

II-7

新型振り子式波浪発電システムの性能評価

室蘭工業大学	フェロー	近藤 一郎
室蘭工業大学	○ 学生員	谷口 史一
T-Waveコンサルティングボランティア		渡部 富治
北日本港湾コンサルタント	フェロー	長内 戦治

1. 緒言

今日の温室効果ガスの大量排出によって地球温暖化が著しく進行している。またエネルギー問題の観点からも、これまでに強く依存してきた化石燃料に代る代替エネルギーや、再生可能エネルギーの研究が必要不可欠となっている。室蘭工業大学では波エネルギーに焦点をあて、1980年から振り子式波エネルギー変換装置を開発し研究を行ってきた。著者らは1998年10月から室蘭港海域において、油圧ポンプとして改良型ロータリーベーンポンプを用いた振り子式波浪発電の現地実験に取り組んできた。その成果は土木学会北海道支部論文報告集第55号に掲載している。

本論文では振り子式波浪発電システムのをポテンシャル理論に基づいて理論解析を行い、一次変換効率を求めた。さらに1999年秋に実海域実験で取得したデータを加えて解析し、理論値と一次変換効率の実測値との比較を行った。

2. 実験装置

Fig.1, Fig.2 はそれぞれ、振り子式波浪発電装置概略図, システム基準回路図を示す。沖に向かって開口したケーソンを設置し、その水室内に波を引き入れることによって波が定常波となり、節部の水粒子の動きが往復水平流となることで、そこに設置された振り子板が揺動する。この振り子板の運動は部分重複波の水粒子運動に沿っているので、波力から振り子運動への効率的なエネルギー変換が行われる。この運動を油圧ポンプによって油圧パワーに変換させ、さらに油圧モータ、発電機を介して電力を起すシステムとなっている。

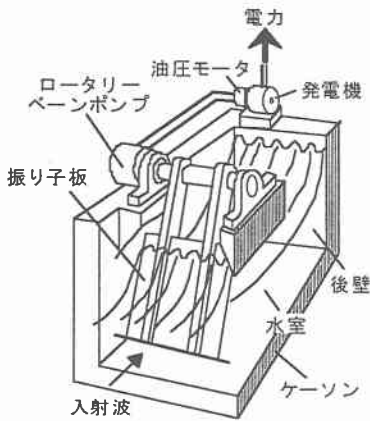


Fig.1 振り子式波浪発電装置概略図

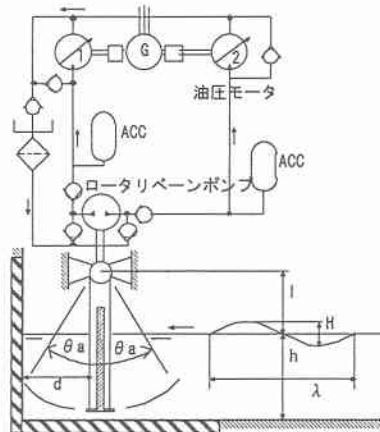


Fig.2 システム基準回路図

Functional Evaluation of New Type Pendulum Wave Power System.

Hideo KONDO, Fumikazu TANIGUCHI, Tomiji WATABE, Senji OSANAI.

3. 実海域実験

3.1 計測 Fig.3 に実海域実験で採用した計測システム図を示す。計測システムは室蘭港南外防波堤の内側のコンテナハウスに設置している。計測は 1) ポンプ圧力 4 点, 2) モータ軸トルク 1 点, 3) モータ回転数 1 点, 4) 振り子傾斜角 1 点, 5) 波高 1 点の計 8 点とし、各測定点ごとのサンプル間隔はテストプラント波高計の計測間隔 0.3sec に統一し、一回の計測時間を 20 分間に設定して測定を行った。一回観測ごとに油圧モータにかかる負荷を電磁バルブによって切り替え、負荷 A~H の 8 段階の連続測定を行った。Fig.4 に水面高、傾斜角、トルク、回転数の実測データ例を、また Fig.5 (a), (b) には、それぞれ測定した水面高と傾斜角の実測値に FFT を施して求めたパワースペクトルを示す。これより、波に対する振り子揺動の応答が非常に良いことがわかる。

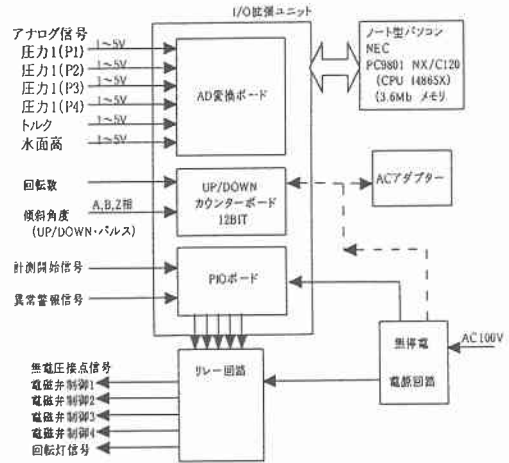


Fig.3 計測システム図

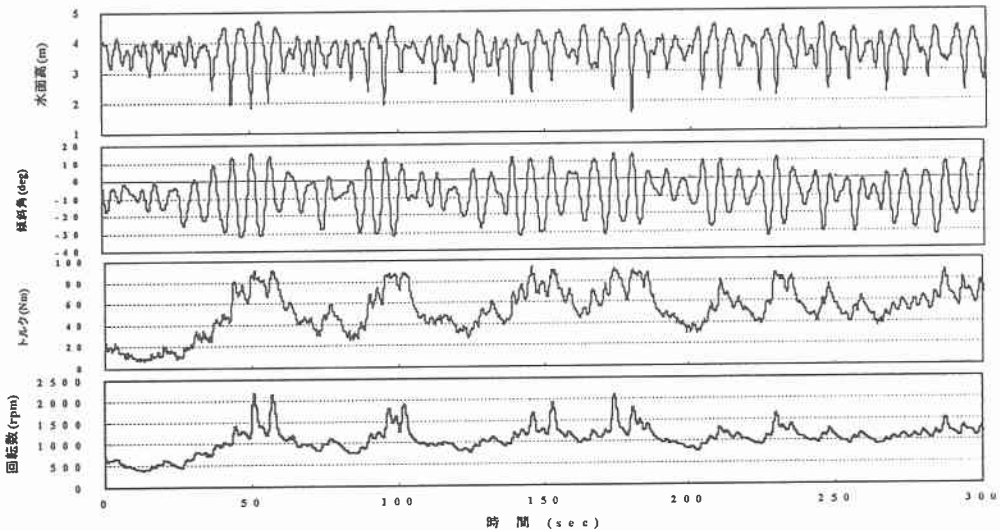


Fig.4 実測データ例 (1998年11月18日5:06~)

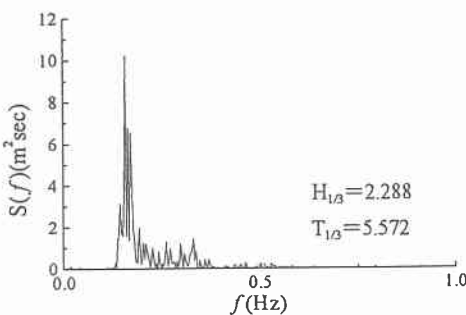


Fig.5 (a) 波のパワースペクトル

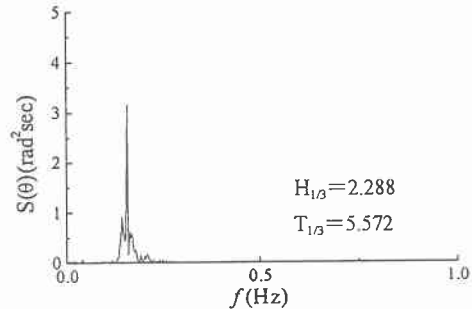


Fig.5 (b) 傾斜角のパワースペクトル

3.2 実験結果 Fig.3 で取得した記録データを元に、入射波パワー、ポンプ入力、モータ入力、モータ出力を計算し、ついで一次変換効率 η_1 (ポンプ入力/入射波パワー)、ポンプ効率 η_p (モータ入力/ポンプ入力)、モータ効率 η_m (モータ出力/モータ入力)を算出し、これらに乗じた全効率 η ($\eta_1 \times \eta_p \times \eta_m$)を算出した。負荷 A~H では、負荷 A が最も高い効率を示すことがわかっている。1999年12月に取得したデータについても同様に負荷 A が最も高い効率であった。

Fig.6, Fig.7 に、1999年12月に取得したデータの負荷 A におけるそれぞれ $H_{1/3}$, $T_{1/3}$ と各効率との関係を示す。これらより、 $H_{1/3}$, $T_{1/3}$ の値が大きくなるにつれ、一次変換効率、モータ効率は次第に高い効率を示したが、ポンプ効率は漸減していることがわかる。

負荷 A において一次変換効率は平均 77%、ポンプ効率は平均 75%、モータ効率は平均 70% を取得することができた。一次変換効率で高効率を取得することができた理由として、Fig.5 に示した波と振り子傾斜角のパワースペクトルから、波に対する振り子揺動の応答が非常に良いことがわかる。油圧ポンプは 90% の実績をあげた工場実験よりも低い効率となったのは、油圧ポンプからアキュムレータ等に圧油が流れる際の管路損失等が考えられる。モータ効率は波高変動により効率が変動するので波高が高くなれば高効率が望める。これらより、全効率は平均 40% を取得することができた。

4. 基礎理論

水深が一定であるとし、入射波および振り子運動に微小振幅の二次元理論を用い解析した。Fig.2 において油圧ポンプは振り子に対し負荷になる。この負荷モーメントが振り子の角速度 $\dot{\theta}$ に比例した、 N_0 の負荷がかかり、運動方程式は次式で与えられる。

$$\sum I \ddot{\theta} + (N_0 + N) \dot{\theta} + (K_0 + K) \theta = M \sin \omega t \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum I &= I_0 + I \\ &= \frac{l_g mg}{\omega^2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\rho Y_n^2 B_p}{k_n^4 Z_n} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\rho Y_n^2 B_p}{k_n^4 Z_n \tanh k_n d} - \frac{4\rho Y_0^2 B_p}{k_0^4 Z_0 \tanh k_0 d} + \frac{\rho g h^2 B_p}{\omega^2 d} \left(l + \frac{h}{2} \right)^2 \\ M &= \frac{4\rho \omega^2 Y_0^2 \theta_a B_p}{k_0^4 Z_0} \end{aligned}$$

$$Y_0 = k_0 l \sinh k_0 h + \cosh k_0 h - 1$$

$$Z_0 = \sinh 2k_0 h + 2k_0 h$$

$$Y_n = k_n l \sin k_n h - \cos k_n h + 1$$

$$Z_n = \sin 2k_n h + 2k_n h$$

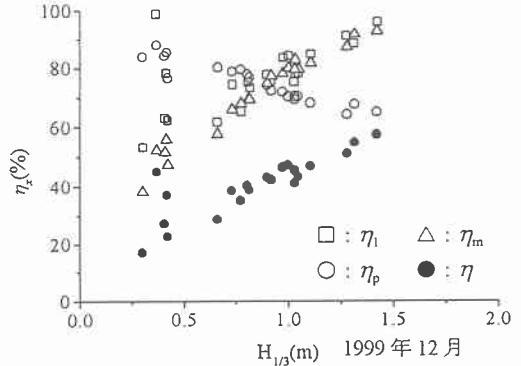


Fig.6 負荷 A における $H_{1/3}$ と各効率との関係

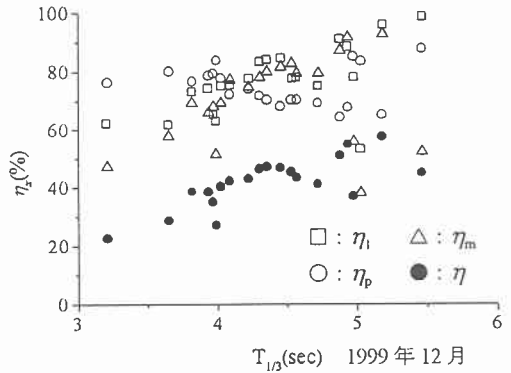


Fig.7 負荷 A における $T_{1/3}$ と各効率との関係

これらより、全効率は平均 40% を取得することができた。

ここで、

B_p	水室の幅	l	振り子軸と水面の距離
d	振り子設置点から後壁までの距離	l_g	振り子支点から振り子重心までの距離
g	重力加速度	M	入射波によるモーメントの振幅
h	水深	m	振り子の重量
I	付加水による慣性モーメント	N	造波減衰モーメント係数
I_0	振り子揺動による慣性モーメント	N_0	負荷減衰モーメント係数
K	水位変化による復元モーメント係数	θ	振り子の傾斜角度
K_0	振り子自重による復元モーメント係数	θ_0	振り子の最大傾斜角度
k_0	$k_0 \tanh k_0 h = \omega^2/g$ の関係で示される波数	ρ	海水の密度
k_n	$-k_n \tan k_n h = \omega^2/g$ の関係で示される波数	ω	入射波の角振動数

振り子に働く負荷モーメント $N_0 \theta$ による吸収パワー E_p は、

$$E_p = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} N_0 \theta^2 dt$$

$$= \frac{8N_0}{(\sum I)^2 (\omega_0^2 + \omega^2)^2 + \omega^2 (N_1 + N_0)^2} \cdot \frac{\rho^2 \omega^6 Y_0^4 \theta_a^2 B_p^2}{k_0^8 Z_0^2} \quad (2)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_0 + K}{\sum I}}$$

ここで ω_0 は振り子の固有振動数である。

また、入射波の単位幅当たりのパワー W は、波高 H 、群速度 C_g の規則波では、

$$H = \frac{4Y_0 \theta_a \sinh k_0 h}{k_0 h}, \quad C_g = \frac{g}{2\omega} \tanh k_0 h \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right) = \frac{\omega}{2k_0} \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right)$$

$$W = \frac{1}{8} \rho g H^2 C_g = \frac{\rho g \omega Y_0^2 \theta_a^2 \sinh k_0 h}{k_0^3 Z_0^2} \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right) \quad (3)$$

エネルギー吸収効率（一次変換効率） η_1 は以下のとおりである。

$$\eta_1 = \frac{E_p}{B_p W}$$

$$= \frac{8N_0}{(\sum I)^2 (\omega_0^2 + \omega^2)^2 + \omega^2 (N + N_0)^2} \cdot \frac{\rho \omega^5 Y_0^2 B_p}{g k_0^5 \sinh^2 k_0 h} \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right)^{-1} \quad (4)$$

5. 理論解析^{3), 6)}

4の理論に基づき、テストプラントについての以下の数値を代入した。

B_p	2.3(m)	g	9.8(m/sec ²)	m	4(t)
d	5(m)	l_g	4.4(m)	ρ	1025(kg/m ³)

N_0 、油圧ポンプ軸トルク T_p および θ の間には $N_0 = T_p / \theta$ の関係がある。油圧ポンプの設計では、 η_1 が最大条件のとき、 $\theta = 0$ のところで T_p が最大となるのでこのトルクを基準にする。今、 T_p の値を理論トルク値 (=183

$\times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$) としたときの T と N_0 の関係を, Fig. 8(a), (b)に, 水深ごと, 波高ごとに分類したものをそれぞれ示す.

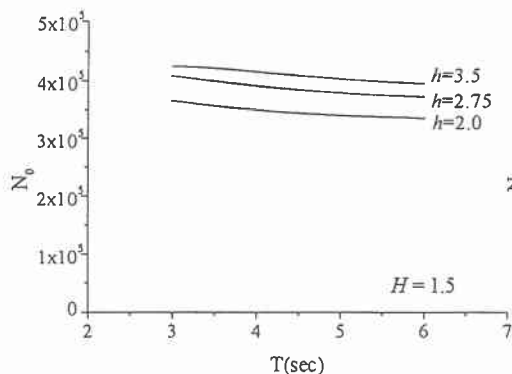


Fig. 8(a) 水深ごとの T と N_0 の関係

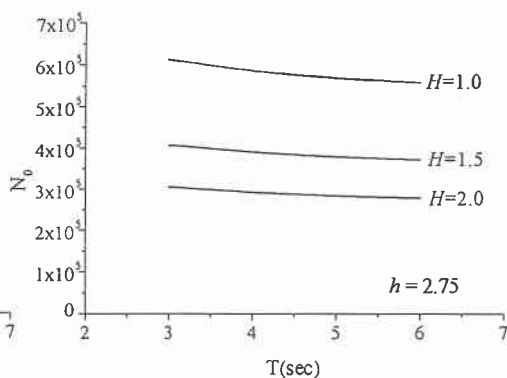


Fig. 8(b) 波高ごとの T と N_0 の関係

これらを元に一次変換効率を求めた. その結果を Fig. 9(a), (b)に示す.

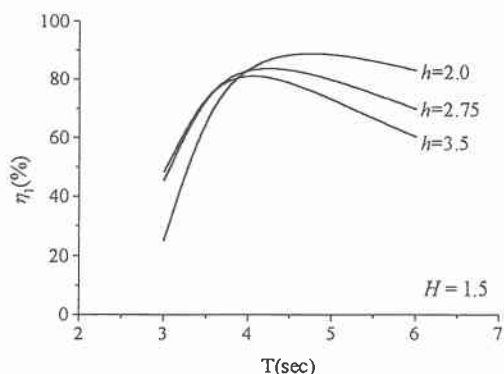


Fig. 9(a) 水深ごとの T と η_1 の関係

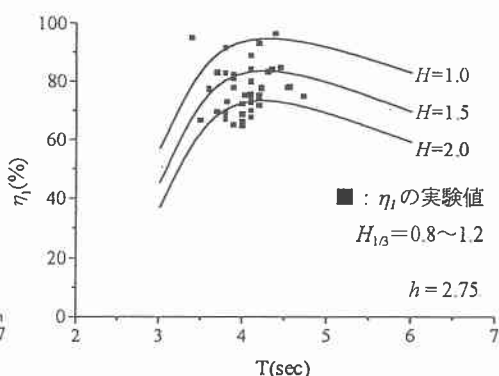


Fig. 9(b) 波高ごとの T と η_1 の関係

6. 解析結果と考察

Fig. 8(a), (b) に示されるように, N_0 は周期が長くなるにつれて漸減する. $H=1.5(\text{m})$ のとき, L.W.L~H.W.L の間では, h が深くなるにつれて N_0 は増加し, $h=2.75(\text{m})$ のとき, $H=1.0\sim 2.0(\text{m})$ の間では, H が小さくなるにつれて N_0 は増加する.

Fig. 9(a), (b) に示されるように, η_1 は $T=3(\text{sec})$ から急増し, あるピーク値を持った後, 漸減する. η_1 は特に, $T=4\sim 5(\text{sec})$ で高い効率を示している.

実海域実験においては負荷のパターンによって差異があるものの, 解析結果と同様に $T=4\sim 5(\text{sec})$ で高効率を示しており, この範囲でよく近似することができた. しかし, 実海域実験では実験油圧システムの対象設計波高, 周期である, $H_{1.0}=1.5(\text{m})$, $T_{1.0}=4(\text{sec})$ から外れた部位においても高効率を示すことがある. これは, 今回解析に用いた理論式が線形負荷の系を規則波で加振した場合であり, 実海域実験では実際の不規則波を対象にした場合の最適化条件 (非線形負荷) を採用しているため, 発電負荷による吸収パワーを造波パワーに一致させるインピーダンスマッチが成立し, 波高変動に関係なく発電効率が最高に保たれているためであると考えられる.

結言

- 1) 昨年度の実海域実験において、負荷 A～H では、負荷 A が最も高い効率を示した。1999 年 12 月に取得したデータについても同様に負荷 A が最も高い効率を示した。
- 2) 理論解析した結果、実海域実験においては負荷のパターンによって差異があるが、解析結果と同様に $T=4\sim5(\text{sec})$ で高効率を示しており、この範囲でよく近似することができた。
- 3) 取得したデータ中、一次変換効率が 100% を越えたものが存在した。この理由として、①ハーバー効果、②ポイントアブソーブ効果、③入射波の砕波による効果、等であると考えており、今後の検討課題として残されている。

謝辞：本研究について北海道東海大学 谷野賢二教授と、本学 CRD センター 飯島徹助教授にご指導を頂いたことを付記し、感謝致します。また実験にあたりご協力をいただいた、(社)寒地港湾技術研究センター、(株)植崎製作所ならびに室蘭工業大学工学部建設システム工学科学生、相原武志君に感謝致します。

なお本研究は、文部省科学研究費補助金基盤 A (代表者 近藤一郎) によって行われたものである。

参考文献

- 1) 近藤一郎・谷口史一・飯島徹・渡部富治・長内戦治 (1999) : 改良型ロータリーベーンポンプによる振り子式波浪発電の現地試験, 土木学会北海道支部論文報告集, 第 55 号 (B) pp214～217.
- 2) 近藤一郎・谷口史一・渡部富治・浜田和哉 (1999) : 新型振り子式波浪発電の現地性能試験, 海岸工学論文集, 第 46 巻 pp1261～1265.
- 3) 長内戦治・近藤一郎・水野雄三・渡部富治 (1998) : ロータリーベーンポンプによる振り子式波力エネルギー変換装置の実用機開発, 海岸工学論文集, 第 45 巻 pp1221～1225.
- 4) 加藤満・近藤一郎・長内戦治・井上達治 (1998) : 波浪発電実験プラントによる三次元波浪変形特性, 土木学会北海道支部論文報告集, 第 54 号 (B) pp344～347.
- 5) 渡部富治・近藤一郎・谷野賢二・竹田英章・黒井昌明 (1982) : 防波施設に併設する波浪エネルギー吸収装置の研究 (2) -振り子式-, 海岸工学論文集, 第 29 巻 pp486～490.
- 6) 谷野賢二 (1992) : 振り子式波浪エネルギー変換装置の設計法に関する研究, 開発土木研究所報告, 第 97 号, 48p.