大学副教授、硕士生导师, 主要研究方向为非线性振动能量俘获及发电。

E-mail: liulilans@163.com。

Liu Lilan (Corresponding author) received her B. Sc. degree, M. Sc. and Ph. D. degree all from Xi'an University of Technology in 2002, 2005 and 2010, respectively. Now she is an associate professor in Xi'an University of Technology. Her main research interests include nonlinear vibration energy harvesting and power generation.