

# 可動物体型波力発電装置の共振特性の検討

種浦 圭輔<sup>1</sup>・羽田野 袈裟義<sup>2</sup>・米山 治男<sup>3</sup>・池上 国広<sup>4</sup>・中野 公彦<sup>5</sup>・  
Pallav KOIRALA<sup>6</sup>

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

E-mail:k.tane@yamaguchi-u.ac.jp

<sup>2</sup>フェロー会員 山口大学大学院 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>3</sup>正会員 国土交通省 横浜港湾空港技術調査事務所 (〒221-0053 横浜市神奈川区橋本町2-1-4)

<sup>4</sup>非会員 長崎総合科学大学 工学部 船舶工学科 (〒851-0193 長崎県長崎市網場町536)

<sup>5</sup>非会員 東京大学 生産技術研究所 (〒153-8505 東京都目黒区駒場4-6-1)

<sup>6</sup>学生会員 山口大学大学院 理工学研究科 (〒755-8611 山口県宇部市常盤台2-16-1)

本研究では、ワイヤ、フロート、カウンタウェイトなどを組合わせた可動物体型波力発電装置の共振特性の検討を行っている。共振解析モデルでは時々刻々のフロート変位と水面変位の相対座標を用いている。フロートの運動方程式では、フロート・流体間の相互作用力を、波強制力、付加質量、造波減衰により評価しており、これと回転体の力学と発電機関連の力学を組み合わせることで方程式系を構成している。共振特性解析は、波の作用下で稼働状態にあるフロートの上下動の振幅を、波の振幅と比較することにより検討している。さらに発生電力、トルクやワイヤ張力などの物理量の波周期による変化を評価している。また、装置が安全に稼働しかつ発生電力が大きい条件を探るため、フロートが一部没水を維持できる条件下で発生電力を大きくする装置諸元を調べている。

**Key Words :** wave energy conversion, float-counterweight type, resonance, fluid-float interaction

## 1. 緒論

波はエネルギー賦存量が大きく安定性に優れた自然エネルギーである<sup>1)</sup>ことから、波力発電技術は、長年にわたり研究開発されている。しかし未だ決定版がなく商業ベースに至っていない。特に日本では、波力が新エネルギーに指定されていないことなどのため、研究開発でさえ低調である。一方、欧米では日本とは対照的に波力発電技術の研究開発が活発に行われている。

まず有望視されている波力発電技術は振動水柱型と可動物体型の2方式に大別される。振動水柱型(OWC)は空気室を持ち、波により空気室内に水面変動と圧力変動をつくって空気室内外の圧力差によりタービンを回して発電する方式である。日本のマイティールホエール<sup>2)</sup>や英国のLimpet<sup>3)</sup>がその代表例である。可動部を持たないため構造強度上の問題は少ないが、空気室の高コストとタービンの効率の低さがもたらすコストパフォーマンスの弱点が実用化の障害になっている。可動物体型は、水面近くに置かれた物体が波の作用により運動することを動力として取り込む装置である。これは工夫次第では低コストが可能であるが、従来型は構造強度上の問題が指摘

されている。

従来の主要な可動物体はSalter Duck<sup>4)</sup>、海陽<sup>5)</sup>、連結いかだ<sup>6)</sup>、振り子式<sup>7)</sup>、Pelamis<sup>8)</sup>、Oyster<sup>9)</sup>がある。これらいずれも可動物体のピッチング基調の運動から動力を取り込む。このような回転利用型では回転軸と波の波峰線の向きが一致しない限り、有害なねじれ力が作用する。このうち、Pelamisと連結いかだは係留式のため、沿い波を利用するので、このデメリットはあまりない。

次に前記の可動物体型の仕組みを説明する。まず、Salter Duckの仕組みは、波による水粒子の運動の動圧により効率的に回転させるように浮体を成形し、動圧に加え、変化する静水圧が浮力の変化に伴って、その浮体を上下動させることにより回転に寄与している。この回転運動を電気エネルギーに変換する方式である。Salter<sup>7)</sup>の論文により、2次元の正弦波の場合に90%近い効率が可能であると紹介されている。また海陽は、このSalter Duck型浮体の運動をリンク機構で油圧に変換させ、発電機を駆動させる仕組みである。異常海象時には構造物全体をジャッキアップするようにしている。

次に振り子式は室蘭工業大学により、開発・研究が行なわれていた。仕組みは上記の回転運動利用型の課題を

解決するために、手前に開口部をもつ水室内に振り子板を設置し、水室奥の壁の反射により生じる定常波の節部分の水平運動を利用し、振り子を駆動する。これと同様に、波の水平力からエネルギーを獲得するものには、イギリスのOysterがある。ヒンジ式フラップ構造で、フラップの前後動によって、水圧ポンプを駆動し、高圧の海水をパイプライン経由で陸上の電力タービンに送る仕組みである。しかしながら、これらすべての可動物体は一体構造のため、設置には大容量の重機が必要である。また、安全な保守・点検を行うためには全体を静穏域に移動させる必要がある。

著者らはプーリ・ワイヤ・フロート・カウンタウエイト・ラチェット機構から構成される可動物体型波力エネルギー変換装置（可動物体型）<sup>8)</sup>を開発中である。本提案のシステムの説明図を図-1に示す。このシステムは、プーリ・ワイヤ・フロート・カウンタウエイト・ラチェット機構から構成されており、フロート重量とワイヤ張力を介して、水面上下動から一定方向に回転する軸の動力を獲得するものである。この方式は、柔構造のワイヤの使用により可動物体型の課題とされていた構造強度の問題の主要部分を解決するとともに、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、設置や維持補修を容易にしている。本システムの力学解析の枠組みは、常微分方程式により構成されるため、取り扱いが比較的容易で、技術の普及の点では有利である。また装置の諸元と波浪条件から利得電力を求めることが困難でない。

本研究では、前報<sup>8)</sup>で示した本方式の波力発電システムの稼働を記述する力学モデルの中で、フロートと流体の相互作用力の評価方法を改善している。前報<sup>8)</sup>では、フロートに作用する流体力を抗力係数 $C_D$ と慣性抵抗係数 $C_M$ を用いて取り扱う方法を示した<sup>9)</sup>。しかし、この方法では流体中で運動する物体に作用する力を評価するためのもので、本研究が対象とする水面に浮かんだフロートに作用する流体力の評価には適当ではない。

そこで本研究では、フロートが特定の喫水率のまわりで微小振幅する場合に限定し、フロートに作用する波強制力、付加質量力および造波減衰力を導入し、フロートと流体の相互作用力の評価方法を改善している。それらの流体力を三次元特異点分布法<sup>10)</sup>を用いて評価し、その結果を力学モデルに適用した。モデルの今回の検証として、前報で示した水槽実験による結果との比較を示している。モデルの検証は、ワイヤの走行速度とワイヤ張力の積である仕事率により評価し実験値と比較した。また、海上での実稼働を想定した場合、流体力の評価は不可欠であり、今回提案した力学モデルを用いて計算した。

波力発電はエネルギー利得が小さいと考えられているが、共振現象を利用することにより、エネルギー利得を

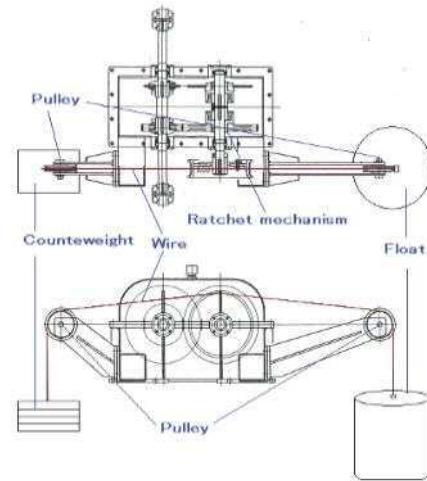


図-1 本提案装置の説明図

高めることが期待される。また本力学モデルは2階常微分方程式で構成されている。これらのことを考慮し、本研究では共振解析を行う。解析は、時々刻々のフロート変位と水面変位との相対座標を用いて、解析の結果は、波の作用下で稼働中のフロートの上下動振幅と波振幅との比で共振特性を評価している。またシステムの固有周期などを求め、発生電力等の物理量の波周期による変化を評価し、装置が安全に稼働するための条件としてフロートが一部没水を維持でき、かつ大きい電力を発生しうる装置諸元を変位応答倍率により調べている。

## 2. 力学モデル

本システムの力学モデルの説明図を図-2に示す。力学モデルは、発電機関連の力学、無負荷・静止状態でのフロート・カウンタウエイトの釣合式、発電機稼働状態におけるフロートの運動方程式、回転体の運動方程式により構成される<sup>8)</sup>。前述のように、本研究ではフロートの運動方程式の中で付加質量力、造波減衰力と波強制力を導入してフロート・流体間の相互作用の評価を行っている。ただし、これらの力はフロートが特定の喫水率のまわりで微小振幅する場合に限定し、線形理論により評価しており、非線形性の影響は考慮していない。

### (1) 発電機関連の力学

図-2において、駆動プーリが発電機を時計方向にねじり、その反作用として発電機が駆動プーリを反時計方向にねじるトルクを $\tau$ 、発電機に発生する電流を $i$ 、発生電圧を $e$ 、駆動プーリの反時計方向の回転角を $\theta$ とすると次式の関係が成り立つ。

$$\tau = -Gk_i \quad (1)$$

$$e = Gk_e \frac{d\theta}{dt} \quad (2)$$

ここで、 $G$  はギア比、 $k_r$  はトルク係数、 $k_e$  は誘導発電係数である。なお、諸元の単位は表-1 および表-2 に示す通りである。量また派生的な関係式として、 $\tau$  は式(3)、そして発生電力  $P_G$  は式(4)により与えられる。

$$\tau = -\frac{G^2}{r} k_r k_e \frac{d\theta}{dt} \quad (3)$$

$$P_G = r \cdot i^2 = r \left( -\frac{Gk_e}{r} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)^2 \quad (4)$$

ここで、 $r$  は発電機の負荷抵抗であり、この抵抗で消費される電力を可能発電量とする。また発電機の内部抵抗の影響は無視する。

### (2) 無負荷・静止状態での釣り合い

フロート直径を  $D_f$ 、フロートとカウンタウエ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  $h$  とおくと次式の関係が成り立つ。

$$M_c g + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w h g = M_f g \quad (5)$$

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

### (3) フロートの運動方程式

フロートの運動方程式を考える前に、水面変動がない場合のフロートの自由振動を考える。その方程式は式(6)で与えられる。

$$M_f \frac{d^2 x_f}{dt^2} = f_f + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w (h - x_f) g - M_f g \quad (6)$$

ここで、 $x_f$  はフロートの上昇量を、 $f_f$  はフロートをつるしたワイヤの張力である。なお、場合によってはフロートが宙吊り状態や全没水状態になるが、この装置の稼働としてはフロートが一部没水を維持する状態が望ましく、その状態での稼働を想定しているので、この場合についてのみ式を示す。

#### a) ラディエーション流体力の導入

ここで、波強制力  $F_w$ 、付加質量  $M_a$  および造波減衰力  $C dx_f/dt$  を導入して式(6)を変更する。その前に無負荷・静止状態でのフロート・カウンタウエイトの釣り合い式(式(5))を用いて式(6)を次のように変形する。

$$M_f \frac{d^2 x_f}{dt^2} = f_f - M_c g - \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w x_f g \quad (7)$$

次に、規則波の単位振幅当たりの波強制力  $F_w$  を導入し、さらに付加質量  $M_a$  と造波減衰力  $C dx_f/dt$  を導入すると、次式のようになる。

$$\begin{aligned} (M_f + M_a) \frac{d^2 x_f}{dt^2} + C \frac{dx_f}{dt} + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w g x_f \\ + M_c g - f_f = F_w \cdot \frac{H}{2} \end{aligned} \quad (8)$$

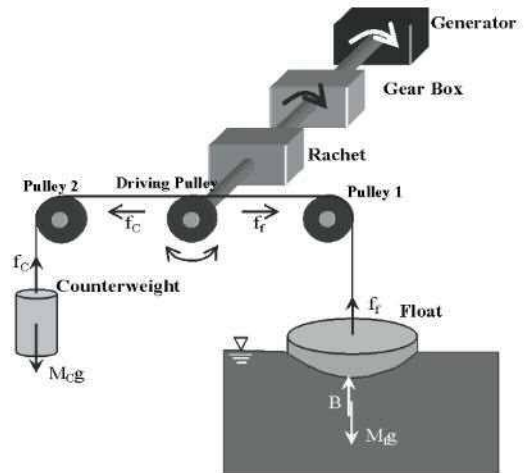


図-2 本提案装置の力学モデルの説明図

ここで、 $C$  は造波減衰の係数、 $H$  は入射波の波高である。左辺の第1項は慣性力、第2項は造波減衰力、第3項は静水圧による復元力、第4項はカウンタウエイト重量、第5項はワイヤ張力、そして右辺は波強制力で波による外力である。

### (4) 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。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} = \tau + (f_c - f_f) R_m \quad (9)$$

ここで、 $I$  と  $C$  はそれぞれ回転系全体の回転慣性と機械系の摩擦による減衰を、駆動プーリの回転角加速度と回転角速度を用いて表現するための等価な慣性モーメントと減衰係数である。また、 $R_m$  は駆動プーリの半径である。カウンタウエイトをつるしたワイヤの張力  $f_c$  はカウンタウエイト上昇の加速度を考慮すると次式になる。

$$f_c = M_c \left( g + \frac{d^2 x_c}{dt^2} \right) \quad (10)$$

また、フロートの上昇量  $x_f$ 、カウンタウエイトの上昇量  $x_c$  と駆動プーリの回転角  $\theta$  には次の関係がある。

$$x_f = R_m \theta, \quad x_c = -R_m \theta \quad (11)$$

### (5) 計算に用いる式

上記に示した基礎式を組み合わせ、駆動プーリの回転角  $\theta$  を支配する式が次のように与えられる。

$$\begin{aligned} \left( \frac{I}{R_m} + (M_f + M_c + M_a) R_m \right) \frac{d^2 \theta}{dt^2} \\ + \frac{1}{R_m} \left( C \cdot R_m^2 + C' + \frac{G^2}{r} k_r k_e \right) \frac{d\theta}{dt} \\ + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w g R_m \theta = F_w \cdot \frac{H}{2} \end{aligned} \quad (12)$$

式(12)を所定の波と初期条件に対して解き、 $\theta$ の時系列を求めると、時々刻々の $\dot{\theta}$ と $\ddot{\theta}$ が得られ、発生電力やワイヤ張力、トルク、フロート変位など力学諸量の時系列を求めることができる。

(6) 計算条件

最も基本的な波として正弦波を与え、初期時刻( $t=0$ )までは発電機との連結をクラッチ・オフの状態ですフロートが水面波によって運動し、 $t=0$ 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計算する。この時水面変動  $x_w$  は式(13)、波強制力は式(14)により、初期条件は式(15)により与えられる。

$$x_w = \frac{H}{2} \cos(\omega t) \tag{13}$$

$$F_w = A \cos(\omega t + \phi) \tag{14}$$

$$\theta(0) = \frac{H}{2R_m}, \quad \dot{\theta}(0) = 0 \tag{15}$$

ここで、 $A$ は波強制力の振幅である。 $\omega$ は波の角振動数、 $\phi$ は位相差である。波強制力の振幅 $A$ は一連の計算の結果求められる。

3. 共振特性の理論解析

式(12)は造波減衰、機械ロスおよびエネルギー変換を減衰項とする減衰振動の式であり、水面変動が強制項となっている<sup>11)</sup>。この式は駆動プーリの回転角に関する方程式であるが、回転角はワイヤの移動量を介して、フロート上下動と関係づけることができる。

このフロート上下動の共振を考える場合、通常の質点の場合と異なり、フロート変位は固定座標ではなく、水面変位との相対座標で検討する。この状況を図-3に示す。 $m$ は後述の式(19)の第1項の係数、 $C''$ は第2項の係数、 $k$ は第3項の係数である。質点が水面において作用している振動強制力の作用下で水面と相対変位  $z$  で運動している。この  $z$  により、ばねと類似の浮力が作用する。

まず図-3より、式(12)に水面変動を考慮すると以下のような式になる。

$$\begin{aligned} & \left( \frac{I}{R_m^2} + (M_f + M_c + M_a) \right) \left( R_m \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \\ & + \left( C + \frac{1}{R_m^2} C' + \frac{1}{R_m^2} \frac{G^2}{r} k_\tau k_e \right) \left( R_m \frac{d\theta}{dt} - \dot{x}_w \right) \\ & + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w g (R_m \theta - x_w) = F_w \cdot \frac{H}{2} \end{aligned} \tag{16}$$

この設定で、質点の水位に対する相対変位は、式(17)により与えられる。

$$z = R_m \theta - x_w \tag{17}$$

この式より、駆動プーリ回転角  $\theta$  は、次のように表現される。

$$\theta = \frac{1}{R_m} (z + x_w) \tag{18}$$

式(12)に $\theta$ を代入し、さらに整理すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} & \left( \frac{I}{R_m^2} + (M_f + M_c + M_a) \right) \frac{d^2 z}{dt^2} \\ & + \frac{1}{R_m^2} \cdot \left( C \cdot R_m^2 + C' + \frac{G^2}{r} k_\tau k_e \right) \frac{dz}{dt} + \frac{1}{4} \pi D_f^2 \rho_w g z \\ & = F_w \cdot \frac{H}{2} - \left( \frac{I}{R_m^2} + (M_f + M_c + M_a) \right) \frac{d^2 x_w}{dt^2} \end{aligned} \tag{19}$$

この式を用いて、フロート上下動の共振特性を検討する。

(1) 固有振動数と応答倍率

システムの不減衰固有振動数  $\omega_n$  と減衰比  $\zeta$  はそれぞれ次のように求められる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{\rho_w g \pi D_f^2}{4 \left\{ \frac{I}{R_m^2} + (M_c + M_f + M_a) \right\}}} \tag{20}$$

$$\zeta = \frac{C''}{2\sqrt{mk}} = \frac{\left( C \cdot R_m^2 + C' + \frac{G^2 k_\tau k_e}{r} \right)}{2 \sqrt{\left( I \cdot R_m^2 + (M_c + M_f + M_a) R_m^4 \right) \frac{\rho_w g \pi D_f^2}{4}}} \tag{21}$$

また強制振動による相対変位  $z$  の振幅を  $x_0$ 、水面変動  $x_w$  の振幅を  $x_{stat}$  とすると、これらの比は式(22)となる。

$$\frac{x_0}{x_{stat}} = \frac{1}{\sqrt{\left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)^2 + \left( 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \tag{22}$$

これが変位応答倍率である<sup>12)</sup>。

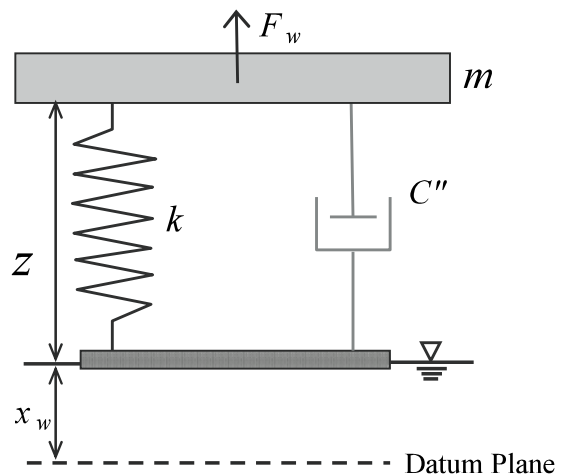


図-3 エネルギー変換システムの共振解析モデル

#### 4. 力学モデルの検証

##### (1) 実験装置と方法

前章で示した力学モデルを検証するため、前報<sup>8)</sup>行った大型模型装置の水槽実験の結果と比較する。水槽の水深は3.2mである。フロートの諸元は、前報<sup>8)</sup>に従って表-1のように設定した。表中の“喫水率”はフロートとカウンタウェイトが無負荷・静止状態におけるフロート喫水深をフロート高さ $H_f$ で割ったものである。その他の諸元は、駆動プールの半径 $R_m$ は0.18(m)、カウンタウェイト質量 $M_c$ は150(kg)とギア比 $G$ は41.36である。また実験では、水面変位、フロート上下動、ワイヤ張力などを測定した。

##### (2) 実験結果との比較

前報<sup>8)</sup>と同様の波浪条件で比較検討を行う。波浪条件は表-2に示す。

まず、前報と同様に機械系の粘性減衰係数 $C'$ を評価した。評価方法は、実験結果からワイヤ張力とワイヤの走行速度（またはフロート昇降速度）の積として求めた仕事率の時系列を求め、その時間平均とモデル計算で得られる仕事率の時間平均から最適の粘性減衰係数を求めた。その際、各波浪条件に対する付加質量 $M_a$  ( $\text{kN} \cdot \text{s}^2/\text{m}$ )、造波減衰力 $C$  ( $\text{kN} \cdot \text{s}/\text{m}$ )は、三次元特異点分布法<sup>10)</sup>によって算出し、その結果をモデル計算に用いている。これらの値を表-2に示す。これらの値を用いて、粘性減衰係数を同定した過程を図-4に示す。図より本実験で用いた装置の機械系の粘性減衰係数は仕事率から評価すると1406( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ )程度であることが分かる。

次に、図-5~7は実験番号1および2の波浪条件に対する仕事率、フロート上下動、およびワイヤ張力の時系列の実験値とモデル計算値を比較したものである。なお今回はラディエーション流体力を導入しており、この流体力を考慮した本モデル計算と前報に示した流体力を無視したモデル計算の両者を比較した結果を示している。

本水槽実験に関して、流体力を考慮した場合としない場合の結果にはほとんど差がない。この理由として、本実験においては、機械系の粘性減衰係数 $C'$ が造波減衰係数 $C$ に比べてはるかに大きかったことが考えられる。

図-5に示された仕事率の結果は次のようである。計算

値の時系列変化は実験値の時系列変化に先行している。また仕事率の計算値は第1波で大きくなっているが、これは図-6において第1波でフロートが大きく下降し、同時にワイヤ張力が、図-7のように大きく評価されていることに対応している。

図-6, 7から、フロートが下降し平均位置に達した時に、ワイヤ張力はピーク値となることが分かる。また、フロート上下動とワイヤ張力の計算値の再現性はあまりよくない。フロート変位を過小評価し、ワイヤ張力を過大評価する結果になっている。今後、モデルの精緻化を行う必要がある。前述のように、本検証の実験のケースについては、モデル計算で流体力を考慮するか否かでほとんど変化がない。しかしながら、本研究は海上で使用する実機モデルを対応することから、前記の流体力を評価する必要がある。

表-2 水槽実験の条件での流体力評価

波浪条件			付加質量 $M_a(\text{kN} \cdot \text{s}^2/\text{m})$	造波減衰力の係数 $C(\text{kN} \cdot \text{s}/\text{m})$
実験 番号1	波高(m)	0.27	1.979	1.103
	周期(s)	4.0		
実験 番号2	波高(m)	0.24	1.852	1.251
	周期(s)	3.5		

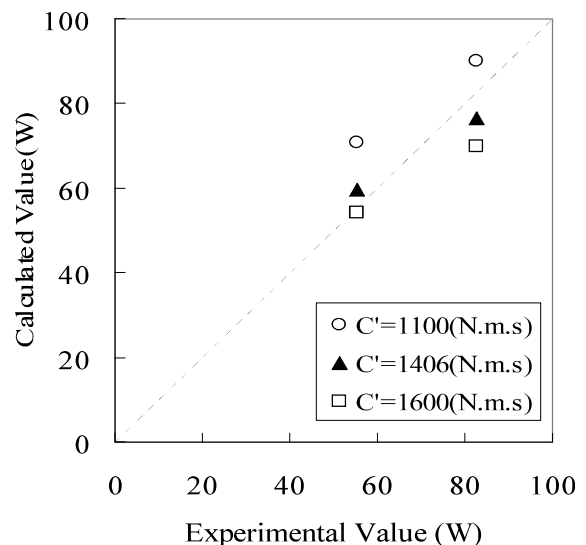


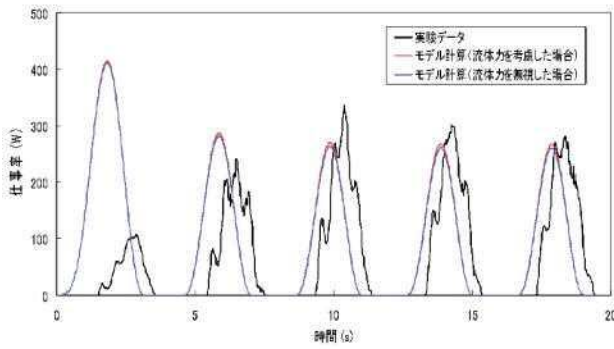
図-4 粘性減衰係数 $C'$ の決定

表-1 水槽実験の場合のフロート諸元

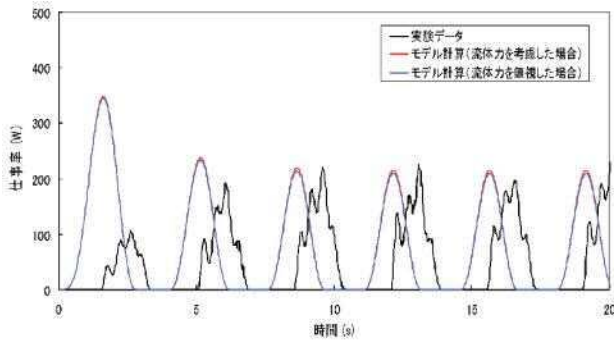
フロートの諸元								
半径(m)	高さ(m)	比重	質量(t)	喫水率	喫水(m)	KG(m)	排水重量(kN)	ウェイト重量(kN)
1.00	0.70	0.75	1.640	0.66	0.46	0.35	14.602	1.470
重心			メタセンター高さ			慣性モーメント		
X(m)	Y(m)	Z(m)	GM-x(m)	GM-y(m)	復元力(kN/m)	I <sub>x</sub> (t <sup>4</sup> m <sup>2</sup> )	I <sub>y</sub> (t <sup>4</sup> m <sup>2</sup> )	I <sub>z</sub> (t <sup>4</sup> m <sup>2</sup> )
0	0	-0.113	0.422	0.422				

※KG:浮体底から重心までの距離

※メタセンター高さ: 重心位置とメタセンターとの距離

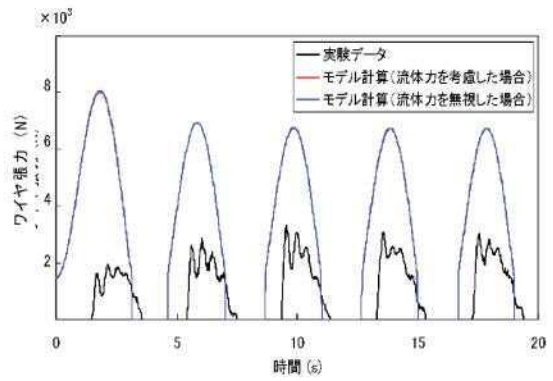


(a) 実験番号1

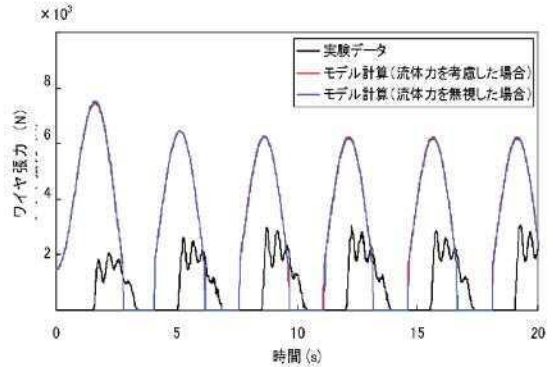


(b) 実験番号2

図-5 仕事率の実験値とモデル計算値の時系列の比較

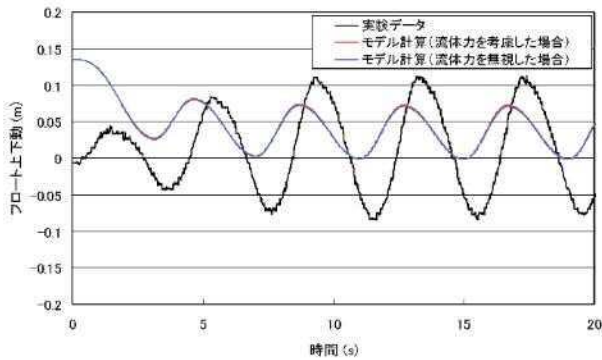


(a) 実験番号1

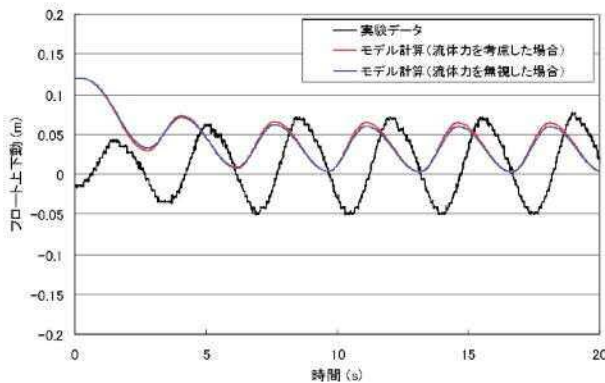


(b) 実験番号2

図-7 ワイヤ張力の実験値とモデル計算値の時系列の比較



(a) 実験番号1



(b) 実験番号2

図-6 フロート上下動の実験値とモデル計算値の時系列の比較

## 5. 共振特性の数値的検討

### (1) ラディエーション流体力と波強制力の評価

式(8)において、波強制力、付加質量、造波減衰の係数を三次元特異点分布法<sup>10)</sup>によって算出した。フロートの諸元は、前報<sup>8)</sup>に従って、実海域に設置することを想定し、表-3のように設定した。これらの諸量を無限水深、水深10m、水深5mの場合の各々に対して、種々の波周期について算出した。その結果を図-8に示す。図中  $M_0$  は付加質量、 $C$  は造波減衰の係数を表している。また縦軸に付加質量( $\text{kN} \cdot \text{s}^2/\text{m}$ )と造波減衰の係数( $\text{kN} \cdot \text{s}/\text{m}$ )をとっている。図より、付加質量は波周期が短い範囲では周期が長くなるにつれて徐々に減少し、周期3秒付近で最小値を示した後は波周期とともに漸増する傾向を示す。造波減衰の係数  $C$  は、波周期が短い範囲では波周期が長くなるにつれ増加し、周期3~4秒付近でピーク値を示した後、漸減する傾向を示している。また長周期になる程、水深変化に伴う付加質量と造波減衰の係数の変化は顕著であり、付加質量は無限水深の場合大きく、造波減衰の係数は水深5mの場合に大きいことが分かる。

次に波周期による波強制力とその位相  $\phi$  の変化を図-9に示す。左縦軸に波強制力の振幅を示し、右縦軸はその位相差を示している。波周期が長くなるにつれ、波強制

力の振幅は増大して、一定値に漸近している。また波強制力の位相は波周期の増加に伴ない、水面波の位相に近づくことがわかる。

(2) 共振特性解析の結果

共振の基本的性質を調べるために、式(22)に示すフロート上下動の応答倍率  $x_0/x_{stat}$  と発生電力  $P_G$ 、そして最大ワイヤ張力  $f_f$  と波周期  $T$  の間の関係を調べた。フロートの諸元は実機を想定し、表-4に示すようにフロートの諸元は、表-3と同様にし、発電機の諸元は羽田野ら<sup>5)</sup>が評価した発電機と同様のものを想定した。また機械系の粘性減衰係数  $C'$  は発生電力の実験結果から同定している<sup>8)</sup>。

a) フロート変位による検討

図-10は波周期による応答倍率の変化を、フロートに作用する付加質量力と造波減衰力を考慮した場合と無視した場合の双方について表している。また、表-3と表-4の諸元に対して、システムの不減衰固有角振動数 $\omega_n$ 、減衰比 $\zeta$ を各波の周期で算出した。

図より、装置の不減衰固有周期 $2\pi/\omega_n$ は、フロートに作用する力を考慮した場合と無視した場合でそれぞれ4.2秒と3.8秒であり、流体力を考慮した場合の方が長いことがわかる。また、応答倍率 $x_0/x_{stat}$ は、不減衰固有周期 $2\pi/\omega_n$ で最大となるが、その最大値はフロートに作用する流体力を無視した場合の方が考慮した場合より大きい。また、この図には波高の効果は表れない。

次に波周期による応答倍率の違いを各水深について調べた結果を図-11に示す。これによると、水深10mと無限水深の場合はあまり顕著な差がない。つまり水深10m以上では応答倍率の変化はほぼ一致すると考えられる。しかし水深5mの場合、若干応答倍率が小さくなっている。これは式(21)から考察すると、造波減衰の係数Cが大きく、式(21)の減衰比が大きくなり、このため応答倍率のピーク値が低減したと考えられる。

b) 発生電力と最大ワイヤ張力の検討

表-3と表-4のフロートおよび装置を波高0.3mの条件で稼動する場合について、波周期Tによる平均発生電力と最大ワイヤ張力の変化を調べた。図-12は無限水深の場合の平均発生電力と最大ワイヤ張力の結果を示す。図の

表-4 フロートおよび装置の諸元

フロート比重	$\rho_f/\rho_w$	0.9
フロート喫水率		0.6
フロート質量(t)	$M_f$	19.085
フロート直径(m)	$d_f$	3.000
フロート高さ(m)	$l$	3.000
カウンターウェイト質量(t)	$M_c$	6.044
駆動プーリ半径(m)	$R_m$	0.420
慣性モーメント(kg・m)	$I$	10.002
ギア比	$G$	14
誘導電圧係数(V/rpm)	$k_e$	0.135
トルク定数(Nm/A)	$k_\tau$	1.284
負荷抵抗( $\Omega$ )	$r$	0.260
水の密度(kg/m <sup>3</sup> )	$\rho$	1025
機械系の粘性減衰係数(N・m・s)	$C'$	567

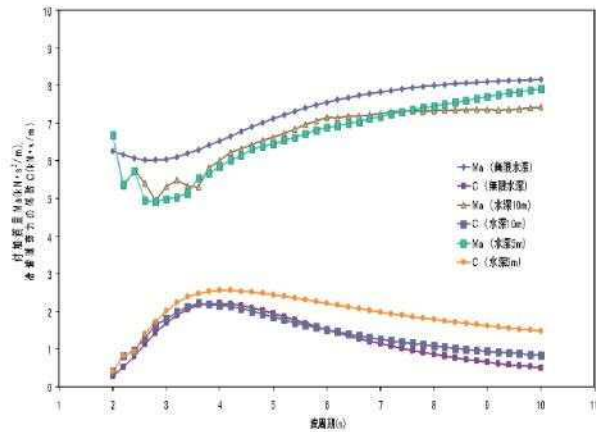


図-8 波周期による付加質量と造波減衰の係数の変化

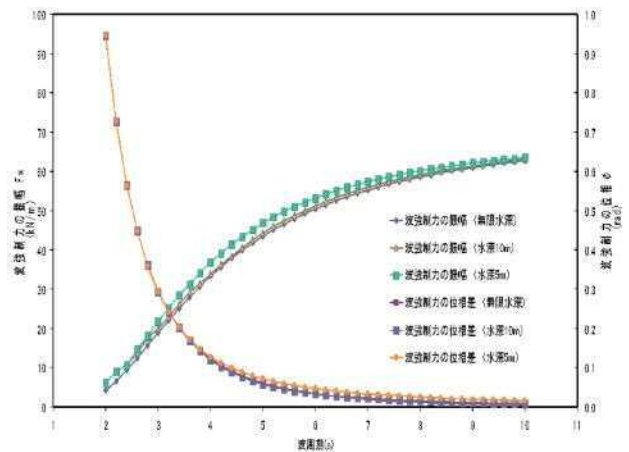


図-9 波周期による波強制力と位相の変化

表-3 実海域設置を想定した場合のフロート諸元

フロートの諸元									
半径(m)	高さ(m)	比重	質量(t)	喫水率	喫水(m)	KG(m)	排水重量(kN)	ウェイト重量(kN)	
1.50	3.00	0.90	19.085	0.60	1.80	1.50	127.807	59.228	
重心			メタセンター高さ			復元力(kN/m)	慣性モーメント		
X(m)	Y(m)	Z(m)	GM-x(m)	GM-y(m)	$I_x(t^2m^2)$		$I_y(t^2m^2)$	$I_z(t^2m^2)$	
0	0	-0.300	-0.288	-0.288	71.00	2.505E+01	2.505E+01	2.147E+01	

※KG:浮体底から重心までの距離

※メタセンター高さ: 重心位置とメタセンターとの距離

左の縦軸は平均発生電力 $P_G$  (kW)で、右の縦軸は最大ワイヤ張力 $f$  (kN)である。図より、装置の共振周期に対応する波周期4.2秒で、0.40kW以上を示しており、共振がエネルギー利得に有利に作用することを示している。最大ワイヤ張力についても、共振周期に近い周期の波で最大ワイヤ張力が大きい、他の波周期帯での値との相対的な大きさは発生電力のそれに比べて小さい。また、2～3秒間の波周期でデータの分布曲線に変曲点らしきものが見られる。

ここでは無限水深の場合のみを示したが、以上の傾向は水深10mおよび水深5mの場合にも同様に認められた。これらを表-5に示す。検討したいずれの水深でも平均発生電力と最大ワイヤ張力はともに4.2秒で最大値を示した。水深10mの場合、他の水深の場合に比べ、平均発生電力と最大ワイヤ張力が最大となっている。このように、所定の装置諸元に対して平均発生電力を最大とする水深が存在する。

(3) 各波高における平均発生電力

表-3と表-4のフロートおよび装置を無限水深、水深10m、水深5mにおいて種々の波高の条件で稼動する場合について、付加質量と造波減衰力を考慮して、波周期 $T$ による平均発生電力 $P_G$  (kW)の変化を調べた。その結果を図-13に示す。前述のように、装置の安全上ではフロートが宙吊りになったり全没水となる状態は好ましくないため、図ではこのような状態は除外している。すなわち、フロートが一部没水を維持する状態の結果だけを示している。

図のa)～c)から水深の違いで比較すると、水深5mの場合には他の水深と比べて一部没水が維持できる条件が多いが、その差はほとんどない。また、波周期3.0s～5.0sでプロットがない場合があるが、前述のようにこれはフロートが一部没水を維持できず、全没水もしくは宙吊りを起こしている状態を示している。つまり共振周期周辺では、フロートの上下動が激しく動揺していることを意味している。なお、ここでは特定の喫水率のまわりで微小振幅する場合について計算した結果を示しているが、このようにフロート上下動が大きい場合の流体力の算出は、非線形性を考慮した計算方法を適用する必要がある、今後の検討が必要であろう。

以上、装置が共振する状態では、発生電力の増大が見込まれるものの、フロート上下動が激しく、フロートが一部没水を維持できる波浪条件が狭められることが確認された。

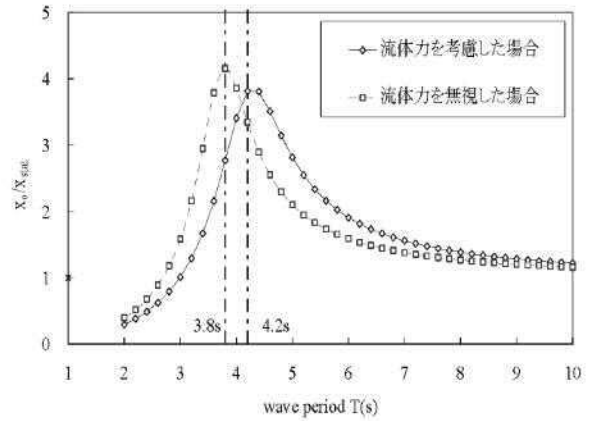


図-10 流体力考慮の有無による応答倍率の違い

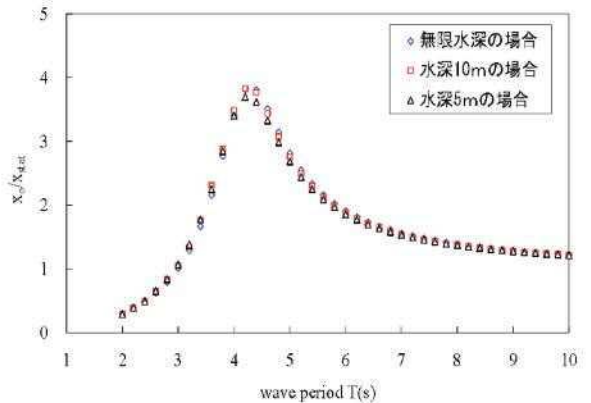


図-11 波周期による応答倍率の変化

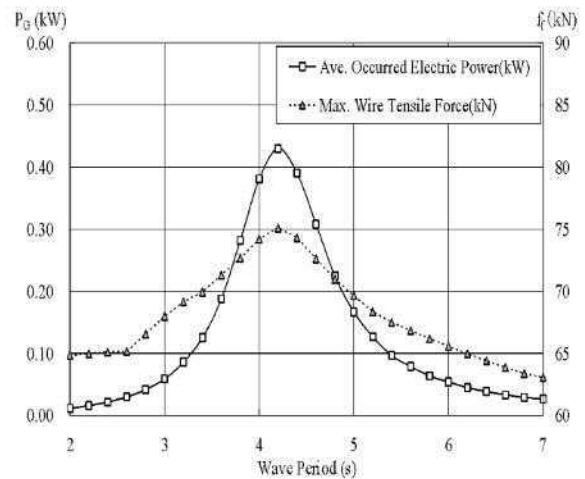


図-12 波周期による平均発生電力と最大ワイヤ張力の変化 (無限水深)

表-5 平均発生電力と最大ワイヤ張力のピークと波周期

	平均発生電力の最大値 (kW)	最大ワイヤ張力の最大値 (kN)	その時の波の周期 (s)
無限水深	0.278	74.10	4.2
水深10m	0.283	74.12	4.2
水深5m	0.250	73.84	4.2



### 6. 装置の最適化検討

前章までに述べたように、装置の共振周期に近い波周期においては発生電力は大きいものの、フロートが宙吊り、全没水、一部没水を繰り返すことが生じやすく、これは装置の安全上好ましくない。このような事態を避けるには式(20)の変位応答倍率 $x_0/x_{stat}$ を抑えることが必要である。そのためには、式(21)の減衰比 $\zeta$ を大きくすればよい。減衰比 $\zeta$ を大きくするには、造波減衰係数 $C$ 、ギア比 $G$ 、誘導電圧係数 $k_e$ 、トルク係数 $k_t$ を大きくし、負荷抵抗を小さくすればよい。また、式(4)より発生電力を大きくするには、ギア比 $G$ と誘導電圧係数 $k_e$ を大きくし、負荷抵抗を小さくすればよい。

このように、変位応答倍率 $x_0/x_{stat}$ を抑えるための条件と発生電力を大きくするための条件が、ギア比 $G$ と誘導電圧係数 $k_e$ を大きくし、負荷抵抗を小さくすることである。ただし、駆動プーリの回転速度 $d\theta/dt$ はこれらのパラメータを含む微分方程式(式(12))の解として与えられるので、発生電力については事情が少し複雑である。また、誘導電圧係数 $k_e$ とトルク係数 $k_t$ は採用する発電機により変化し、負荷抵抗も自由にとれる。したがって、ここではギア比の変化による効果を調べる。フロートと装置の諸元を表-3と表-4のように固定し、種々の波周期における応答倍率と平均発生電力を評価する。

図-14は応答倍率に及ぼすギア比の効果を、水深10mの場合について示している。図より、ギア比の増加と共に変位応答倍率の値は小さくなっている。このことは、変位応答倍率 $x_0/x_{stat}$ を抑えるための一つの条件がギア比 $G$ を大きくすることであるという上記の性質を示している。また、このとき式(20)の減衰比 $\zeta$ の値が大きくなる。

次に、波周期5.0s、波高0.5m、1.0m、1.5mの場合について平均発生電力 $P_G$ とギア比 $G$ の関係を図-15に示す。図において波高1.5mの場合にギア比 $G$ が22以下の範囲でプロットがないのは、フロートが一部没水を維持できないためである。図では、ギア比 $G=22$ の場合に平均発生電力が最大を示している。したがって波高1.5mまでを対象とする場合、ギア比 $G$ は22とすればよい。

以上より、装置の最適化を行なうには、まず設置予定海域の波高の頻度分布から装置稼働の限界波高を決めておき、暫定的に装置諸元を決めて図-13、14相当の図を作る。次に、誘導電圧係数 $k_e$ 、トルク係数 $k_t$ そして負荷抵抗をいくつか変えて同様の図を作り、年間の波高頻度で重みを付けた総発生電力が最大となる装置諸元を採用すればよい。

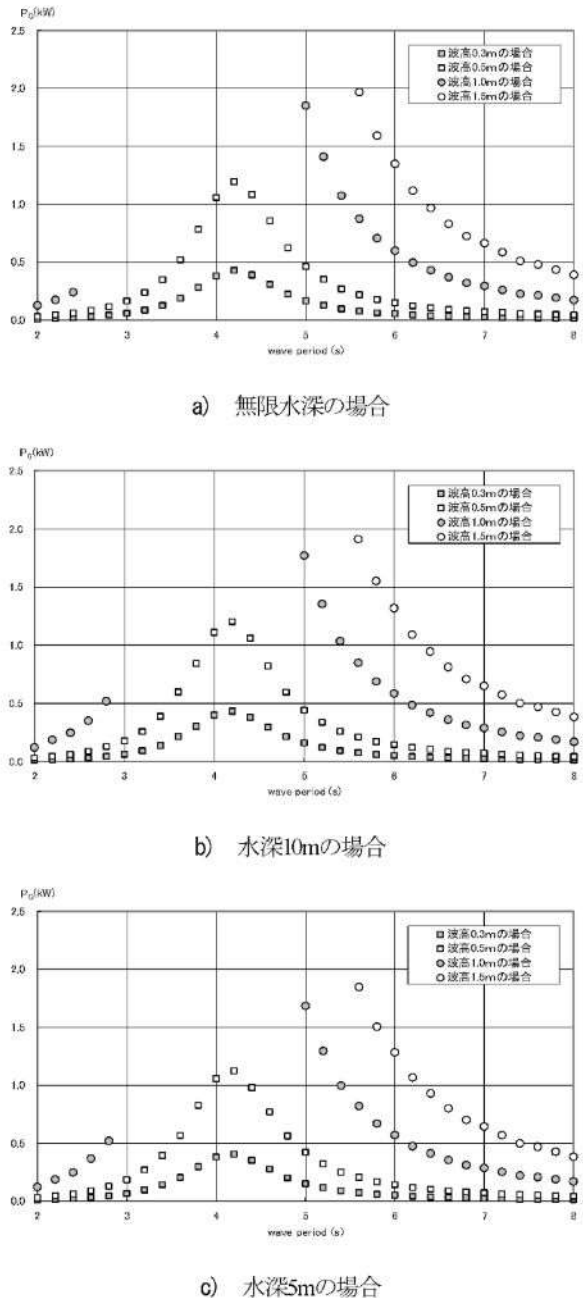


図-13 波周期による平均発生電力の変化

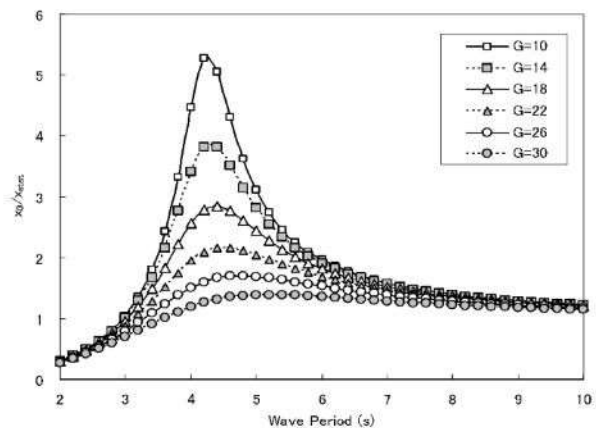


図-14 応答倍率に及ぼすギア比の効果 (水深10mの場合)

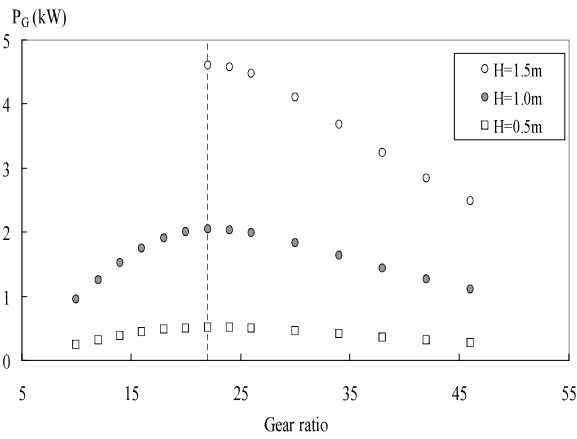


図-15 平均発生電力とギア比の関係 (水深10m)

## 7. 結語

以上、ワイヤ・フロート・カウンタウェイトなどを組み合わせた浮体式の可動物体型波力発電装置の共振特性を検討した。本研究の主要な結果は以下のようである。

- 1) フロートと流体の相互作用力の評価方法を導入した可動物体型波力発電装置の実機稼動を想定した力学モデルを提示した。水槽実験による力学モデルの検証の結果はワイヤの走行速度とワイヤ張力の積である仕事率において、一定の評価ができたが、ワイヤ張力、フロート上下動に関しては定量的な評価には至らなかった。
- 2) 流体とフロートの相互作用力を三次元特異点分布法により評価して、波周期別に付加質量、造波減衰力、波強制力を求め、図-8, 9を得た。
- 3) 流体とフロートの相互作用力を考慮した場合と無視した場合の双方の共振周期を求めた。共振周期はそれぞれ4.2秒と3.8秒であり、流体力を考慮した場合の方が長いことがわかる。変位応答倍率 $x_0/x_{stat}$ の最大値はフロートに作用する流体力を無視した場合の方が考慮した場合より大きい。
- 4) 変位応答倍率 $x_0/x_{stat}$ に及ぼすギア比の効果を水深10mの場合について検討した。その結果、変位応答倍率はギア比の増加と共に減少することがわかった。このことは、変位応答倍率を抑えるための一つの条件がギア比 $G$ を大きくすることであることに対応し、このとき式(21)の減衰比 $\zeta$ が大きくなる。である。

- 5) フロートが一部没水を維持できない状態では、フロートの波浪応答が非線形性の大きな現象となることから、流体力の計算に非線形性を考慮した計算方法を適用する必要がある、今後の検討が必要

**謝辞:** 本研究にあたり、中国電力技術研究財団、佐賀大学海洋エネルギーセンター、(株)青木建設、(株)きんでん、(財)やまぐち産業振興財団、(財)中国技術振興センター、藤井物産(株)、科学技術振興事業団(現科学技術振興機構)および中小企業総合事業団(現中小企業基盤整備機構)よりご支援を賜った。下関メカトロ協同組合には多大なご協力を頂いた。日本文理大学 故樋田操教授には初期の水槽実験で種々のご支援を賜った。山口大学の羽田野研究室の卒研究生、前田功清、ならびに大学院生の高橋真の両君にはモデル計算で多大のご協力を頂いた。ここに記して深甚の謝意を表します。

## 参考文献

- 1) 高橋重雄：日本周辺における波パワーの特性と波力発電、港湾技研報告, No.654, 1989.
- 2) 大澤弘敬, 宮崎剛, 鷺尾幸久, 堀田平, 宮崎武晃：波浪エネルギー利用技術の研究開発—沖合浮体式波力装置マイティーホエールの開発—, 海洋科学技術センター (JAMSTEC) 海洋技術部, 2004.
- 3) 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), pp.23-90, パワー社, 2009.
- 4) McCormick, M. E.: *Ocean Wave Energy Conversion*, Dover ed.p.cm, pp.45-136, 2007.
- 5) 近藤一郎：海洋エネルギー利用技術, pp.43-91, 森北出版, 1996.
- 6) Aquamarine Power Ltd. HP: <http://www.aquamarinepower.com>
- 7) Salter, S.H.: Wave Power, *Nature*, Vol.249, No.5459, 1974.
- 8) 羽田野袈裟義, 種浦圭輔, 渡邊誠, 中野公彦, 齊藤俊, 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.
- 9) Sarpkaya, T. and Issacson, M.: *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structure*, Van NorthlandReinhold Co, 1981.
- 10) Garrison, C.J.: Hydrodynamic loading of large offshore structures: Three dimensional source distribution method, *Numerical Method in Offshore Engineering*, Chapter 3, John Wiley & Sons, 1978.
- 11) 國枝正春：実用機械振動学, pp.201-218, 理工学社, 1999.
- 12) 小坪清眞：入門建設振動学, pp.38-43, 森北出版, 1995.

(2009. 10. 21 受付)

## ON THE RESONANCE CHARACTERISTICS OF THE FLOAT TYPE WAVE POWER CONVERSION DEVICE

Keisuke TANEURA, Kesayoshi HADANO, Haruo YONEYAMA, Kunihiro IKEGAMI,  
Kimihiro NAKANO and Pallav KOIRALA

This paper examines the resonance characteristics of the wave power generation device, which consists of pulley(s), wire(s), floats(s), counterweight(s) and ratchet mechanism. The resonance analysis model introduces the relative displacement between the water level and the float's position into the applied dynamics model for the system in operation. The applied dynamics model is mainly composed of the equations for generator, equations for driving pulley motion and equations of the heaving float motion into which are introduced the exciting wave force, the added mass and the wave damping force. The equations of the natural frequency, the ratio of the frequency of water wave to that of the natural frequency, the damping ratio and magnification ratio have also been given. Moreover, the behaviors of the average occurred electric power and maximum wire tension have been examined for wave periods around the natural period of the system. Consequently, in order to design the optimum conditions of the device, the appropriate magnification ratio is evaluated.