沿岸固定形振り子式波力発電装置の研究* (室蘭港外実験プラントの第1次運転)

渡部 富治**, 近藤 倅郎***, 谷野 賢二***

Wave Power Extraction at Coastal Structures by Means of Pendulor System (The First Experimental Operation of the Plant at Muroran-Port)

by Tomiji WATABE, Hideo KONDO, and Kenji YANO

The authors reported on a 5 kW wave power plant previously, which was designed and installed by us. The plant consists of caisson which has two open water chambers faced to the offshore, and a wave pendulor in hung down in the chamber. The pendulor is driven by oscillating motion of standing waves generated there, then the pendulor drives an energy converter. Since April in 1983, the plant has been examined at Muroran-Port about 13 months. Through the experimental Operation, followings have been proved. 1. The plant is durable against to the rough sea. 2. Optimal efficiency of the wave power absorption is about 40~50%. 3. The measured out put of oil motor is 16~24 kW under 250% of rating wave power.

Key Words: Wave Power Extraction, Coastal Site Power Plant, Pendulor, Plant Efficiency, Irregular Wave Operation, Standing Wave

1. 緒 言

著者らは、この波力発電方式の実用化研究の一環として、プロトタイプによる現地運転を計画した。そして、昭和58年3月、室蘭港外に一次変換出力5kWの沿岸固定振り子式波力発電実験プラントを設置し、この経緯と設計内容につきさきに報告した⁽¹⁾。図1は実験プラントの写真である。

この実験プラントの設計に用いた波浪条件はつぎのとおりである。

(1) 入射波高3mによる波圧に対し、ケーソンは安定であること。

(2) 入射波高2mの波圧に対し、振り子は垂直に固定した姿勢のもとで耐えられること。この波圧によるモーメント $M_p \approx 1.0 \text{ MN} \cdot \text{m}$ 。

(3) 油圧装置は、有義波高 $H_{1/3} = 1.5 \text{ m}$ 、有義波周期 $T_{1/3} = 4 \text{ s}$ 、入射パワー $W_p \approx 8 \text{ kW}$ (振り子幅 $B = 2 \text{ m}$) の入射波を基準に設計されている。この場合、振り子から油圧装置への入力 $E_p = 5 \text{ kW}$ 程度を予想した。

なお、室蘭港外の波浪データでは、有義波高の最大値 $\approx 2 \text{ m}$ であるから、出現可能な最大波高は $H_{\max} = (1.6 \sim 2.0) H_{1/3} \approx 3.2 \sim 4 \text{ m}$ である。

運転時間は昭和59年4月末までに13月 $\approx 9500 \text{ h}$ に達した。この中で $H_{1/3} > 1 \text{ m}$ の波浪出現は約12%, 1100hである。これは冬期に集中した。これらの中には、数回にわたり低気圧接近が原因した異常海象下での運転時間が含まれている。

幸いに大きな事故を起こさず、昭和59年5月現在も運転を継続しており、波力エネルギー吸収効率について

図1 室蘭港外の波力発電プラント

* 昭和59年9月30日 北海道支部第26回講演会において講演、原稿受付 昭和59年5月7日。

** 正員、室蘭工業大学 (〒050 室蘭市水元町27-1)。

*** 室蘭工業大学。

でも実測の機会があった。

こうした臨海運転による安定性、耐波浪性、経済性などに関するデータは、今のところ大変少ない。今後の実用化に向け有効な資料になりえよう。以下これらにつき報告する。

2. 実験プラントの構造と仕様

2.1 構造 このプラントは沖に向け開口した水室を持つ防波ケーソンを用いる。水室内で入射波を定常波に変え、この節部水流で受取板つき振り子を加

図2 実験プラントの油圧回路

振・揺動させ、油圧装置を介してエネルギーコンバータを運転する。

図2の油圧回路は、規則波水槽実験結果に基づき設計されたが、現地波浪の不規則性を考慮し、位相差回路が含まれている。規則波を対象にして線形負荷運転を行った場合は、つぎの条件のもとで波力エネルギー吸収効率が高くなる⁽¹⁾。

- (1) 振り子を定常波の節位置に設置する。
- (2) 振り子系の固有周期を入射波の周期に一致させる。
- (3) シリンダ②が振り子③に加えるO点の周りのモーメント M_p の値を、造波ダンピングモーメント M_d の値に一致させる。
- (4) シリンダ系の弾性変形をできるだけ小さくする⁽²⁾。

図2はつぎのことを示す。

線形蓄圧器⑤(aおよびb)に接続した油圧モータ⑦(a'およびb')に対し、相互位相差 180° の条件下で、油圧シリンダ②より交互に圧油を供給する。油圧モータ

表1 振り子系の特性値

Pendulum: Mass = $2.5 \times 10^3 \text{ kg}$
Moment of Inertia $I_0 = 6.8 \times 10^4 \text{ kgm}^2$
Coefficient of Recovery Moment $K_0 = 1.19 \times 10^5 \text{ Nm/rad}$
Natural Period $T_{p0} = 4.75 \text{ s}$
Pendulum System (with moving water): Moment of Inertia $I = 6.55 \times 10^5 \text{ kgm}^2$
Coefficient of Recovery Moment $K = 1.28 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$
Natural Period $T_p = 4.49 \text{ s}$
Water Depth $h = 2.75 \text{ m}$, Width of Pendulum $B = 2 \text{ m}$, Length of water Chamber $D = 5 \text{ m}$, Period of Incident Wave $T = 4 \text{ s}$, Coefficient of Moment by making wave $N_1 = 0.934 \text{ MNm/(rad/s)}$

図3 室蘭港外設置沿岸固定形振り子式波力発電実験プラント（昭和58年3月据え付け）

タ⑦(a'およびb')は、それぞれ一方クラッチ⑥(a'およびb'')を介し、1台のエネルギーコンバータ⑧を駆動する。各モータトルクは変動するが、この重ね合せはほぼ一定になる。加えて、応答振幅が減少し機器類は小容量のもので済む。ただし振り子に対しては不連続の非線形負荷になる。

図2の回路は、止め弁④を開くと前述の位相差0°になり、次いで蓄圧器⑤を閉じれば線形負荷回路に変更される。

2・2 仕様 図3は実験プラントの2面図である。幅6.1m、高さ7mのケーソンには、幅2.3m、奥行き7.5m、水深(平均)2.75mの水室二つがあり、その一つに高さ7.2m×幅2mの振り子1基が、奥行き方向に揺動できるように釣り下げられている。その振れ角 θ_a は、定格パワーのとき $\pm 13.5^\circ$ 、異常波浪を考え最大 $\pm 30^\circ$ までとりうる。これら振り子、油圧シリンダ、油圧モータなどが一つのベッド上に取付けられ、このベッドがケーソンに固定されている。

この振り子系の運動方程式はつぎに示される⁽¹⁰⁾。

$$(I_0 + I)\ddot{\theta} + (N_0 + N)\dot{\theta} + (K_0 + K)\theta = M \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

I_0 =振り子の慣性モーメント、 I =付加水の慣性モーメント、 K_0 =振り子の復元係数、 K =水室水位上昇による復元係数、 N_0 =造波ダンピング係数、 N =負荷係数、 M =入射波によるモーメントの振幅、 θ =振り子の傾斜角、 ω =入射波の角振動数

今回の実験プラントでは、振り子系の振動特性値は

表2 油圧シリンダの仕様⁽¹¹⁾

Piston dia	$d_1=0.15\text{m}$,
Rod dia	$d_2=0.1\text{''}$
Piston area	$A_p=98.17 \times 10^{-4}\text{m}^2$
Piston stroke	$x_p=\pm 0.142\text{m}$, $\theta_a=\pm 13.5^\circ$ (Nominal)
"	" $=\pm 0.3\text{''}$, " $=\pm 30^\circ$ (Max.)
Oil pressure	$p_{\max}=14.7\text{ MPa}$
Relief	" $p_{\text{rel}}=19.6\text{''}$
force	" $F_{\text{cmx}}=147\text{KN}$ (Nominal)
Cylinder	" $=196\text{''}$ (at Relief)

表3 油圧ポンプモータの仕様⁽¹¹⁾

Type	PF-2B-19	(NACHI)
Displacement	$D_p=19\text{mL/rev}$	
Allowable press. (Rating)	$=34.3\text{ MPa}$	
Operating	" (")	$=15.0\text{''}$
Allowable Speed (Continu.)	$=5400\text{ rpm}$	
Operating	" (Rating)	$=2370\text{''}$

表1にまとめられる。慣性モーメントおよび復元モーメントの大きさの中で、付加水によるものが90%を占めている。

油圧機器の仕様はつぎのようにして決定している。

(1) $H_{1/3}=1.5\text{ m}$, $T_{1/3}=4\text{ s}$, $W_p \approx 8\text{ kW}$ において、波高 $H=1.5\text{ m}$ 、周期 $T=4\text{ s}$ の入射波が集中的に継続した場合の入射パワー $W_{pm}=20\text{ kW}$ の80%を油圧シリンダが吸収する。

(2) 油圧モータは $W_{pm}=20\text{ kW}$ の70%を吸収する。

(3) この場合 $M_p=0.5M_d$ とし、この場合における M_p の最大値に対応する油圧 $p_{\max} \approx 15\text{ MPa}$ 、リリース弁作動圧は約20 MPaとする。ただし M_p :振り子に働くシリンダによるモーメント、 M_d :振り子に働く造波モーメント。

油圧シリンダおよび油圧ポンプ・モータの仕様を、それぞれ表2および表3に示す。

高さ約1mのヘッドタンクを用い、定格運転時の吸込側管内流速を、油圧シリンダで2.7 m/s、油圧ポンプで0.7 m/sに選んだ。管長はそれぞれ1mおよび2mである。

図4は使用した油圧ポンプモータの構造を示す。これには動特性のよい静圧軸受が用いられている。また押しのけ容積に比し周速が低いし、その構造からサーマルショックにも強い⁽³⁾。キャビテーションの危険や環境温度変化が大きいこの条件に適している。定格運転時のポート部流速 $v_{2m} \approx 5.2\text{ m/s}$ 、ポート部の周速 $w \approx 3.4\text{ m/s}$ であり、キャビテーション限界回転数は約3000 rpmである⁽⁴⁾。

油圧シリンダの見かけの変位 x_c が外力 F_c に比例する場合、この比例定数 k_e をばね定数とする。

$$k_e = F_c / x_c \quad \dots\dots\dots (2)$$

この弾性は主としてシリンダ内の油の体積弾性によって決まり、振り子運動に対して吐出し流量遅れを生じ

図4 油圧ポンプモータ

させるので、波力エネルギー変換効率を低下させる。

今回の装置で、シリング内の圧力差 ($p_1 - p_2$) より外力 $F_c = A_p(p_1 - p_2)$ を実測し、この場合の変位 x_c より $k_e \approx 11.6 \text{ MN/m}$ をえた。またこれに相当する油の体積弾性係数 $K \approx 500 \text{ MPa}$ である。

この弾性による効率低下は式(3)で示され、今回の運転条件で4%程度である⁽⁴⁾。

$$1 - \eta_k = \frac{M_p \omega / \theta k_e r^2}{1 + (M_p \omega / \theta k_e r^2)^2} \approx 0.04 \dots\dots\dots (3)$$

ここで $r =$ 半径 (図2) $= 0.6 \text{ m}$

$M_p / \theta \approx 0.50 \text{ MN} \cdot \text{m} / (\text{rad/s})$, $\omega = 1.57 \text{ rad/s}$

$M_d / \theta \approx 1.0 \text{ MN} \cdot \text{m} / (\text{rad/s})$

$k_e \approx 11.6 \text{ MN/m}$ の場合。

3. 耐波浪性の調査

入射パワーは、出現可能な最大波高 $H_{\max} = 3.2 \sim 4 \text{ m}$ のとき、 $W_{p\max} \approx 90 \sim 150 \text{ kW}$ が考えられる。

これに対し、油圧シリングが吸収できるパワーは、 $T = 4 \text{ s}$ として約 58 kW までであり、この差は振り子に設けたストッパでカットされる。

さらに油圧モータの出力に変換されるのは、最高圧力の制限から 58 kW 以下である。

いずれにしても設計値の入射パワー $W_{pm} = 20 \text{ kW}$ をはるかにこえるが、有義波高 $H_{1/3} > 1.5 \text{ m}$ では危険で接近できなくなる。後述の図7および8のオシログ

ラムは、実測できたデータの中で最も入射パワーが大きかった例で、 $W_{pm} = 50 \text{ kW}$ および 55 kW である。すなわち、期間中にはこれよりはるかに高いレベルの波浪も出現した。

振り子揺動角 $\theta_a = \pm 30^\circ$ を超えない場合の M_p の最大値は約 $1.2 \times 10^2 \text{ kN} \cdot \text{m}$ である。

油圧シリングの吐出し流量上限は、 $\theta_a = \pm 30^\circ$, $T = 4 \text{ s}$ として、 $\bar{Q}_{\max} = 2.95 \text{ L/s}$, このとき油圧モータの回転数 $\bar{n}_m = 4600 \text{ rpm}$ となり、キャビテーション領域にある。

以上のような出現可能条件のもとでの運転結果から、耐波浪性に関し判明したものをつぎにまとめる。

(1) ケーソンの水平または傾斜方向の移動は生じていない。

(2) 振り子、油圧シリング、油圧モータ、油圧ポンプには、運転上の異常は認められない。

(3) 図5の各部に、ねじのゆるみなどが発生した。それぞれ図6のように改造し解決した。

(4) 図5のシャープピンが切断したので、図6の寸法に変更し以後切断はない。切断時のノッチ部 $\phi 50$ のせん断応力は、 $F_{c\max} = 196 \text{ kN}$ として $\tau_{\max} = 50 \text{ MPa}$ である。

(5) シャープピンの軸受部は、 $F_{c\max} = 196 \text{ kN}$ のとき面圧 $p_b \approx 20 \text{ MPa}$ である。ピンに SUS 304, 相手にテフロン-鉛含浸青銅ドライベアリングを用いグリー

図5 油圧シリング駆動構造 (当初)

図6 油圧シリング駆動部構造 (各部のゆるみ防止対策後)

ス潤滑した。異常摩耗はない。

これらから、今回の実験プラントは室蘭港外の波浪条件に耐えうる強度を持つものと思われる。

4. 効 率

海の波を無数の周波数、波間の成分波の合成と考え、成分波のエネルギー分布を周波数に対し求めたものが周波数スペクトルである。各成分波の振幅の二乗を周波数に対しプロットした形で表示される。連続スペクトルの場合は、周波数スペクトル密度関数 $S(f)$ で表される。

$$S(f) = A_w f^{-5} \exp(-B_w f^{-4}) \dots \dots \dots (4)$$

ここで f : 周波数 = $1/T$

A_w および B_w は係数で、表 4 のように提案され、入射パワー W_p は周波数スペクトル密度関数 $S(f)$ から求められる⁽⁵⁾。

$$W_p = \rho g \int_0^\infty C_p S(f) df \dots \dots \dots (5)$$

ここで ρ : 海水の密度, g : 重力の加速度

$$C_p = \frac{\omega}{2k_0} \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right) \dots \dots \dots (6)$$

ここで h : 水深 = 平均 2.75 m

k_0 : 波数 [式(7)の関係で示される]

$$\omega^2 = g k_0 \tanh k_0 h \dots \dots \dots (7)$$

入射波の角振動数 ω の値は有義波を用いる。今回は、とりあえず我が国の港湾、海岸工学の分野では普及している“Bretschneider-光易”形のスペクトル密度関数から求めた入射パワーの式より計算した。

$$W_p = 0.441 H_{1/3}^2 T_{1/3} B [\text{kW}] \dots \dots \dots (8)$$

油圧シリンダへの入力 E_p はつぎにより計算した。

$$E_p = \frac{1}{t_a} \int_0^{t_a} |F_p| dx_p \dots \dots \dots (9)$$

F_p = ピストン推力, x_p = ピストン変位,

t_a = 積分時間

油圧モータの出力 E_m は、油圧ポンプへの入力から求めた。

$$E_m = \frac{1}{t_a} \int_0^{t_a} T_m \omega_m dt \dots \dots \dots (10)$$

T_m = 油圧モータ 2 台による出力軸トルク

ω_m = 油圧モータの角速度

油圧ポンプの吐出し側に設けた絞り弁とリリーフ弁の組合せにより油圧ポンプモータに負荷を与えた。この結果、油圧シリンダに反力が生じ振り子に対する負荷となる。

波力エネルギー吸収効率 η はつぎにより求めた。

$$\eta = \frac{E_m}{W_p} = \frac{E_p}{W_p} \cdot \frac{E_m}{E_p} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \dots \dots (11)$$

なお η_2 の中には、式(3)の η_k が含まれる。

実験はつぎのようにして行った。

- (1) できるだけ広範囲の海象条件下で行う。
- (2) 線形負荷回路ではサージ圧の発生が激しくなったのでこの実験を中止し、蓄圧器が常に働いている状態とした。
- (3) 前述の位相差 = 0° および 180° で行う。
- (4) 負荷用絞り弁, リリーフ弁の開度を変え実験する。

(5) 同一実験のもとで、約 20 min の運転データを連続データレコーダに記録の後、ペン書きオシログラフで再生した。20 min に入射する波の総数は、周期 $\bar{T} = 4 \sim 5$ s として 240 ~ 300 である。

(6) 吸収エネルギーは、油圧回路の油温上昇により消費する。油温の積極的な制御は行わない。

計測に用いた測定器類は表 5 に示される。

波高と周期の実測データから有義波の値を求めた。

油圧シリンダについては、ピストン変位 x_p とシリンダ内圧力 p_1 および p_2 を測定し、 F_p は計算により求めた。

油圧モータの出力は、油圧ポンプの入力データ (回転数 n_m , トルク T_m) より計算した。

図 7, 8 はオシログラムの代表例である。それぞれ、図示範囲では比較的規則波に近い入射波が認められる。これはケーソンに向け正面から垂直入射した。いずれも設計値の 250 % 程度の入射パワーレベルにあり、危険を冒しての実測である。

図 7 は図 2 の止め弁④を開き、位相差 0° にした場合である。この図示範囲につき検討する。

表 4 各種スペクトル密度関数の A_w , B_w および W_p ⁽⁵⁾

Name of Proposers	Factor $A_w (m^2/s^4)$	Factor $B_w (s^{-4})$	Power $w_p (kw)$
Pierson-Moscowitz	$0.0796 H_{1/3}^2 \bar{T}_2^{-4}$	$0.318 \bar{T}_2^{-4}$	$0.590 H_{1/3}^2 \bar{T}_2 B$
ISSC: International Ship Structures Committee	$0.111 H_{1/3}^2 \bar{T}_1^{-4}$	$0.443 \bar{T}_1^{-4}$	$0.545 H_{1/3}^2 \bar{T}_1 B$
Bretschneider-Mitsuyoshi	$0.257 H_{1/3}^2 T_3^{-4}$	$1.03 T_3^{-4}$	$0.441 H_{1/3}^2 T_3 B$

$H_{1/3}$ = Wave Height of Wave, $T_{1/3}$ = Period of Significant wave, $\bar{T}$ = Mean Period

入射波の平均波高 $\bar{H}=2.2$ m, 平均周期 $\bar{T}=5.0$ s である。これを, それぞれの平均値に等しい規則波とみなすとき, 入射パワー W_{pm} はつぎに示される。

$$W_{pm} = \frac{B}{4} \left(\frac{\bar{H}}{2} \right)^2 \rho g \frac{2\pi}{T k_0} \left(1 + \frac{2k_0 h}{\sinh 2k_0 h} \right) \dots (12)$$

$$\bar{H}=2.2 \text{ m}, \bar{T}=5.0 \text{ s}, h=2.75 \text{ m},$$

$$k_0=0.261, \rho g=10 \text{ kN/m}^3, B=2 \text{ m}$$

のとき $W_{pm} \approx 50 \text{ kW}$

図示の入射波が油圧シリンダを駆動する。この場合のピストンの動きは, 入射形状よりも基本周期波形が

強調されたものになっている。

シリンダ内の油圧は, ピストンの運動方向にしたがって交互に発生し, その形はく形である。ピストンの運動方向が切替わると, それまで吸入行程にあった油が圧縮行程に入り, これが弾性変形の後ある圧力レベルに達すると, そこから蓄圧器を含む油圧モータ回路への吐出しが開始される。

この油圧によって油圧モータが駆動され, およそモータ速度の二乗に比例し, モータ負荷トルクが上昇する。油圧モータ速度は流量によって変化し, この速度に対応したトルク変動がみられる。

このデータについて式(10)より油圧モータ出力を求めると $E_m=16.4 \text{ kW}$ である。 $\eta=E_m/W_{pm}=33\%$ になる。

同様に油圧シリンダが吸収したパワーは式(9)より $E_p=18.6 \text{ kW}$, $\eta_1=37\%$, $\eta_2=88\%$ である。

この場合の造波ダンピング係数 N_0 を求める。

$$N_0 = \frac{2\rho\omega Y_0^2 B}{k_0^3 X_0} \dots (13)$$

$$X_0 = \sinh k_0 h \cdot \cosh k_0 h + k_0 h \dots (14)$$

$$Y = k_0 l \sinh k_0 h + \cosh k_0 h - 1 \dots (15)$$

ここで l = 振り子支点から静止水面までの距離
 $=4.75 \text{ m}$, $\omega=1.26 \text{ rad/s}$

表 5 使用した測定機器類

Measuring of	Specification of Measuring Instruments	Makers
Wave Height	Ultra-Sonic Wave meter UH-201, UHT-201	Keisoku Giken Co.
Piston Displacement	Diff. Trans Type Displacement DLT 500 BS	Kyowa Denryo Co.
Pressure in Cylinder	Strain-Gauge Type Pressure Head PGM-200 KE	„
Pump Torque	Strain-Gauge Type Torque meter TM-10 B	Shinko-Tsushin Kogyo Co.
Pump Speed	Magnetic Digital Speed meter MP-910, HM-611	Ono-Sokki Co.

図 7 高波浪運転オシログラムの例 (その1)

$$N_0 \approx 1.0 \text{ MN} \cdot \text{m} / (\text{rad/s})$$

また線形負荷運転に準じて負荷係数 N を式(16)で近似すれば、図7の実測例は負荷比 $N/N_0 \approx 0.28 \sim 0.37$ である。

$$N = M_p / \dot{\theta} \approx \bar{M}_p / \bar{\dot{\theta}} \\ = 0.29 \sim 0.38 \text{ MN} \cdot \text{m} / (\text{rad/s}) \dots\dots\dots (16)$$

ここで $\bar{M}_p$ = 振り子に働くシリンダによるモーメントの平均値, $\bar{\dot{\theta}}$ = 振り子角速度の平均値

図8は位相角 180° の場合であり, $\bar{H} = 2.3 \text{ m}$, $\bar{T} = 5.0 \text{ s}$ より $W_{pm} = 55 \text{ kW}$ になる。

記録は図7と同様であるが、シリンダ内油圧が周期的になっているところに特徴がある。この最高値はさらに高く、24 MPa でリリーフ弁によりカットされるレベルに達している。

この油圧は相互関係なしに、接続モータにのみ供給される。しかし負荷は共通である。

油圧モータの速度、トルクのいずれも、図7より変動が小さい。

油圧シリンダの負荷に比較し大きなストロークが見られる。

$E_{p \max} = 31 \text{ kW}$, $E_m = 24 \text{ kW}$, $\eta = E_m / W_{pm} = 44 \%$, $\eta_1 = 56 \%$, $\eta_2 = 77 \%$ であり、図7に比し η_2 が低下しているのはリリーフ弁から一部が流出しているからである。

式(16)より $N = 0.27 \sim 0.37 \text{ MN} \cdot \text{m} / (\text{rad/s})$ であり、負荷比 $N/N_0 \approx 0.27 \sim 0.36$ である。

有義波高 1 m 前後の入射波に対し、連続 20 min のデータを記録し、この入射エネルギーの総量と、これによって運転された油圧モータの出力エネルギーの総量とから効率 η を求めた例を図9に示す。

図9では、周期 $\bar{T}$ が設計値 4 s より小さくなると η の低下がみられる。位相差 0° よりも 180° のほうが η は 5 % 程度すぐれている。

5. 考 察

出現した入射波高は、ほぼ予測値と思われるのに対し、運転中の負荷比 N/N_0 は、およそ 0.4 以下であった。実測の k_e 値から、 η_k はモデル実験時⁽²⁾よりかなり向上したことが推測できた。したがって、 $0.4 < N/N_0 < 1$ とすることによって効率改善の可能性がある。し

図8 高波浪運転オシログラムの例 (その2)

図 9 波力エネルギー吸収効率 η

かし、振り子や油圧装置に働く外力は増大する。

今回確認した耐波浪性は、 $N/N_0 < 0.4$ についてであるから、今後さらに $N/N_0 > 0.4$ とした場合について調査の必要がある。

6. 結 言

以上によりつぎのように結論できる。

(1) 室蘭港外における 9500 h の実証運転により、安定性、耐波浪性は一応確かめえたと思われる。

このことから、先に報告した設計手順⁽¹⁾は妥当なものであったと考えられる。

(2) 入射パワーを Bretschneider-光易の式で計算した場合の波力エネルギー吸収効率は、最大 40~50 % 程度であった。位相差 180° の場合が、0° の場合よりわずかによい。

(3) 高波浪時のデータとして、 $H \approx 2.2 \sim 2.3$ m, $T \approx 5$ s, $W_{pm} = 50 \sim 55$ kW のとき、油圧モータ出力 $\approx 16 \sim 24$ kW, $\eta = 33 \sim 44$ % を実測した。

(4) 期間中に生じたいくつかのトラブルとこの解決策に関してまとめた。

(5) 先報で不十分であった設計条件につき整理し新たに示した。

なおこの波力発電システムに関し、米、英 2 国から特許が認可された⁽⁶⁾⁽⁷⁾。また今回の油圧回路につき、別に特許を申請した⁽⁸⁾。今回のデータを用いてシステムの経済性を検討し別に発表した⁽¹⁾。

今回の実験は、室蘭工業大学 松本弘道氏、当時の学生 石田茂、高木康夫、後藤孝夫君らをはじめとする関係各位の協力によって行われた。

本研究は、昭和 57 年度岩谷直治記念財団の研究助成金、同文部省特定研究費ならびに昭和 59 年度文部省科研費による。

文 献

- (1) 渡部・ほか 2 名、沿岸固定形振り子式波力発電装置の研究—室蘭港外実験プラントの設計、機論、51-466, B (昭 60), 1883.
- (2) 渡部・ほか 3 名、沿岸固定形振り子式波力発電装置の研究、一二次変換系の弾性とエネルギー変換効率、機論, No. 842-1 (昭 59-8), 52.
- (3) 渡部、寒冷地に適した油圧技術、油圧技術、23-8 (昭 59), 19.
- (4) 渡部・ほか 3 名、室蘭港外実験プラントの油圧回路特性、昭 59 春期油圧学会講演論文集、(昭 59-5), 61.
- (5) 佐藤・ほか 5 名、包蔵エネルギー量の推定、海洋エネルギー利用技術、(昭 58), 12.
- (6) Watabe, T., ほか 4 名, U.S.A. Patent, No. 4400940 (1983).
- (7) Watabe, T., ほか 4 名, U.K. Patent, No. 2071772 (1983).
- (8) Watabe, T., ほか 5 名, Method and Apparatus for generating electric power by waves, UK Patent Appl., No. 831045 (1984).
- (9) 渡部、波浪エネルギーの利用、精密機械学会誌、50-7 (昭 59), 98.
- (10) 浅野、岸壁部に設けられた振り子式波浪エネルギー回収装置の効率について、日本造船学会水槽委員会第 2 部会、SK 60-14, (昭 60), 1.