

# 蓄力機能をもつ可動物体型波力発電の力学検討

羽田野 袈裟義<sup>1</sup>・松岡 克弥<sup>2</sup>・Pallav KOIRALA<sup>3</sup>・中野 公彦<sup>4</sup>・種浦 圭輔<sup>5</sup>

<sup>1</sup>フェロー会員 山口大学教授 大学院理工学研究科 (〒755-8611 山口県宇部市常盤台2-16-1)

E-mail: khadano@yamaguchi-u.ac.jp

<sup>2</sup>正会員 (株) 中央設計技術研究所 (〒920-0031 石川県金沢市広岡2-13-37)

E-mail: matsuo-kt@cser.co.jp

<sup>3</sup>正会員 山口大学学術研究員 大学院理工学研究科 (〒755-8611 山口県宇部市常盤台2-16-1)

<sup>4</sup>非会員 東京大学准教授 生産技術研究所 (〒153-8505 東京都目黒区駒場4-6-1)

<sup>5</sup>正会員 (株) 建設技術研究所 水俣現場事務所 (〒867-0035 熊本県水俣市月浦54-232)

フロート・カウンターウェイト式波力発電方式は、可動物体型の課題であった構造強度の問題の主要部を解決した。しかしながら、水面上昇時と下降時の駆動トルクが異なるために、ワイヤーが弛緩した後に急激な緊張が生じるという課題がある。これを回避するため、ワイヤー経路途中にバネを有する蓄力装置を装着し、ワイヤー張力と発生電力の変動を抑える方法がある。本研究は、この方式の装置について力学モデルを構築すると共に、蓄力装置がもたらす波力発電装置稼働上の効用を評価している。蓄力機能の効果は、駆動プリー・フロート間のワイヤー長の変動として力学モデルに評価されている。モデル計算の結果、蓄力機能により負のワイヤー張力の発生が抑えられること、蓄力機能は周期が短く波高が高い波で大きな効果をもつことなどを予測している。

**Key Words :** wave energy conversion, float-counterweight system, dynamics model, power storage, flattening forces and energy gain

## 1. 緒論

人間の経済活動が活発化し、CO<sub>2</sub>排出量の増加による地球温暖化やエネルギー安全保障への懸念などの問題が生じており、これらの問題への対応として再生可能エネルギー開発の取組が世界各国で鋭意に進められている。再生可能エネルギーの中で、海洋エネルギーの利用として、波力・潮流・潮汐・海洋温度差発電などがある。なかでも波力エネルギーは、賦存量が大きくまた太陽光や風力と比べて安定しており、ポテンシャルの高いエネルギー資源として認識されている。

欧米先進国ではここ10年程度の間には波力発電の技術開発を急速に加速させており、現在では世界中で約100件の波力発電の技術開発プロジェクトが進行中である。最近の諸外国の取組みがNEDO海外レポート<sup>1)</sup>、渡部<sup>2)</sup>により手際よく紹介されている。現時点で注目すべき方式として、イギリスAquamarine Power社のOyster、Ocean Power Technologies社のPelamis、Wavegen社のLimpet、Checkmate社のAnaconda、米国AquaBuoy Finavera Renewables社のAquaBuoyなどが挙げられる。欧州諸国の取組みで注目すべき大きな特徴は、イギリスが中心となり官民

挙げて波力発電の技術開発の支援に乗り出していることである。

日本では、波力発電が1970年代後半の石油危機から1980年代にかけて活発な研究開発が行われたが、1990年以降急激に下火となった。2009年になって東京都が、学識経験者や民間事業者を集めて「波力発電の検討会」を開催し、波力発電の実用化に向けた取り組みを始めた。しかし、技術開発者の立場でこれまでの日本の諸政策から判断すると、波力発電の実用化・事業化の技術開発をどの程度本気で支援する取り組みであるか、については慎重に見定めることが必要と認識される。

波力発電の従来の主要な方式は、振動水柱型、可動物体型、越波貯水池型、受圧面型である<sup>3), 4), 5), 6)</sup>。共通認識として、振動水柱型(OWC)と可動物体型が有望である。振動水柱型は、空気室を持ち波により空気室内に圧力変動を作り、空気室内外の圧力差によりタービンを回して発電する。この方式は、空気室の高コストと往復空気流から一方向回転の動力を獲得する二方向タービンの低効率がネックになっている。

可動物体型は、水面近くに置かれた物体が波により運動することを動力として取り込む。その過程で構造部材

に生じる部材力を介して動力伝達するが、利用する可動物体の運動の種類によっては構造物に有害な拘束力が作用する。Salter duckのような回転運動を利用するタイプは波の波峰線と回転軸の向きが一致しない限りねじれ力を発生する。また、部材の曲げ剛性や圧縮力を利用する方式は支点反力の種類が多く構造強度の課題がある。

著者らは、プーリー・ワイヤー・フロート・カウンターウェイト・ラチェット機構から構成される可動物体型波力発電技術を開発中である<sup>7)</sup>。このシステムを防波堤の前面や大型浮体の外周部に設置する場合の概念図を図-1に示す。図-2は、水面上下動から一定の向きに回転する軸の動力を獲得する回転変換機の構成図である。ワイヤーは、装置中央部の駆動プーリーの面を貫通する形で駆動プーリーに固定されて駆動プーリーを数回巻き、両端の固定プーリーから下方に垂れてフロートとカウンターウェイトを吊り下げている。水面上下動によりフロートとカウンターウェイトは井戸のつるべのように上下動し、駆動プーリーが反転を繰り返す。ラチェット機構を用いてこれを一定の方向に回転する軸の動力として取り出す。この方式は、フロートとカウンターウェイトに作用する重力とワイヤー張力を介して水面上下動から一定の方向に回転する軸の動力を獲得するもので、ワイヤーの使用により複雑な波の運動に柔軟に対応し、従来の可動物体型の最大の課題であった構造強度の問題の主要部分を解決している。また、エネルギーを取り込む可動物体（フロート）と動力を変換・伝達する機械部分とを構造的に分離し、設置や維持補修、防水を格段に容易にしている。構造体の構成要素が分割可能であることは海域での作業で大きな効力を発揮することを付記する。

一方で力学検討<sup>8), 9), 10), 11)</sup>により実用化に際しての留意点がいくつか明らかになった。この方式では、装置にかかる荷重とエネルギー利得の関係を考慮するとカウンターウェイト重量をフロート重量より小さくするのが有利である。その構成では、波高が高く波周期が短い波条件や発電機のトルク係数に対してカウンターウェイトが軽い装置諸元では、水面上昇時にワイヤーが弛緩し、その後水面が下降に転じると急にワイヤーが緊張し、ワイヤー張力と動力伝達系の部材力が衝撃的に発生する危険な事態が生じ、装置の安全上問題がある。また、波の1サイクルの間で発生電力やワイヤー張力が大きく変動することが分かった。発生電力の変動は平均発生電力に対して過大の発電機容量を必要とし、ワイヤー張力の変動は支持構造体の大きな耐荷重能力と動力伝達系の大容量を必要とし、経済性を損なう要因となる。

このような問題を解消する手段として、著者の1人はワイヤー経路途中にバネ・テンションプーリーを設置し、波の1サイクル中のワイヤー張力と発生電力の変動を平滑化する方法を考案した<sup>12)</sup>。そしてこの構成に対して著

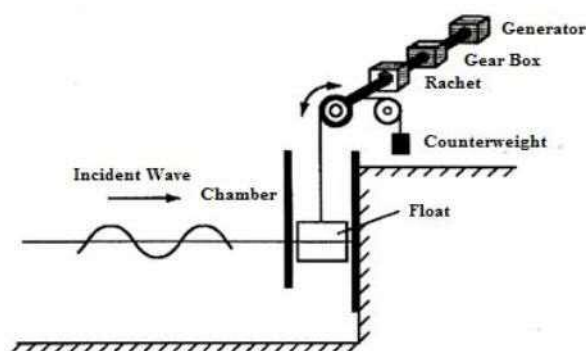


図-1 本方式の設置・稼働状態の概念図

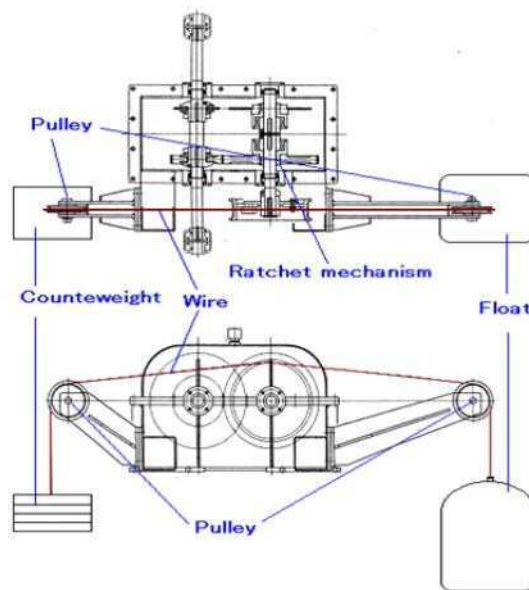


図-2 回転変換機の構成図

者らは既報<sup>13), 14)</sup>において予備的な力学検討を行なった。しかしながらその取扱いでは、蓄力機能の導入により駆動プーリー・フロート間のワイヤー長が変化した結果を次の時間ステップの計算に組み込むことができず、力学モデルの一貫性の点で課題があった。

本研究は、バネ・テンションプーリーの蓄力機能を有するフロート・カウンターウェイト式波力発電技術の力学に関して、既報の取り扱いを再検討して力学的により一貫性のあるモデルを提示している。また、実際の稼働を想定して、主要目的であるワイヤー弛緩の回避を計算により評価している。

## 2. 力学モデル<sup>15)</sup>

図-3は、バネ・テンションプーリーの蓄力機能を有するフロート・カウンターウェイト式波力発電装置の模式図を示す。圧縮バネを用い、波の1サイクル間でワイヤー張力と発生電力が過大となる時間帯に大きなワイヤー張力でバネを圧縮してエネルギーの一部をバネに蓄積する。ワイヤー張力と発生電力が小さくなる時間帯には、それ

まで圧縮していたバネが伸びてワイヤーを張るようになり、またバネに蓄えられていたエネルギーが解放されて動力変換に使われる。

力学モデルは、バネ・テンションプリー・ワイヤー系の蓄力装置の力学とバネ・テンションプリーを除外した波力発電装置の基本構成の力学から構成される。

(1) 蓄力装置の力学

図-3において、蓄力装置の質量を無視し、固定プリーと駆動プリーの軸は同一レベルにあり、バネの下端も同じレベルにあるものにする。

a) テンションプリーの反力

図-3において、ワイヤーがその張力によりテンションプリーを押し下げ、テンションプリーはこれに対して上向きの力で抵抗している。テンションプリーの作用力の水平方向成分 $F_H$ と鉛直方向成分 $F_V$ の釣合は次式で与えられる。

$$F_H: f_1 \cos \alpha_1 = f_2 \cos \alpha_2 \quad (1)$$

$$F_V: T_s = f_1 \sin \alpha_1 + f_2 \sin \alpha_2 \quad (2)$$

ここで、 $f_1$ と $f_2$ は図中に示したワイヤー張力、 $\alpha_1$ と $\alpha_2$ は同じく図中に示したワイヤーの傾き角である。次に、駆動プリーと固定プリー2の間にバネ・テンションプリーを配置した場合の傾斜したワイヤーのワイヤー長は、次のようになる。

$$l_1 + \Delta l_1 = l_1 \sqrt{1 + \left(\frac{y}{l_1}\right)^2} = l_1 \left(1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_1}\right)^2\right) = l_1 + \frac{1}{2} \frac{y^2}{l_1} \quad (3)$$

$$l_2 + \Delta l_2 = l_2 \sqrt{1 + \left(\frac{y}{l_2}\right)^2} = l_2 \left(1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_2}\right)^2\right) = l_2 + \frac{1}{2} \frac{y^2}{l_2} \quad (4)$$

ここで、 $l_1$ と $l_2$ は図中に示したプリー間の水平距離である。上式ではテイラー展開の2次以上の項を省略している。式(2)、(3)および(4)より、テンションプリーの反力 $T_s$ の式は次のように与えられる。

$$T_s = f_1 \frac{y}{l_1 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_1}\right)^2\right\}} + f_2 \frac{y}{l_2 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_2}\right)^2\right\}} \quad (5)$$

b) 装置稼働時のテンションプリーの変位

フックの法則から、式(5)は次式で表現される。

$$T_s = k(y_0 - y) = f_1 \frac{y}{l_1 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_1}\right)^2\right\}} + f_2 \frac{y}{l_2 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_2}\right)^2\right\}} \quad (6)$$

また、図-3より式(1)は次式で表現される。

$$f_1 \frac{l_1}{l_1 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_1}\right)^2\right\}} = f_2 \frac{l_2}{l_2 \left\{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_2}\right)^2\right\}} \quad (7)$$

式(7)の駆動プリー・テンションプリー間のワイヤー張力 $f_1$ を消去し、式(6)を整理すると稼働時のテンションプリーの変位 $y$ が得られる。

$$y = \frac{k}{\frac{f_2}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y}{l_2}\right)^2} \cdot \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2}\right) + k} y_0 \quad (8)$$

ここで、 $k$ はバネ定数、 $y_0$ はバネ自然長である。

c) 無負荷・静止時のバネの長さ

無負荷・静止時のワイヤー張力 $f_2$ は、カウンターウェイト重量 $W_c$ に等しいことから、無負荷・静止時のバネの長さ $y_s$ は、次式で与えられる。

$$y_s = \frac{k}{\frac{W_c}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y_s}{l_2}\right)^2} \cdot \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2}\right) + k} y_0 \quad (9)$$

d) ワイヤー長超過量

式(3)と(4)中の $\Delta l_1$ と $\Delta l_2$ の合計 $\Delta l$ をワイヤー長超過量と呼ぶことにする。その装置稼働時と無負荷・静止時における値 $\Delta l_s$ は、各々次式により与えられる。

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{1}{2} \left\{ l_1 \left(\frac{y}{l_1}\right)^2 + l_2 \left(\frac{y}{l_2}\right)^2 \right\} \quad (10)$$

$$\Delta l_s = \Delta l_{1s} + \Delta l_{2s} = \frac{1}{2} \left\{ l_1 \left(\frac{y_s}{l_1}\right)^2 + l_2 \left(\frac{y_s}{l_2}\right)^2 \right\} \quad (11)$$

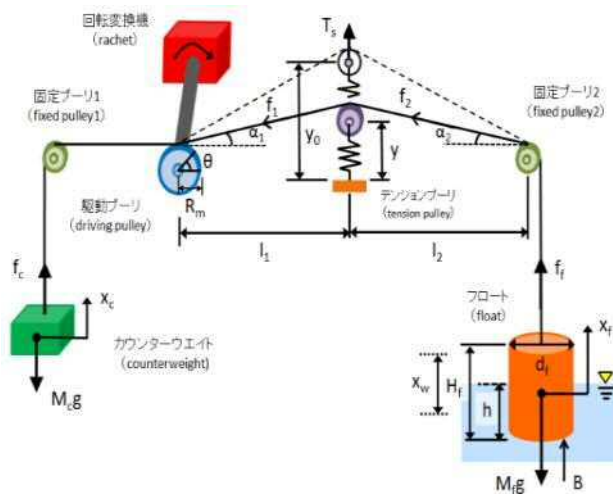


図-3 蓄力機能を有するフロート・カウンターウェイト式波力発電装置の模式図

e) ワイヤー長の相対値

ここで、無負荷・静止時のワイヤー長 (図4 参照) を基準とし、それからの増分としてワイヤー長の相対値を導入する。式(10)と(11)の差、 $\Delta L = \Delta l - \Delta l_s$  をワイヤー長の相対値と定義する。

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 = \frac{1}{2} \left( \frac{y^2 - y_s^2}{l_1} + \frac{y^2 - y_s^2}{l_2} \right) \quad (12)$$

(2) 基本構成の力学モデル

装置の中で、蓄力装置を除外した基本構成の力学モデルは、無負荷・静止状態での釣合い式、稼働状態でのフロートの運動方程式、発電機関連の力学、フロート仕事率の式、回転体の運動方程式、蓄力機能を導入したモデル計算式から構成される。

a) 無負荷・静止状態での釣合い式

本方式は、フロートの喫水状態がフロートとカウンターウェイトの釣合い状態から相違する分がエネルギー変換の動力となる。フロート直径を  $d_f$ 、フロートとカウンターウェイトの質量をそれぞれ  $M_f$  と  $M_c$ 、この状態のフロートの喫水深を  $h$  とおくと、次式が得られる。

$$M_c g + \frac{1}{4} \pi d_f^2 \rho_w h g = M_f g \quad (13)$$

ここで、 $\rho_w$  は海水の密度、 $g$  は重力加速度である。

b) 稼働状態でのフロートの運動方程式

装置を稼働させるとフロートの状態が、一部没水、全没水、宙吊りの3つの状態が生じる。装置を正常に稼働して発電するためには、一部没水状態が望ましい。その場合の式を示すと次のようである<sup>8) 9)</sup>。

$$M_f \frac{d^2 x_f}{dt^2} = f_f + \frac{1}{4} \pi d_f^2 \rho_w (h + x_w - x_f) g - M_f g + \frac{1}{8} C_D \rho_w \left| \frac{dx_w}{dt} - \frac{dx_f}{dt} \right| \left( \frac{dx_w}{dt} - \frac{dx_f}{dt} \right) \pi d_f^2 - \frac{1}{4} C_M \pi d_f^2 \rho_w (h + x_w - x_f) \frac{d^2 x_f}{dt^2} \quad (14)$$

ここで、 $x_w$ 、 $x_f$ 、そして  $x_c$  はそれぞれ静止・無負荷状態からの水位、フロート、そしてカウンターウェイトの上昇量、 $C_D$  は抗力係数、 $C_M$  は仮想質量係数である。上式の右辺の第1項はフロートを吊るしたワイヤーの張力、第2項はフロートに作用する浮力、第3項はフロートに作用する重力、第4項は水とフロートの相対速度に起因する流体抵抗、第5項は付加質量力を示している。

c) 発電機関連の力学・フロート仕事率の式

図-3において、発電機が駆動プーリに及ぼす反時計方向のトルク  $\tau$ 、発生電力  $P_G$  とフロート仕事率  $W.R.$  は、次式で与えられる。

$$\tau = -\frac{G^2 k_e k_r}{r} \dot{\theta} \quad (15)$$

$$P_G = r \cdot i^2 = r \left( \frac{-G k_e}{r} \right)^2 \dot{\theta}^2 \quad (16)$$

$$W.R. = f_f \cdot \dot{x}_f \quad (17)$$

ここで、 $G$  はギア比、 $k_e$  は誘導発電係数、 $k_r$  はトルク係数、 $r$  は発電機の内部抵抗、 $i$  は発電機に発生する電流、 $\dot{\theta}$  は駆動プーリの回転角速度、 $\dot{x}_f$  はフロートの移動速度である。

d) 回転体の運動方程式

回転体の運動方程式は、駆動プーリの無負荷・静止状態からの回転角を  $\theta$  として次式で与えられる。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} = \tau + (f_c - f_f) R_m \quad (18)$$

ここで、 $R_m$  は駆動プーリの半径、 $I$  と  $C$  はそれぞれ回転系全体の慣性モーメントと機械系の摩擦による減衰係数である。また、図-2 に対する説明の部分で述べた仕組みにより、駆動プーリとワイヤー間には滑りがなく、100%の動力(トルク)伝達である。また、両端の固定プーリとテンションプーリのトルク抵抗は、軸受の抵抗だけで動力伝達に関与するトルクに比べて小さいので無視する。カウンターウェイトを吊るしたワイヤー張力  $f_c$  は、カウンターウェイトの加速度を考慮すると次式で与えられる。

$$f_c = M_c \left( g + \frac{d^2 x_c}{dt^2} \right) \quad (19)$$

e) 基本構成の力学の合体

式(14)中のワイヤー張力  $f_f$  を消去し、回転体の運動方程式 [式(18)] に代入すると、次式が得られる。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} = \tau + M_c R_m \left( g + \frac{d^2 x_c}{dt^2} \right) + \left\{ \frac{\rho_w g \pi}{4} d_f^2 (h + x_w - x_f) - M_f \left( g + \frac{d^2 x_f}{dt^2} \right) \right\} R_m + \left\{ \frac{1}{8} C_D \rho_w \left| \frac{dx_w}{dt} - \frac{dx_f}{dt} \right| \left( \frac{dx_w}{dt} - \frac{dx_f}{dt} \right) \pi d_f^2 - \frac{1}{4} C_M \pi d_f^2 \rho_w (h + x_w - x_f) \right\} \frac{d^2 x_f}{dt^2} R_m \quad (20)$$

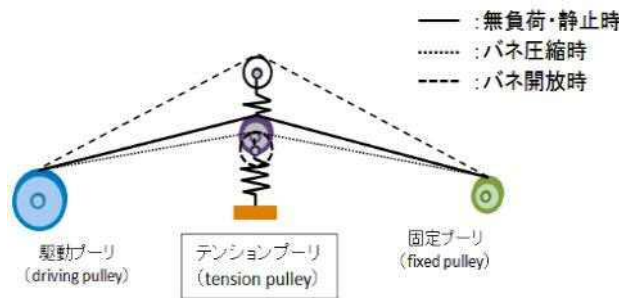


図4 ワイヤー長の状態

(3) 蓄力機能と基本構成を統合した計算式

式(20)において、フロート上昇量  $x_f$  とカウンターウェイト上昇量  $x_c$  は、駆動プーリの半径  $R_m$ 、駆動プーリの回転角  $\theta$ 、およびワイヤー長の相対値  $\Delta L$  を用いて表現できる。

$$x_f = R_m \theta + \Delta L \quad (21)$$

$$x_c = -R_m \theta \quad (22)$$

式(20)中の  $x_f$  と  $x_c$  に式(21)と(22)を代入し、式(15)を組み合わせて  $d^2\Delta L/dt^2$  の項を省略すると、最終的なモデル計算式として次式が得られる。

$$\left[ \frac{I}{R_m} + (M_c + M_f)R_m + \left\{ \frac{\rho_w C_M \pi d_f^2}{4} (h + x_w - R_m \theta - \Delta L) \right\} R_m \right] \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{1}{R_m} \left( C + \frac{G^2 k_c k_r}{r} \right) \frac{d\theta}{dt} = (M_c - M_f)g + \frac{\rho_w g \pi d_f^2}{4} (h + x_w - R_m \theta - \Delta L) + \frac{1}{8} C_D \rho_w \pi d_f^2 \left| \frac{dx_w}{dt} - R_m \frac{d\theta}{dt} - \frac{d\Delta L}{dt} \right| \left( \frac{dx_w}{dt} - R_m \frac{d\theta}{dt} - \frac{d\Delta L}{dt} \right) \quad (23)$$

バネ定数  $k$  が無限大の場合、ワイヤー長の相対値がゼロとなり上式は式(10)と一致する。

式(23)を所定の波と初期条件の下で解くと、時々刻々の駆動プーリの回転角  $\theta$ 、回転角速度  $\dot{\theta}$ 、回転角加速度  $\ddot{\theta}$ 、そしてワイヤー長の相対値  $\Delta L$  が得られ、これらを用いて発生電力やワイヤー張力、フロート変位などの力学諸量の時系列を求めることができる。式(23)の計算は次の手順で行った。各時間ステップにおいて式(23)中の  $f$  を式(14)により評価し、これを式(8)と(9)の  $f$  に用いて  $y$  と  $y_s$  を評価し、式(12)より  $\Delta L$  を求め、次の時間ステップの  $\theta$  を求めた。

(4) 計算条件

式(20)や(23)の計算には、水面変位と初期条件を与えることが必要である。本研究ではこれらを次のように与える。まず、水面変動であるが、最も基本的な波として正弦波すなわち次式(24)で与える。

$$x_w = \frac{H}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{T} t\right) \quad (24)$$

初期条件としては、初期時刻( $t = 0$ )までは発電機との連結がクラッチ・オフの状態ではフロートが水面波に追従し、 $t = 0$ で瞬時にクラッチ・オン状態になり、発電機が稼働を開始する場合を考える。この時、駆動プーリの回転角  $\theta$  とワイヤー長の相対値  $\Delta L$  の初期条件は、式(25)、(26)により与えられる。

$$\theta(0) = \frac{H}{2R_m}, \quad \dot{\theta}(0) = 0 \quad (25)$$

$$\Delta L = 0, \quad \frac{d\Delta L}{dt} = 0 \quad (26)$$

3. 計算と計算結果の検討

(1) 予備計算<sup>9)</sup>

本解析モデルの検証を行なうことが必要である。本来は蓄力機能をもつ装置で解析モデルを検証すべきであり、今後可能な限り早急にその実験を行い、本解析モデルの然るべき検証を行う予定である。しかしながら、現時点でバネ・テンションプーリの蓄力機能を有する波力発電装置の実験を実施できていない。このため、蓄力機能をもたない基本構成の波力発電装置を用いた水槽実験の結果との比較を示すことで傍証とすることにする。なお、バネ定数がゼロの場合には式(23)が式(20)と一致すること、および式(23)を用いて間欠式稼働の計算を行なうと、トルク伝達のオン・オフの切り替わり時に計算ができなくなる。このため、式(20)の計算を行ない、その結果と実験値との比較を示す。

水槽実験は、フロート直径  $d_f = 2\text{m}$ 、フロート高さ  $H_f = 0.7\text{m}$ 、フロート質量  $M_f = 1680\text{kg}$ 、カウンターウェイト質量  $M_c = 150\text{kg}$ 、駆動プーリ半径  $R_m = 0.18\text{m}$ 、ギア比  $G = 41.36$  の装置を用いて、図-5に示す長さ160m、幅40m、水深3.2mの三菱重工業(株)長崎研究所の耐候性能試験水槽で行われている。なお、この装置は波高  $H = 0.5\text{m} \sim 1.0\text{m}$  程度を想定して製作されているが、実験水槽の能力から波高  $H$  が  $0.3\text{m}$  以下しか取れなかった。実験では、ワイヤー張力とワイヤーの移動量の時系列が測定されており、ワイヤー張力と走行速度の積すなわち仕事率  $WR$  によりエネルギー利得が評価されている。なお、この装置は簡単な操作で水面の昇降の全時間帯で稼働する「常時稼働」と水面下降時のみ稼働する「間欠稼働」の間の切り替えができるが、この実験は間欠稼働で行っている。



図-5 実験時の写真

図-6は、 $I = 0.123\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 、 $C_D = C_M = 0$ として、機械系の粘性減衰係数を $C = 1470 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ と同一とし、仕事率 $WR$ を計算した結果と実験結果との比較を示す。 $C_D = C_M = 0$ とした理由は、不確かな数値を $C_D$ と $C_M$ に用いることが計算結果に影響を及ぼすことを避けたためである。参考までに $C_D$ と $C_M$ に関する従来の研究結果は、無限に続く流れの中に固定して置かれた柱体に作用する流体力を対象にして得られており、本研究で対象とする半没水状態で上部からワイヤーで吊り下げられたフロートに作用する流体力の評価に適用できる成果は、現時点では得られていないと理解している。図より、計算値の時系列が実験値の時系列に先行する傾向があるが、計算結果は実験結果の変化傾向をよく表現しており、計算モデルの妥当性を示唆している。

図-6において過渡現象がほぼ終了した第3波以降の定常的稼働の部分について位相のずれの要因を分析する。解析モデルは水面が単純に上下振動する状態を想定しているが、実験は進行波の中にフロートを置いた状態で行われている。この場合、図中の計算値の正值の始まりの時刻が水面下降の開始時刻に、計算値の最大値の時刻がゼロダウクロスに、そして計算値のゼロの始まりが最低水位の時刻に対応する。また、進行波の場合、水面が平均水面より高い部分では全水深にわたり水塊が波の進行方向に運動し、平均水面より低い部分では波の進行方向と逆向きに運動する。これらの事情を踏まえ、フロートとその上方の固定プーリー間のワイヤー長から位相のずれを述べる。

まず図の計算値の正值の開始時刻（最高水位の時刻）では、フロートは波の進行と同じ向きの水流により波の進行方向に変化しており、なおその水流により進行方向に移動を続ける。したがって件のワイヤー長が増加し始める時刻は水位が最高位に達して少し後の時刻となる。このような事情により仕事率の実験値の正值の始まりが計算値のそれより遅くなる。次に、仕事率のピーク時刻のずれについて述べる。計算値が極大となる時刻は水位が下降しながら平均水面を切るダウクロスの時刻であるが、進行波の場合、件のワイヤー長の時間増加率が最大になるのは、上記のフロート前後揺の原理から、水面のゼロダウクロスの後である。最後に、仕事率 $WR$ のゼロの開始時刻の位相のずれについて述べる。計算値の仕事率は水位が最低になる時点でゼロになるが、進行波の場合には逆向きの水流のためにフロートが波上側に移動しており、その後もしばらくは水位が平均水面より低い状態にあるため、フロートは波の進行方向と逆向きの流れによってさらに波上側へと移動しようとする。すなわち件のワイヤー長は増加した状態である。このため、水位が最低位になった後もしばらく仕事率が正值で推移する。この問題は、本来は2次元運動を考慮した取り

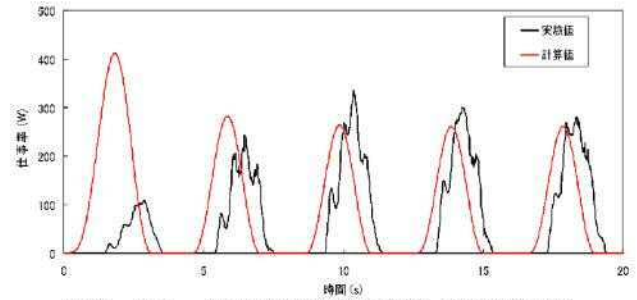


図-6 フロート仕事率 $WR$ の実験値と計算値の比較 (波高 $H=0.27\text{m}$ , 波周期 $T=4.0\text{s}$ )

表-1 装置諸元

フロート	密度: $\rho_f$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	900		
	高さ: $H_f$ (m)	3		
	直径: $D_f$ (m)	3		
	噴水率	0.6		
	質量: $M_f$ (kg)	19,085		
カウンターウェイト	質量: $M_c$ (kg)	6,044		
駆動プーリー	半径: $R_m$ (m)	0.4		
変速機	ギア比: $G$	40		
発電機	誘導発電係数: $k_e$ (V/rpm)	0.7639		
	トルク係数: $k_t$ (Nm/A)	1.2838		
	内部抵抗: $r$ ( $\Omega$ )	0.26		
蓄力装置	バネ定数: $k$ (kN/m)	波高: $H$ (m)	0.25 - 1.5	2.0 - 4.0
		バネ自然長: $y_0$ (m)	0.5	1.5
	ワイヤー長水平距離: $l_1, l_2$ (m)	20 - 100	120 - 200	
		1	1	

扱いで解消されるべきであるが、フロートと流体の相互作用力の評価が不十分な現状では満足な結果を得るのが難しい。

## (2) 蓄力機能を有する装置の計算とその結果

実海域に設置することを想定して蓄力機能の効果を見積もった。ワイヤーの弛緩と急激な緊張は、水面上下動の全ての時間帯で稼働する「常時稼働」の場合に深刻な事態を起こしやすいので、ここではこの常時稼働について検討した。計算は、以前に海上実験を行なった機械抵抗の小さいタイプを想定し、 $I = 1.9757\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 、 $C = 567 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ として行なった。また、予備計算と同様に $C_D = C_M = 0$ として計算を行った。表-1は、計算に用いた装置諸元を示す。

### a) テンションプーリーの変位 $y$

図-7はバネ定数 $k=120, 200 \text{ kN/m}$ 、バネ自然長 $y_0=1.5\text{m}$ の装置を、波高 $H=3 \text{ m}$ 、波周期 $T=4\text{s}$ と $T=10\text{s}$ の波浪条件下で稼働する場合についてテンションプーリーの変位 $y$ の時系列を示す。図より波周期 $T=4\text{s}$ の結果は $T=10\text{s}$ の結果と比べ、テンションプーリーの変位が大きいことが分かる。これは短時間の荷重に対するバネの緩衝効果の結果と考えられる。バネ定数 $k$ の効果として、当然であるが、バネ定数 $k$ が小さい程テンションプーリーの変位振幅が大きい。また、バネが押し下げられた時にバネ定数の違いの効果により大きく出る。

b) ワイヤー長の相対値 $\Delta L$

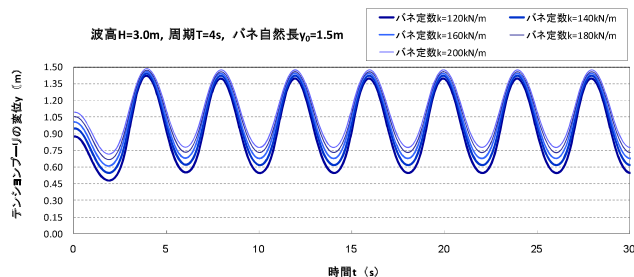
図-8は、波高 $H=3\text{ m}$ 、波周期が $T=4\text{ s}$ と $T=10\text{ s}$ の場合のワイヤー長の相対値 $\Delta L$ の計算結果を示す。ワイヤー長の相対値 $\Delta L$ が負の時間帯には、フロートとカウンターウェイトが重力バランスの状態にある無負荷・静止時よりもバネが圧縮されている状態で、前述のようにこの時間帯に波エネルギーの一部がバネに蓄えられる。ワイヤー長の相対値 $\Delta L$ が正の時間帯はその逆で、無負荷・静止時よりもバネが伸びており、それ以前にバネに蓄積されていたエネルギーが開放される。波周期が $T=4\text{ s}$ と $T=10\text{ s}$ の場合の結果を比較すると、図-7の結果と対応し、 $T=4\text{ s}$ の結果は $T=10\text{ s}$ の結果に比べて $\Delta L$ の変動が大きい。バネ定数による $\Delta L$ の差異は、 $\Delta L$ の時系列の山と谷に同程度に出ている。

c) 蓄力機能のワイヤー張力への効果

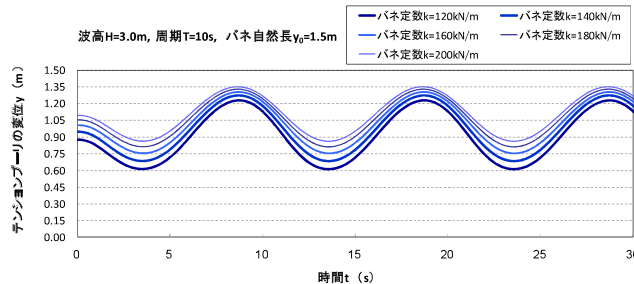
図-9は、波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=4\text{ s}$ の条件下で蓄力機能がある場合とない場合のワイヤー張力の時系列を示す。バネの蓄力機能が無い場合にはワイヤー張力が負の値となる時間帯が存在するが、蓄力機能をもたせることによりワイヤー張力が負になることを回避できることがわかる。また、蓄力機能をもたせることによりワイヤー張力の最大値が抑えられている。

d) 蓄力機能のフロート変位への効果

図-10は、波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=4\text{ s}$ の場合について、蓄力機能がある場合とない場合のフロート変位の時系列を示す。蓄力機能がある場合にはこれがない場合に比べて、フロートが下降から上昇へと転じる時刻と、上昇から下降へと転じる時刻が早くなることがわかる。またフロートの変位、特に下降量が有意に抑えられている。これは、フロートの全没水状態を効果的に回避することを意味している。

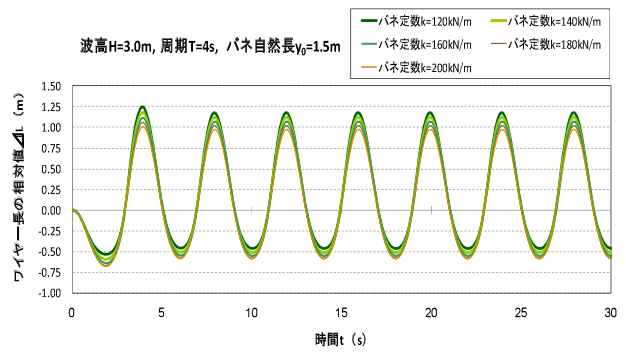


a) 波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=4\text{ s}$

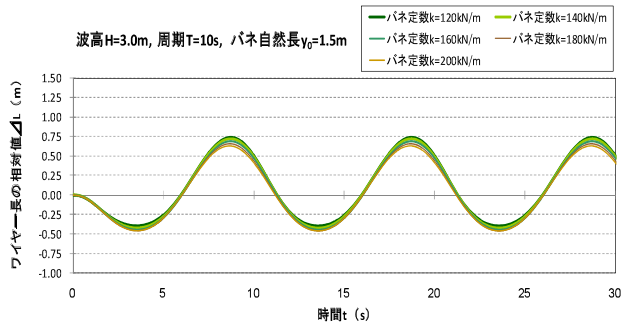


b) 波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=10\text{ s}$

図-7 テンションプーリー変位の時系列の例



a) 波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=4\text{ s}$



b) 波高 $H=3.0\text{ m}$ 、波周期 $T=10\text{ s}$

図-8 ワイヤー長の相対値 $\Delta L$ の時系列の例

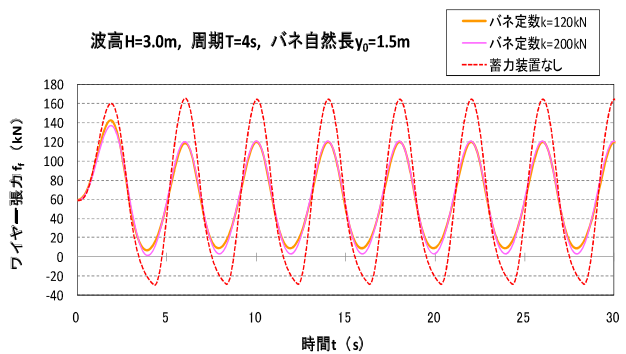


図-9 ワイヤー張力の時系列( $H=3.0\text{ m}$ ,  $T=4\text{ s}$ )

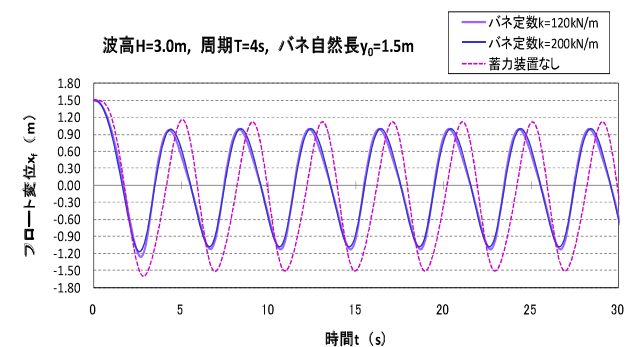


図-10 フロート変位の時系列( $H=3.0\text{ m}$ ,  $T=4\text{ s}$ )

e) 蓄力機能のフロート移動速度への効果

図-11は、波高 $H=3.0\text{m}$ 、波周期 $T=4\text{s}$ の場合について蓄力機能がある場合とない場合のフロート移動速度の時系列を示す。蓄力機能がある場合はこれがない場合に比べてフロート移動速度が低下している。これは、図-10で見たように、蓄力機能によりフロート上下動のストロークが抑えられることに対応する。

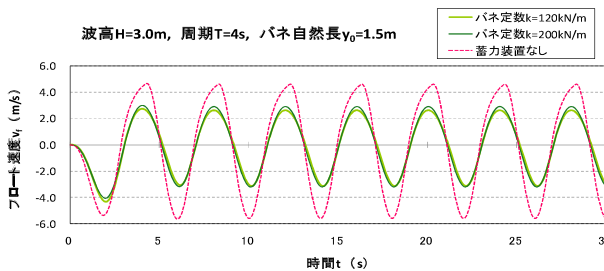
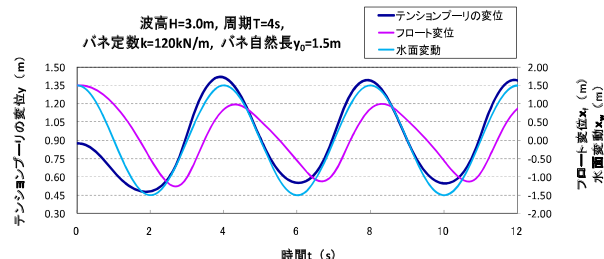


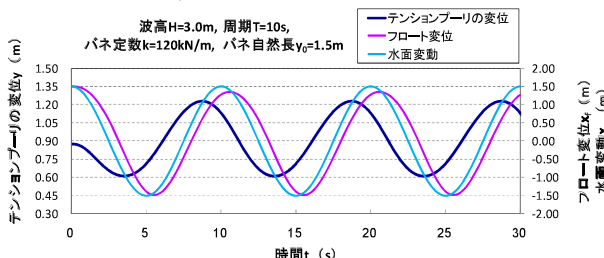
図-11 フロート移動速度の時系列( $H=3.0\text{m}$ ,  $T=4\text{s}$ )

f) テンションプリー・フロート・水面の変位の関係

図-12は、波高 $H=3.0\text{m}$ 、波周期 $T=4\text{s}$ と $T=10\text{s}$ の場合について、テンションプリーの変位 $y$ 、フロート変位 $x_f$ 、そして水面変動 $x_w$ の時系列を示す。波周期 $T=4\text{s}$ の場合には多少わかりにくいですが、波周期 $T=4\text{s}$ と $T=10\text{s}$ の両ケースに共通してテンションプリーの変位 $y$ は、水面変動 $x_w$ より位相が先行し、フロート変位 $x_f$ は、水面変動 $x_w$ より位相が遅れる状況が示されている。



a) 波高 $H=3.0\text{m}$ 、波周期 $T=4\text{s}$



b) 波高 $H=3.0\text{m}$ 、波周期 $T=10\text{s}$

図-12 テンションプリー・フロート・水面の変位の関係

(3) 波浪条件による挙動の検討

a) 波周期とテンションプリーの変位振幅の関係

図-13は、バネ定数 $k=120\text{kN/m}$ と $200\text{kN/m}$ 、波高 $H=2.0\text{m}$ と $3.0\text{m}$ の組合せに対して、波周期を $T=4\sim 12\text{s}$ で変化させた場合のテンションプリーの変位振幅 $y_a$ を波周期に対して示している。図より、テンションプリーの変位振幅 $y_a$ は波周期が長いほど減少することがうかがえる。これは、図-7の結果と対応する。また、当然であるが、波高が高くバネ定数が小さい場合の方がテンションプリーの変位振幅 $y_a$ が大きいことが示されている。

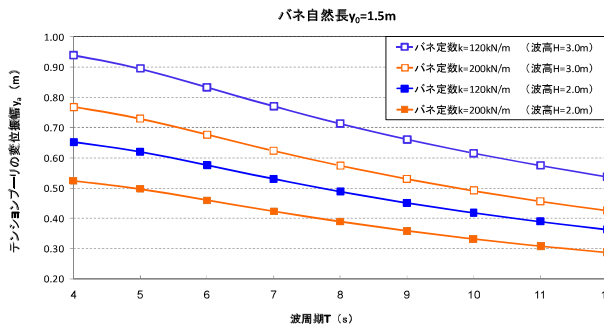
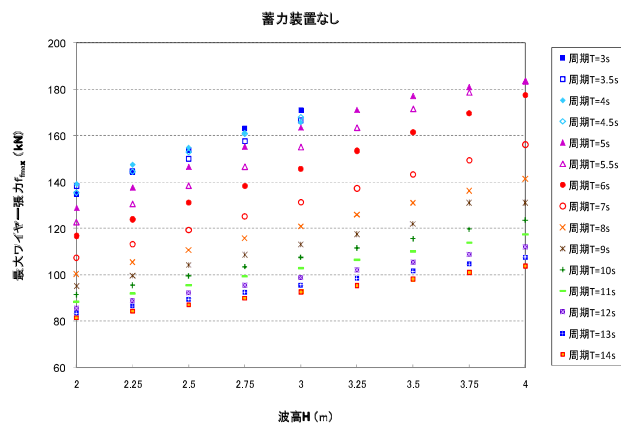


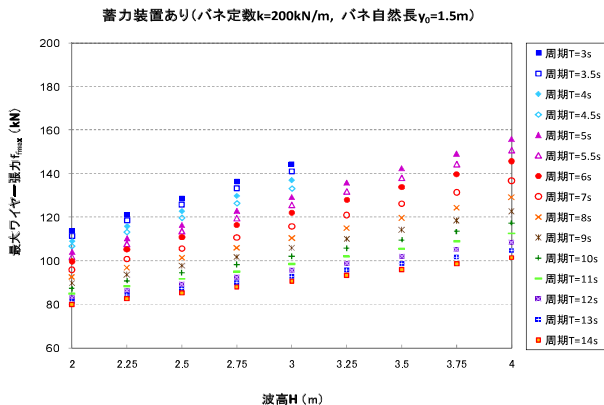
図-13 テンションプリー変位振幅と波周期の関係

b) 最大ワイヤー張力の検討

図-14は、蓄力機能がある場合とない場合の最大ワイヤー張力の比較を示す。なお、波周期により発生しうる波高に限界があり、その限界の波高は波周期が長いほど大きいという事情があるが、図では構造工学の問題として考える意味でこの限界波高より高い波高まで結果を示している。図よりいずれの波高と波周期についても蓄力機能を導入することで最大ワイヤー張力が抑えられるこ



a) 蓄力装置なし



b) 蓄力装置あり

図-14 蓄力装置の有無による最大ワイヤー張力



表-2 種々の波周期における負のワイヤー張力出現の検討結果

a) 波高 $H=1.5\text{m}$ , バネ自然長 $y_0=1.5\text{m}$

波周期 $T(\text{s})$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
蓄力装置なし	× [-1.2kN]	○	○	○	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=120\text{kN/m}$	○ [31.3kN]	○	○	○	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=200\text{kN/m}$	○ [30.5kN]	○	○	○	○	○	○	○	○

b) 波高 $H=2.0\text{m}$ , バネ自然長 $y_0=1.5\text{m}$

波周期 $T(\text{s})$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
蓄力装置なし	× [-18.3kN]	× [-10.4kN]	○	○	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=120\text{kN/m}$	○ [23.2kN]	○ [24.2kN]	○	○	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=200\text{kN/m}$	○ [21.0kN]	○ [14.2kN]	○	○	○	○	○	○	○

c) 波高 $H=2.5\text{m}$ , バネ自然長 $y_0=1.5\text{m}$

波周期 $T(\text{s})$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
蓄力装置なし	× [-25.5kN]	× [-25.2kN]	× [-12.5kN]	× [-1.0kN]	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=120\text{kN/m}$	○ [14.9kN]	○ [16.3kN]	○ [18.9kN]	○ [21.7kN]	○	○	○	○	○
バネ定数 $k=200\text{kN/m}$	○ [11.4kN]	○ [12.6kN]	○ [15.5kN]	○ [18.7kN]	○	○	○	○	○

d) 波高 $H=3.0\text{m}$ , バネ自然長 $y_0=1.5\text{m}$

波周期 $T(\text{s})$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
蓄力装置なし	× [-29.1kN]	× [-31.1kN]	× [-26.2kN]	× [-13.0kN]	× [-2.4kN]	○	○	○	○
バネ定数 $k=120\text{kN/m}$	○ [6.8kN]	○ [8.6kN]	○ [11.7kN]	○ [15.0kN]	○ [18.1kN]	○	○	○	○
バネ定数 $k=200\text{kN/m}$	○ [1.9kN]	○ [3.5kN]	○ [7.0kN]	○ [10.9kN]	○ [14.6kN]	○	○	○	○

とが示唆される。また、検討した範囲では波周期が短いほど最大ワイヤー張力の減少量が大きくなっている。これは、時間が短い変動の方が緩衝作用としての効果が出やすいことを示唆している。

c) 負のワイヤー張力の出現に関する検討

本システムでは、ワイヤー張力が負になることは装置の安全上問題である。ここでは、バネ・テンションプールの蓄力装置によりワイヤー張力が負になることを防ぐ効果を述べる。表-2は実海域での稼働を想定し、 $H=1.5\sim 3.0\text{m}$ 、波周期 $T=4\sim 12\text{s}$ の範囲で計算を行ない、負のワイヤー張力の発生の有無を調べた結果を示す。表中の×は負のワイヤー張力が発生する場合を示し、○は負のワイヤー張力が発生しないことを示す。また、蓄力機能がない場合に負のワイヤー張力が発生する条件については、ワイヤー張力の最小値を表中に記入している。また、前述のように波周期により発生する波高に限界があるが、この表でも構造工学の問題として考え、この限界波高より高い波高まで結果を示している。表より、蓄力装置がない場合は波高が高くなると長い波周期まで負のワイヤ

ー張力が発生し、蓄力機能がある場合には負のワイヤー張力の発生を防ぐ効果があることが示唆される。

4. 日本沿岸の海域に設置した場合の検討

国土交通省全国港湾海洋波浪情報網(ナウファス)の2007年波浪観測データ<sup>10)</sup>を用いて、装置の安全性と獲得電力について検討を行った。今回、厳しい波浪条件下で実機を設置することを想定し、日本海側の冬期(1月~2月)の波浪観測データを用いた。検討対象の観測地点は図-15に示す地点の中で、留萌(北海道)、瀬棚(北海道)、深浦(青森県)、秋田、酒田(山形県)、福井の計6地点を選定した。表-3にこれらの観測地点の冬期平均波浪観測データを示す。波として、装置の安全性については、波群中で最も波高が高い最大波を用いるべきであるが、ここでは得られるデータの制約から有義波の経時変化の中で最も大きな有義波高をもつ波を用いた。獲得電力については、波群中の全ての波の波高と波周期の

表-3 各観測地点の冬期平均波浪観測データ

地点	冬期平均波(1月-2月)		冬期最大波(1月-2月)			
	平均波高 $\bar{H}$ (m)	平均波周期 $\bar{T}$ (s)	観測日時	最大波高 $H_{max}$ (m)	最大波周期 $T_{max}$ (s)	$H_{max}/T_{max}$
留萌	0.94	4.85	1月7日 13時20分	4.43	5.4	0.820
瀬棚	1.06	5.22	2月15日 5時40分	4.88	6.0	0.813
深浦	1.13	5.32	2月7日 18時	4.66	5.4	0.863
秋田	0.91	4.87	2月14日 23時40分	4.57	5.5	0.831
酒田	1.12	5.34	1月15日 5時20分	4.66	5.2	0.896
福井	0.94	5.53	1月27日 2時40分	4.68	6.0	0.780



図-15 波浪観測地点<sup>16)</sup>

平均値として平均波高 $\bar{H}$ と平均波周期 $\bar{T}$ を用いた。

(1) 装置の安全性に関する検討

図-16は、各観測地点の波浪データを入力して計算した最大ワイヤー張力  $f_{fmax}$  の値を、表-1に記載の装置で蓄力装置がある場合とない場合について、最大波高と最大波周期の比  $H_{max}/T_{max}$  に対して示している。横軸に示した  $H_{max}/T_{max}$  の値が大きいくほど水面昇降速度が大きく、装置にとって厳しい波浪条件といえる。図より検討した全地点において蓄力装置がある場合の方がない場合よりも最大ワイヤー張力が小さい値を示す。この装置諸元では、蓄力装置がない場合は最大ワイヤー張力が 190 kN 程度であったのが、蓄力装置を装着すると 120 kN 程度の値に減少している。またこの  $H_{max}/T_{max}$  の値の範囲では、最大ワイヤー張力  $f_{fmax}$  の値が  $H_{max}/T_{max}$  の値により殆ど変化しないことは注目すべきである。図-16で同一の波周期に対する描点を連ねてみると、蓄力装置がある場合もない場合も共通して波周期  $T=6s$  において最大で、それに 5.5s, 5.4s, 5.2s と続く。これは波周期  $T=6.0s$  がこの装置の固有周期に最も近いことを意味している<sup>11)</sup>。

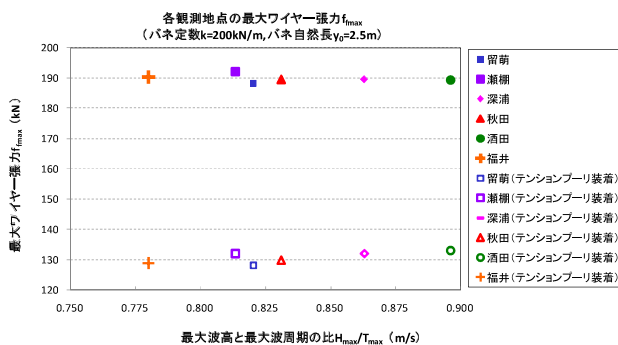


図-16 各観測地点の最大ワイヤー張力

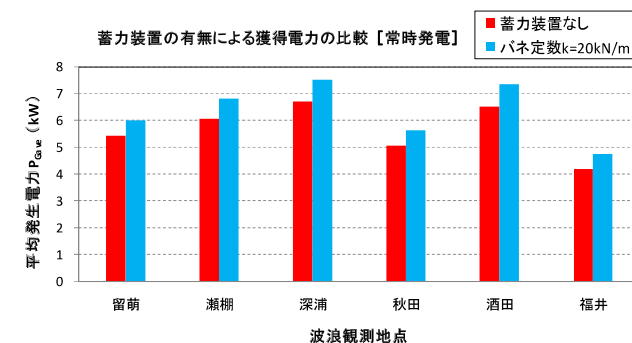


図-17 蓄力装置の有無による獲得電力の比較

(2) 獲得電力の評価

図-17は、表-1に記載の装置で蓄力装置がある場合とない場合の平均発生電力  $P_{ave}$  の比較を前記6地点について示す。図から明らかのように、蓄力装置を装着することにより平均発生電力が増加することが見込まれる。この装置諸元では蓄力装置の有無による獲得電力の差は 0.5~1kW 程度であり、約1割の増加と評価される。また、検討した6地点で獲得電力が最も大きく見積もられた地点は、蓄力装置の有無によらず深浦(青森県)でその値は蓄力装置がある場合で約7.5kWと見積もられる。

5. 結語

以上、蓄力機能を有するフロート・カウンターウェイト式波力発電装置の機械力学モデルを提示し、関係する力学諸量の計算結果をもとにその効用を検討した。本研究の主要な結果は以下のようである。

- 1) 蓄力機能を有するフロート・カウンターウェイト式波力発電装置の力学モデルを構築し, 具体的な計算式として式(23)を導いた.
- 2) 蓄力装置がある場合, これがない場合に比べてワイヤー張力の変動が平滑化され, 過大なワイヤー張力が抑えられると共に, 利得エネルギーの増加が見込まれる. 特に, 負のワイヤー張力の発生を抑える効果がある.
- 3) 波高が高く, 波周期が短い波浪条件において, 蓄力装置の効果が出やすい.

本研究では蓄力機能について実験検証を行っていない. 今後は系統的な実験を行ない, 本研究で推定した諸特性を検証することが必要である. また, フロートに作用する流体力の評価を適切に評価して理論の精緻化を図る予定である. 現在では, 四方を海に囲まれた海洋国で, 土木・造船・機械・電気の工学分野で技術先進国と言われる日本が波力発電の取り組みで欧米諸国に大きく遅れをとるといふ皮肉な現象が起きている. 前述のように波エネルギーは賦存量が大きい. 今後は関連する上記の技術分野の研究者・技術者との連携を強化して技術開発を促進すると共に, 島嶼地域の水源確保や海上作業の各種動力源など系統電源が不都合でエネルギーの安定供給を必ずしも必要としない用途の開発を通して波力発電の実用化・事業化を達成し, 持続可能エネルギーとして波力発電を定着させることが不可欠である.

**謝辞:** これまで10余年の間に山口大学工学部水圏環境動態システム工学研究室に在籍した卒業生, 修了生の諸氏には本研究の礎となる部分で多大の協力を頂いた. 三菱重工業(株)長崎研究所, 日本文理大学(故)樋田操教授には水槽実験で御助力を賜った. (有)ナカタ設計工業には実用化に向けた粘り強い取り組みのご支援を頂いた. (財)やまぐち産業振興財団, (財)中国技術振興センター, (株)きんでん, 藤井物産(株), (独)科学技術振興機構, (独)中小企業基盤整備機構, には直接・間接の御支援を賜った. 記して関係各位に深甚の謝意を表します.

## 参考文献

- 1) 新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO): NEDO海外レポート, No.1044, 2009.
- 2) 渡部富治: 実用化に向かう波力発電(面白くなる海のエネルギー), パワー社, 2009.
- 3) 高橋重雄: 波力エネルギー変換装置の現状について, 1993年度(第29回)水工学に関する夏季研修会, Bコーステキスト, pp.B1-1 - B1-19, 1993.
- 4) 清水幸丸編著: 自然エネルギー利用学(改訂版), パワー社, 1999.
- 5) 近藤叔郎編著: 海洋エネルギー利用技術, 森北出版, 1996.
- 6) 前田久明, 山下誠也: 波浪エネルギー一次変換装置, 「海洋エネルギー利用」特集, 造船学会誌, pp.10-31, 1982.
- 7) 例えば Google「波力エネルギー変換」.
- 8) 羽田野袈裟義, 渡邊誠, 種浦圭輔, 中野公彦: 浮体式波力エネルギー変換装置の力学計算について, 流体力の評価とその応用に関する研究論文集, 第3巻, 土木学会水工学委員会基礎水理部会, pp.97-102, 2004.
- 9) 羽田野袈裟義, 種浦圭輔, 渡邊誠, 中野公彦, 斎藤俊, 松浦正己: 浮体式波力エネルギー変換の力学, 土木学会論文集B, Vol.62, No.3, pp.270-283, 2006.
- 10) Koirala, P., Hadano, K., Nakano, K. and Taneura, K.: Dynamics Model of Movable Body-Type Wave Energy Converter Considering Two Dimensional Motions of the Float, *JSCCE Journal B*, Vol.65, No.3, pp.179-189, 2009.
- 11) 種浦圭輔, 中野公彦, Pallav Koirala, 羽田野袈裟義: 浮体式波力発電装置の共振特性, 日本機械学会論文集, 第76巻, 761号, pp.44-50, 2010.
- 12) 羽田野袈裟義: 波力エネルギー変換装置, 公開特許公報, 特開2008-180086, 日本国特許庁, 2008.
- 13) 松岡克弥, Pallav Koirala, 羽田野袈裟義, 種浦圭輔: つるべ式波力発電装置の出力平滑化の力学的検討, 土木学会全国大会第63回年次学術講演会概要集, pp.391-392, 2008.
- 14) 種浦圭輔, 羽田野袈裟義, Pallav Koirala, 松岡克弥: 蓄力機能を有した弾性体を導入したつるべ式波力エネルギー変換装置の力学モデル, 土木学会海洋開発論文集, 第24巻, pp.111-115, 2008.
- 15) 松岡克弥: 蓄力機能を利用した可動物体型波力発電装置の力学検討, 山口大学修士論文, 2010.
- 16) 国土交通省全国港湾海洋波浪情報網(ナウファス): <http://nowphas.mlit.go.jp/>

(2010.3.23 受付)

## STUDY ON THE DYNAMICS OF THE MOVABLE BODY-TYPE WAVE ENERGY CONVERTER WITH POWER STORAGE FUNCTION

Kesayoshi HADANO, Katsuya MATSUOKA, Pallav KOIRALA, Kimihiko NAKANO  
and Keisuke TANEURA

Float and counterweight type wave energy converter has solved the major part of the most serious problem of so called structural strength problem of the movable body type wave energy converter. However it still remains the problem that it experiences different power intake torque between in the periods of ascending and descending of water level, and therefore the dangerous situation of sudden tight of the wire will occur after slacking in the wave cycles. In order to avoid this situation, a method is devised to storage the power using the spring in a way of the wire in the system to flatten the temporal variations of the wire tension and electric power. This paper constructs the dynamics model for this energy conversion system, and evaluates the effects of the power storage on the system operation. The function of the power storage is considered as the change in the length of the wire between the driving pulley and float. Calculations predict that the power storage suppresses the occurrence of negative wire tension, that it increases the time averaged electric power, and that the power storage is effective for waves with shorter period and higher wave height.