波力発電型防波堤における波浪エネルギー変換特性の解析* (第2報, 総合性能の推定と評価)

鈴 木 正 己^{*1}

Analysis of Wave Energy Converting Characteristics of Wave Power Generating System Installed in Breakwater (2nd Report, Estimation and Evaluation for Performance of Total System in Real Sea Field)

Masami SUZUKI^{*2}

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

The wave power generating system using the Wells turbine is installed in the breakwater in Sakata port, Japan, and consists of the air chamber, turbine, generator and safety devices. The purposes of this paper are to reveal the characteristics of each component in this system with the experimental data in the real sea, and to evaluate the accuracy of numerical models used in the simulation. As for the motion of water in the air chamber, the eigenfunction expansion method is introduced, and the wave height measured 275 m away from the chamber is employed for the input of the simulation. The error of the simulation for the total system is finally predicted to be less than 20% when the wave comes within the region of about 20 degree deviation angle.

Key Words: OWC, Wells Turbine, Breakwater, Wave Power, Fluid Machinery

1. 緒 言

酒田港の防波堤に設置された波力発電装置は、振動水柱型 (OWC : Oscillating Water Column) の波力発電システムであり、空気室、タービン発電機、保護対策装置により構成されている。この実証実験は運輸省 (現、国土交通省) 第一港湾建設局と (財) 沿岸開発技術研究センター (CDIT) を中心とした共同研究会により実施され、1989年12月に全システムが完成し運転が行われた。実証実験は第一期⁽¹⁾、第二期⁽²⁾と1987年度から1991年度まで行われ、その後耐久試験が実施され2000年に完了している。前報 (第1報)⁽³⁾と本報 (第2報) で1989~1990年に行われた実証実験のデータを基に各構成要素の特性を把握し、さらに、これらの特性を用いた波浪入力から発電に至る全システムのシミュレーションと実験結果の比較から構成要素特性の推定精度を明らかにする。実証実験結果の解析から、より詳細な情報の抽出を試みる際、構成要素特性を事前に計測することは実証実験の目的

や経済的制約のため事実上不可能なため、限られた計測データから推定せざるを得ず、解析の良し悪しに大きく影響する部分である。このため本研究ではこれらの要素特性の推定に力点を置き、第1報ではタービン発電機に絞り、実機および1/4モデルの定常特性との対比により波浪中の特性を解析し評価を行っている。

本報では第1報に続き、空気室、流量調整弁、圧抜き弁、緊急遮断弁、これらを繋ぐ流路など、それぞれの要素特性について推定し、全システムの解析と評価を行う。空気室特性は防波堤設置型などの固定式や浮体式について理論と実験により説明が進められて来ている。空気室の理論解析は微小振幅波の線形理論を基礎にしており、解法には重複波を仮定した簡易的な方法、浮体に近似して解く方法、空気室内自由表面を厳密に取扱う領域分割法などがある。著者らは領域分割法による解析⁽⁴⁾で、実験結果との一致が良好であることを確認しており、本研究は領域分割法を用いた2次元解析を実施する。

これらの結果を基に、本報において空気室からタービン発電機に至る全システムの総合シミュレーションを、波高計データを入力として実施し、波力発電システムの評価を行う。

* 原稿受付 2004年5月19日。

^{*1} 正員、東京大学大学院工学系研究科 (〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)。

E-mail: wells@cfdl.t.u-tokyo.ac.jp

2. 波力発電システムの概要⁽⁵⁾⁽⁶⁾

図1は酒田港の波力発電システム周辺図を示している。波高計は波力発電装置の左端から275mの地点に設置され、1台の超音波式波高計と3台の水圧式波高計で構成され波高と波向きを計測している。発電された電力と計測データは光電力複合型海底ケーブルにより2km離れた観測所に送られている。図2は波力発電ケーソンを表しており、幅20m、奥行き24.5m、水面上高さ12.5m、水深11mになっている。ケーソン前部に5室の空気室が設けられ、後部に機械室と計測室が設置されている。図3は機械室を表し、1台のタービン発電機とともに、左右に流量調整弁、圧抜き弁、ダミーノズルが取り付けられている。また、高波浪時のタービン暴走を防ぐため、流量調整弁の入り口には緊急遮断弁も配置されて二重の安全対策が講じられている。ダミーノズルは空気室特性から考えると、空気室サイズに比較してタービンサイズが小さいため、これを補う目的で付加されている。図4はタービン発電機を示し、定格出力が60kWとなる発電機の左右にタービンが取り付けられ、タービンに発生する軸方向のスラストを打消す構造となっている。このタービンは直径1.337m、ハブ径1.0mのウェルズタービンであり、1つのタービンにNACA 0021翼型で翼弦長0.1625mの翼が16枚取り付けられている。タービンロータの前後には38枚翼のガイドベーンが取り付けられ効率の改善が図られている。

3. 波力発電システムの解析方法

波力発電装置は空気室、タービン発電機、流量調整弁、圧抜き弁、緊急遮断弁、ダミーノズルから構成されている。シミュレーションでは、これらの要素特性を表現した3.1～3.3節の各式を線形加速度法⁽⁷⁾により連立して解いている。ここでは木下ら⁽⁸⁾により波力発電装置の解析に適用された方法に倣うとともに、さらに推定精度の向上を図り、要素特性をより正確に検討し、適用している。3.2節のタービン発電機特性は第1報⁽³⁾で詳細に解析し、機械摩擦トルクについても推定を行っている。

3.1 空気室特性 表1には数値計算に使用した空気室の諸量を示す。 h は水深、 d は空気室の喫水、 B は空気室奥行き、 W は空気室幅、 $A_w (=BW)$ は空気室内の水線面積、 V_{chm} は平均水位における空気室内の容積であり、これらの一部は図2にも示されている。

Table 1 Specification of air-chamber.

$h(m)$	$d(m)$	$B(m)$	$W(m)$	$A_w(m^2)$	$V_{chm}(m^3)$	$M_{am}(kg)$
11.0	3.0	6.5	17.0	110.5	986.0	1,184,000

Fig. 1 The site of the experimental caisson in Sakata port.

Fig. 2 The wave power extraction caisson.

Fig. 3 The machine room with installed turbine-generator, two shut-off valves, two flow rate control valves, two relief valves, and two dummy nozzles.

Fig. 4 Turbine-generator: one generator and two turbines.

る。空気室全幅は20mであるが、内部は0.5m厚の隔壁で5室に仕切られており、隔壁および補強部材の

厚みを差引くと、実際の開口幅は 14m になっている。シミュレーションは2次元解析であるため、隔壁のみを差引いた空気室幅 17m およびそれから算出された面積 110.5m² (真の面積は 108.2m²) を計算に用いている。

空気室特性は式(1)で示される振動水柱 (Oscillating Water Column : OWC) の運動方程式で表される。ここに現れる諸量は2次元微小振幅波理論の基で領域分割法により算出している⁽⁴⁾。

$$m_a(\infty)\ddot{z}(t) + \int_0^\infty K(\tau)\dot{z}(t-\tau)d\tau \dots\dots (1) \\ + \rho_w g A_w z(t) + A_w p = f(t)$$

ここで、 $m_a(\infty)$ は角周波数を無限大としたときの付加質量であり、 $K(t)$ はインパルス応答関数を表している。 z は空気室内の空間平均した水面の上下変位、 ρ_w は水の密度、 g は重力加速度、 $f(t)$ は波浪強制力である。インパルス応答関数 $K(t)$ は造波ダンピング係数 N や付加質量 m_a で表され、

$$K(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty N(\omega) \cos \omega t d\omega \\ = -\frac{2}{\pi} \int_0^\infty \{m_a(\omega) - m_a(\infty)\} \omega \sin \omega t d\omega \dots\dots (2)$$

となる。

図5は造波ダンピング係数 N と付加質量 m_a を示している。破線は計算精度を確認するため、式(2)でインパルス応答関数(図6)を算出した後、再びフーリエ変換して求めなおした結果であり、実線と破線は共振点 $\omega/\sqrt{g/B} \cong 1.8$ 付近を除き良く一致している。図6はインパルス応答関数 $K(t)$ を表し、図5の共振点付近を除いた○印の値を用いて式(2)を計算した結果である。実証実験による有義波周期は 6~9.5 秒であり、 $\omega/\sqrt{g/B} < 0.8$ となるため、共振点は2倍以上の周波数である。また、共振点を表現するには時間刻みを小さくする必要があるが、実用的ではなく、造波など粘性による損失のため、実際には大きな振幅とはならず共振点の影響は少ない。このため、共振点を選んだ計算を行っている。

空気室内では空気の圧縮性を考慮した圧力方程式⁽⁹⁾から圧力 p が求められ、

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa}{V} (p A_w \dot{z} - p Q) \dots\dots (3)$$

となる。ここに、 κ は空気の比熱比で、断熱変化を仮定している。また、 κ を 1 にすると等温変化を表すことになる。 Q は空気室から出入りする空気流量を表している。 V は空気室内の空気容積であり、

$$V = A_w (H_{chm} - z) \dots\dots (4)$$

ここで、 H_{chm} は等価空気室高さ (= V_{chm}/A_w) である。

Fig. 5 Radiation force: wave damping coefficient and added mass.

Fig. 6 Impulse response function of heaving velocity against the time.

Fig. 7 Wave excitation coefficient.

式(1)の波浪強制力 $f(t)$ は入射波 $a(t)$ をフーリエ変換し、

$$A(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} a(t) e^{-i\omega t} dt \dots\dots (5)$$

単位振幅の入射波に対する波浪強制力 $E(\omega)$ を乗じ、

$$F(\omega) = A(\omega) E(\omega) \dots\dots (6)$$

$$F(-\omega) = F^*(\omega) \dots\dots (7)$$

逆フーリエ変換

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) e^{i\omega t} d\omega \dots\dots (8)$$

して求められる。ここで、 $F^*(\omega)$ は $F(\omega)$ の共役複素数である。図7は波浪強制力係数 $E(\omega)$ の実部 Re と虚部 Im を示している。

3.2 タービン特性 タービン性能はトルク係数 C_T と差圧係数 ψ で表され、トルク T と差圧 Δp は

$$T = C_T (\phi) \frac{1}{2} \rho U^2 A_T R_t \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\Delta p = \psi (\phi) \frac{1}{2} \rho U^2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

で算出される。ここで、 ρ は空気密度、 $A_T (= \pi(R_t^2 - R_h^2))$ は環状流路断面積、 R_t と R_h は翼端とハブの半径である。 $\phi = v_a / U$ は流量係数であり、軸流速度 v_a と翼端周速度 U で表される。

タービン回転数の運動方程式は

$$I \frac{d\omega}{dt} = T(\omega, v_a) - T_L(\omega) \quad \dots\dots\dots (11)$$

で表され、タービン発電機の慣性モーメント I 、タービンの角速度 ω 、負荷トルク T_L である。式(11)の運動方程式は失速などの急激な変化にも対応できるように、

$$I \frac{d\omega}{dt} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} T(\omega, v_a) - T_L(\omega) dt}{\Delta t} \quad \dots\dots\dots (12)$$

で表現し計算を行っている。この際、角速度 ω と軸流速度 v_a は時間に対して1次式で近似している。

トルク係数 C_T 、差圧係数 ψ は第1報⁽³⁾で導出しており、宮崎ら、鷲尾らにより実施された直径1.337mの実機タービンと著者らが計測した1/4モデルの性能試験結果を基に波浪中の実測値に合うように補正を行っている。

負荷トルク T_L は発電機特性の性能試験結果と鷲尾らが行った慣性試験結果から算出し、

$$T_L(\omega) = \frac{P_{wG}}{\eta_E} \frac{1}{\omega} + T_{Loss} \quad \dots\dots\dots (13)$$

と近似している。ここで、 η_E は発電機の電気効率、 ω は発電機の角速度、 T_{Loss} は機械摩擦トルクで $\eta_E = 97\%$ 、 $T_{Loss} = 10.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ となっている。発電出力は

$$P_{wG} = C \omega^3 \quad \dots\dots\dots (14)$$

に設定され、2000rpm で60kWとなる負荷係数 $C = 7.5 \times 10^{-9} \text{ kW/rpm}^3$ を目標に制御されているが、設定出力からのずれが生じるため、第1報⁽³⁾では個々の計測データに対して実際の負荷係数 C を最小2乗法により算出している。このように実験から算出された負荷係数を以後の解析では用いている。

Fig. 8 Systems of losses in flow passage.

Fig. 9 Characteristics of pressure relief valve in terms of lift coefficient C_F and flow coefficient C_Q versus distance of lift z/d_0 .

3.3 弁、流路の特性 図8は本計算に使用した流路のフローチャートを表し、要素ごとの損失係数と流路面積が示されている。対象とする図2の波力発電システムは図8に示す流路が左右に1対取付けられている。図9は空気室内の大きな圧力上昇を防止するための圧抜き弁特性の推定値を示している。

沖の実験結果⁽¹⁰⁾ $d/d_0 = 1.20, 1.44$ を内挿して, $d/d_0 = 1.28$ の特性は推測されている. 弁の特性は弁のリフト z/d_0 と弁を押上げる力, 押上力係数 C_F , そのときの流量係数 C_Q により表される.

圧抜き弁の運動方程式は

$$M \left(\frac{d^2 z}{dt^2} + g \right) = C_F (z/d_0) A p \quad \cdots \cdots (15)$$

で表され, 流量は

$$Q = C_Q (z/d_0) A \frac{\sqrt{2p}}{\rho} \quad \cdots \cdots (16)$$

となる. ここで, $A (= \pi d^2 / 4)$ は弁の面積, d は弁の直径, d_0 は弁座の内径, M は弁の質量であり, 左右の質量はそれぞれ 327kg と 535kg である.

4. 波力発電装置特性

シミュレーションは時間刻み 0.2 秒, 20 分間の計測データの内 4096 点, 13 分 39 秒のデータを用いて解析しており, 計算に使用したデータは発電出力, 弁開度以外はノイズを除去するため 0.5Hz のローパスフィルタを通して平滑化している. 以下では 3 章の解析方法に従って算出した結果について推定精度の検討を行う.

4.1 空気室内圧力とタービン差圧による推定

図 10 は空気室内圧力 P_{chm} とタービン差圧 ΔP を示し, 右上は計測日時を表している. 流量調整弁が全開 (4/4 開) のとき空気室とタービン間の圧力損失は無視できる程度に小さく, この状態では両圧力はほぼ一致すると考えられる. しかし, 振幅が大きな波形について見ると空気室内圧力の方が 5 ~ 10% 程度大きく, タービン入力, 出力の算出値に差が生じる. これらの差は圧力変換器の定格容量が空気室内圧力 $\pm 30 \times 10^4 Pa$, タービン差圧 $\pm 20 \times 10^4 Pa$ と計測データに比較して大きいために生じた誤差と考えられる. 実証実験では台風などの異常波浪時でも変換器を破壊せず計測できる定格容量の選定が必要であるため, 発電関係の計測には定格容量が過大となり計測精度の低下を招かざるを得ない. このため, 空気室内圧力 P_{chm} を 0.9 倍して以下の解析では計算を行っている.

図 11 はタービン入力を表しており, 上記修正後の空気室内圧力 P_{chm} とタービン差圧 ΔP から算出した結果は良く一致している. それぞれの流量調整弁開度について 2 ~ 3 点のデータが解析されていることから図 8 に示した流路の損失係数も妥当な値であると考えられる. 一方, 図 12 はタービン出力を示し, 補正し

Fig. 10 Comparison of pressure level P_{chm} in air-chamber with the pressure drop ΔP in turbine.

Fig. 11 Correlation of input power of turbine calculated with pressure drop of turbine and pressure level of air-chamber.

Fig. 12 Correlation of output power of turbines calculated with ΔP and P_{chm} . e is ratio of power increased by P_{chm} against ΔP .

た空気室内圧力による算定とタービン差圧による算定に 2 割程度違いが生じている. これらは第 1 報で述べたように, 圧力波形により失速後の分布割合が変化するために生じた結果である. ただし, 流量調整弁が 1/4 開のデータを除くと, 図 11 のタービン入力と同程度の違いに収まり, 良好な相関を示している.

4.2 波高計データによる推定 図13は波高計のデータを入力とした総合シミュレーション結果の一例である。流量調整弁を全開とした計算結果であり、平均発電出力は22kWとなっている。図は上から圧抜き弁開度(左側 PRV_L 、右側 PRV_R)、タービンの迎え角 α 、タービントルク T と発電機トルク T_G 、発電出力 P_{WG} 、タービン回転数 N 、タービン差圧 ΔP 、

空気室内圧力 P_{chm} 、空気室内水面変位 z 、入射波 a を表している。図14は図13に対応した計測結果を示している。波は平面状に分布しているため、波高計のデータが必ずしも波力発電装置の入射波と一致するとは限らない。このため、図13と14に示す瞬時値の比較はあまり意味がなく、平均量や全体的な傾向で比較する必要がある。以下ではこれらの平均量について

Fig. 13 Simulation of total wave power generating system: the input is an incident wave.

Fig. 14 Experimental data corresponding to simulation results in Fig. 13.

Fig. 15 Variance of output power in turbine against the opening ratio of flow rate control valve. The power is normalized with that in air chamber.

検討を行う。図 15 はタービン入力と空気室出力の比 P_{wTin} / P_{wchm} を示す。○印は空気室内圧力 P_{chm} からの推定値であり、●印は波高計データを用いたシミュレーション結果である。両者の値は良く一致しており、図 8 に示した損失係数の妥当性を示唆している。また、ダミーノズルによるエネルギーの放出割合は 6 割程度に達し、流量調整弁が全開状態においても約 4 割程度のエネルギー吸収にとどまっており、この波力発電システムにより発電可能な電力は計測電力の 2.5 倍以上になると推定される。図 16 は空気室出力 P_{wchm} を表し、空気室内圧力および波高計のデータから求めた

Fig. 16 Correlation of output power of air chamber derived by measured P_{chm} and P_{chm} calculated with measured wave height.

値の相関を示している。波高計のデータから求めた結果は空気室内からの結果と比較して 2 割程度大きな分布となっている。また、タービン回転数がほぼ一定であることから、空気室出力は圧力の 2 乗にほぼ比例するため、図 10 で検討した空気室内圧力の 1 割補正をしない場合には横軸の値が 2 割程度増加し正負均等な分布になる。このため、図 16 の違いは 1 割程度の圧力誤差により生じた結果と考えられる。図 17 は総合シミュレーションにより得た空気室効率を示している。空気室効率は 46～68% であり、平均的な空気室効率は 60% 前後である。14 分

間程度の時間平均ではバラツキが大きく流量調整弁開度による空気室効率の明確な違いは現れていない。図 18 は発電機出力 Pw_G の相関を示している。図中のほとんどのデータは波向き（空気室の法線方向を基準とした波の入射角）が 17° 以下で空気室にほぼ垂直に入射しており、波向きが大きい 28° と 57° のデータを除き、シミュレーション結果と計測結果の差は $+3\text{kW}$ 程度に収まっている。また、発電出力の計測値を $+1.5\text{kW}$ ずらすことにより、計測結果とシミュレーション結果は良く一致するようになる。発電機の定格出力が 60kW であり、発電出力の計測値には振幅が 2kW 程度のノイズも重畳されていることから、 1kW 程度の誤差が含まれている可能性もある。これらを考慮すると、波高計データによるシミュレーション結果と計測値の差は $\pm 2\text{kW}$ 程度と推定される。

空気室特性は領域分割法を用いた 2 次元解析により算出したが、現状の計測精度と対比すると空気室に対する波向きが約 ± 20 度以内のシミュレーション結果は実用可能な範囲にまで達している。

5. 結 言

実証実験で得られた波力発電システムのデータを解析するにあたり、第 1 報で把握したタービン発電機特性に加え、本報では空気室、流量調整弁、圧抜き弁、緊急遮断弁やこれらを接続する流路特性の解析と評価を行い、その結果を基に全システムの総合シミュレーションを実施して以下の結論を得た。

- (1) 空気室特性は領域分割法による 2 次元解析を実施し、波向きが約 20° 以下では 2 割以下の推定誤差に抑えられることが確認された。これ以上の波向きに対しては 3 次元解析や波向きの補正により推定精度の向上が期待できる。
- (2) 流量調整弁が全開の状態においても、タービン入力は空気室出力の 36% 程度であり、多くのエネルギーがダミーノズルなどで消費されている。このため、この波力発電システムの発電能力は計測された発電出力の 2.5 倍以上になると推測される。

なお、本研究に用いたデータは運輸省（現、国土交通省）第一港湾建設局ならびに沿岸開発技術研究センターの提供によるものであり、平成 16 年度科学研究費補助金基盤研究 (C) により本研究の一部が実施されたことを記して謝意を表する。

文 献

Fig. 17 Efficiency of air chamber absorbed wave energy.

Fig. 18 Correlation of finally predicted output power with output measured in generator.

- (1) 防波堤利用の波力発電に関する研究報告書, (財) 沿岸開発技術研究センター, (1992).
- (2) 防波堤利用による波力発電の実用化に関する研究報告書, (財) 沿岸開発技術研究センター, (1995).
- (3) 鈴木正己, 波力発電型防波堤における波浪エネルギー変換特性の解析 (第 1 報, 波浪中のタービン発電機特性の推定と評価), 機論, 70 - 700, B (2004), 3158-3165.
- (4) 鈴木正己・荒川忠一, 固定型波力エネルギー変換装置の空気室特性の算出, 機論, 62-604, B(1996), 4135-4141.
- (5) 高橋重雄・ほか 5 名, 波力発電ケーソン防波堤の現地実証実験における観測データの解析結果, 港湾技術研究報告, 第 31 巻, 第 2 号, (1992), 21-54.
- (6) 中田博昭・ほか 3 名, 防波堤を利用した波力発電装置の現地実験結果, 土木学会論文集, No. 453/VI-17, (1992), 135-144.
- (7) 戸川隼人, 有限要素法による振動解析, サイエンス社, (1982), 34-39.
- (8) Kinoshita, T and Masuda, K "System Simulation and Optimum Design Method of OWC-Wells Turbine Wave Power Generator," Report of The Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Vol. 32, No. 5, (1986).
- (9) 鈴木正己, 荒川忠一, 田古里哲夫, ウェルズタービンを用いた波力発電装置の設計法, 機論, 55-513, B(1981), 1377 - 1385.
- (10) 沖巖, 円形弁の研究第三報告 (弁裏面の渦の影響), 日本機械学会誌, 31-136, (1928), 869-913.