

ロータリ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

長内 戦治*・近藤 俣郎**・水野 雄三***・渡部 富治****

1. はじめに

地球環境を破壊せず、今後とも持続可能な開発を進めていくためには、石炭・石油等の化石燃料に依存しないエネルギー需給体制の確立が急務である。その問題解決の方策として、風力・太陽光・波浪等の自然エネルギーの利用が不可欠であることから、筆者らは波浪エネルギーの利用に焦点を当て、1975 年以来 20 年にわたり、波力エネルギー変換装置の開発を進めてきた。昭和 58 年から 60 年にかけては、この変換装置（シリンダー型）の実海域実験を室蘭港海域で実施（近藤, 1985）、変換効率が他の波浪発電装置に比較して高いことを立証した。しかし、この波力発電は、他の風力発電やソーラー発電に比べて発電コストが高いこと等から、その実用化への道が阻まれてきた。このため、この発電コストの削減に向けて、装置の高性能化や耐久性の強化、設置工事の簡便化等の研究開発を進め、ここに、従来のシリンダー型ポンプ方式をドラスチックに変更し、より高度化が進めやすいロータリベーン型油圧ポンプを採用、これを組込んだ「新型振り子式波力エネルギー変換装置」を開発した。平成 5 年からは、実用機の間中規模のモデル機を試作し、この装置の性能や耐久性の現場実験を実施してきた。しかし、その実験の過程で、ポンプ本体からの油漏れ等による容積効率の低下が生じたため、新たに 1/2 モデルポンプによる気密性や油漏れ防止用シール構造等の研究を行い一定の成果を得た。この報告は、これらの成果を総括し、実用化の方策等について述べる。

2. 新型振り子式波力エネルギー変換装置の概要

2.1 変換装置の原理

振り子式波力エネルギー変換装置は、波の水平運動によって駆動した振り子板の運動を油圧ポンプ等により油圧パワーに変換させ、さらに油圧モーター、発電機を通

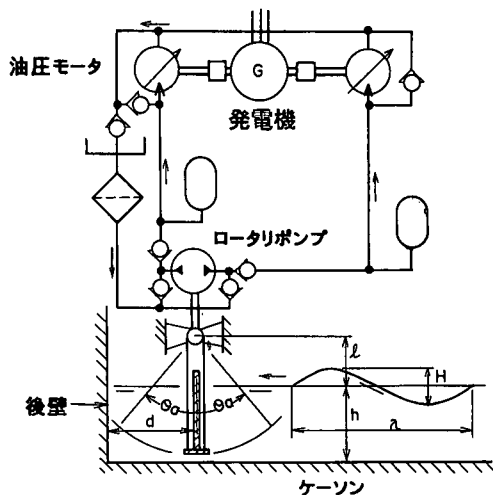


図-1 油圧変換装置の基準回路図

して電力を起こすシステムで、図-1 にその基準回路を示す。

この振り子軸周りのモーメントの平衡については、ダンピングをもつ「ばね・質量」系が規則波等により加振される場合に相当し、下記の運動方程式で表される。

$$\sum I\ddot{\theta} + (N_0 + N)\dot{\theta} + \sum K\theta = M_0 \sin \omega t \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 I ：附加水を含む振り子の慣性モーメント、 θ ：中立位置からの振り子の傾斜角、 $N_0 (= T_p/\theta)$ ：ポンプ軸トルクによるダンピング係数、 N ：造波ダンピングモーメント係数、 K ：自重と水力による復元モーメント係数、 M_0 ：波による加振モーメントの振幅、 ω ：波の円振動数、 t ：時間である。

波浪から発電装置に吸収される波エネルギーは、波の円振動数 ω と系の固有周期 ω_0 が一致（共振）し、さらにダンピング係数 N_0 と N が一致（インピーダンスマッチ）すると最大になる。この最適化運転の条件のもとでのポンプ軸トルク T_p 及びその回転角 θ_p を求め、これらから必要なポンプの押しのけ容積 D_p を次式を用いて算出する。

$$D_p = \frac{2\pi\eta_t T_p}{p_m + \Delta p} \dots\dots\dots (2)$$

* 正会員 北日本港湾コンサルタント(株)社長 (前(社)寒地港湾技術研究センター)
** 正会員 工博 室蘭工業大学 工学部建設システム工学科
*** 正会員 工博 北海道工業大学 工学部土木工学科
**** 工博 T-Wave コサルタントボランティア

ここで、 D_p ：油圧ポンプの押しのけ容積、 p_m ：油圧モータの入口圧力、 Δp ：管路の圧力損失、 η_t ：油圧ポンプトルク効率とする。

2.2 実験機の設計、製作

実験用のテストプラント（室蘭工業大学所有）は、幅6.1m×奥行8.0m×高さ7.0mで、沖方向に開口した2つの隔室（幅2.3m×奥行き7.5m×高さ6.5m）を有する構造のもので、噴火湾に面した室蘭港南外防波堤の前面海域、水深-3.8mのところ設置されたものを利用、図-2にその位置及び形状を示す。実験機の設計にあたっては、ケーソン内の平均水深 h を2.75mとし、来襲波高 $H_{1/3}$ 及び周期 $T_{1/3}$ を1.5m、4.0sと設定、また振り子長 l_p 、振り子幅 B はケーソン形状から6.9m、2.0mと決め、設計計算を行った。

a) 油圧ポンプの形式

油圧ポンプ押しのけ容積 D_p は、式(2)やポンプパラメータ (d_1, d_2, W_p) の関係等から D_p を45.9 l/revと決定、また、この装置の軸回転角 θ_p や軸回転速度 $\dot{\theta} (= \omega \theta_p \sin \omega t)$ はそれぞれ0.142 rad、0.223 rad/s(ただし、 $\omega = 1.5708$ rad/s、 $T = 4.0$ s、 $\omega t = \pi/2$)等になる。この数値は一般的な油圧ポンプに比較して、押しのけ容積 D_p は100~1,000倍と大きく、かつ回転速度 $\dot{\theta}$ も1/1,000~1/100の微速運転を意味する。そのため、ポンプは巨大容量に加えて高い気密性が要求されることから、そこで一般の低速大トルクモーター例えばギョッドタイプやマルチストロークタイプ2種類（ラジアル型、アキシヤル型）とロータリベーンポンプの特性について比較検討を行った。その結果、このロータリベーンポンプは他の市販のポンプに比べ、小型かつ軽量なうえ構造がシンプルである等の優位性を考慮し、採用することとした。図-3に

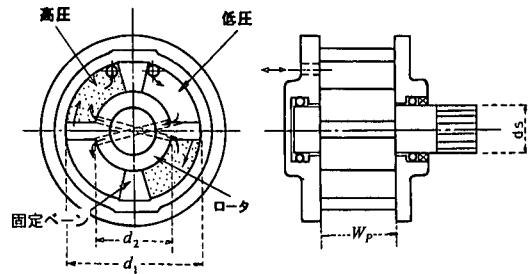


図-3 ロータリベーンポンプの原理

ロータリベーンポンプの原理を示す。このポンプ内の油は、ロータの揺動による仕切り部屋内の体積変化により、矢印のような流れとなり、これを整流してポンプ外に吐出させる方式とした。ポンプ構造は、円形のケースと軸とが一体となったロータ（2枚ベーン付き）と固定ベーン（2枚）からなり、ポンプ内はこの4枚ベーンにより仕切られた4つの部屋で構成されている。

ベーンの外径 d_1 及びロータ径 d_2 は、ベーンの直径比 $K_d = d_1/d_2 = 1.5$ の時がポンプ形状のバランスがよいこと（渡部ら、1995）等を用いて決定、さらにポンプ軸 d_s はロータリベーンポンプの押しのけ容積との関係式を用いて決定した。

$$d_s = 0.522 D_p^{1/3} \dots \dots \dots (3)$$

b) 振り子式波力エネルギー変換装置の全体

この装置は、振り子本体とロータリベーンポンプからなり、これらを一体構造として組み立てた。下記にその形状等を、図-4にロータリベーンポンプの全体構造を示す。

振り子本体（ペンデュラム）

全体構造 幅2,084 mm、高さ6,900 mm
受波板 幅2,030 mm、高さ3,215 mm
水深 C.D.L 2,750 mm

ロータリベーンポンプ（振り子軸結合型）

全体構造 高さ665 mm、幅630 mm、
長さ2,355 mm

ローター寸法 外径450 mm 内型300 mm

押しのけ容積 45.9 l/rev

理論トルク 182.8 kNm

吐出圧力 Max 25 MPa

揺動角 Max $\pm 60^\circ$

理論流量 平均 $30^\circ/2$ sの時 1.91/s

この装置の製作組立後、各種試験（耐圧強度、トルク効率や容積効率）実施し、その対策等を行って実海域の試験に入った。なお装置の開発上の課題としては次の事項があげられる。一つは、軸及び軸受けが振り子軸と兼用になっていることから、ポンプロータに対する相対位

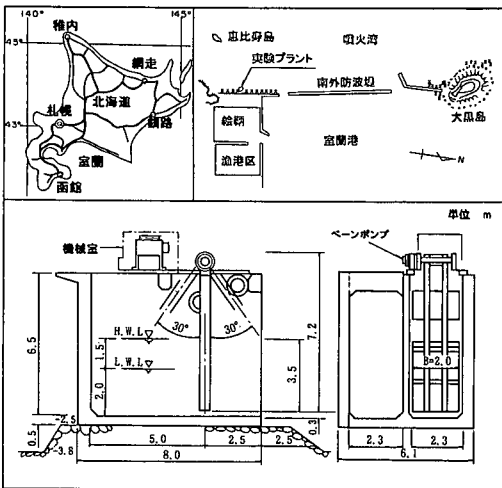


図-2 テストプラントの位置及び形状

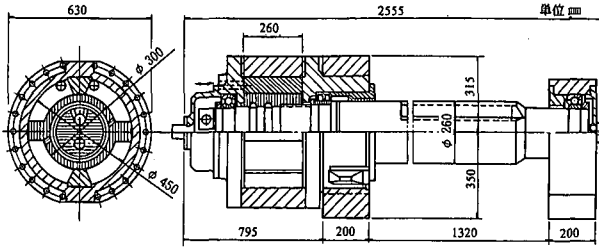


図-4 ロータリベーンポンプの構造図

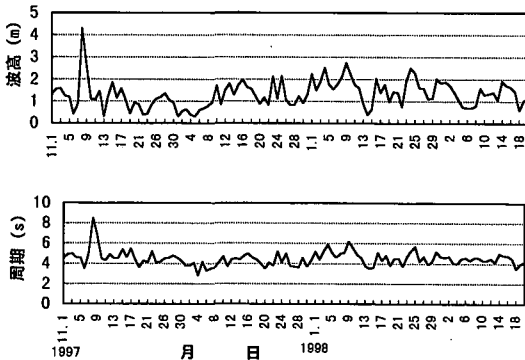


図-5 室蘭海域での波高・周期の変化図

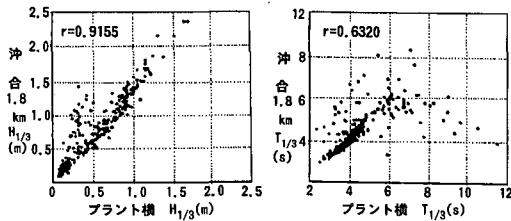


図-6 沖合(1.8 km)とプラント横の波

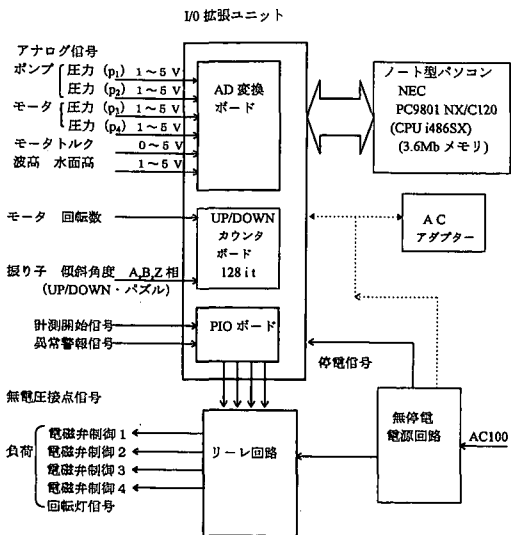


図-7 計測箇所及び測定方法

置の精度の確保であり、二つめは従来は消耗品とされていた非金属シールに替わり金属シールを用いたことによる長寿命でかつ気密性の高いシールの確保等である。

3. 実海域実験

3.1 実験海域の波浪特性

実験海域は、図-2に示すように室蘭港南外防波堤基部で噴火湾に面した箇所のため、来襲波向（昭和62～平成4年）は、W～WNWの頻度が最も高く全体の35.8%を占る。波高1m以上の波の出現率は10.7%で秋口から冬季に集中、春季から夏季にかけては比較的静穏である。波の周期は、4～5秒の波が集中して来襲する。図-5に実験海域の沖合1.8km、水深22m地点の波高計（超音波式、北海道開発局所管）による平成7年11月から平成8年2月までの波高及び周期の変化を示した。また、沖合の観測記録とテストプラント横に設置した波高計（空中発射式、室蘭工業大学所管）との同時記録を比較（平成8年11月16日～12月15日）、図-6にその結果を示した。波高は両者の相関係数が0.915と高い。しかし、周期は0.632と低かったが短周期の4～5秒では相関性が高いこと等が分かった。

3.2 計測装置

計測機器は、南外防波堤の内側に設置された中古コンテナを活用した計測小屋に設置した。図-7に、この実海域実験に用いた計測システムを示す。測定記録は各計測機器の要素ごとの入出力を測定し、パソコンのハードディスクに自動記録させる方式を採用した。

計測は1)ポンプ圧力($p_1 \sim p_4$)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、計8点とし、1回の計測時間は20分間に設定して測定を行った。各測点ごとのサンプル間隔は、波高計（超音波式空中発射式）の間隔0.3secに統一し、1回観測（20分）ごとに油圧モータに働く負荷トルクを切り替え、8段階の連続測定を行うものとした。

以上の諸準備を終え、平成6年8月に装置を現地に設置、慣らし運転、計測機器の取り付け、機械の調整等を行って、10月より本格的な観測に入った。観測にあたっては、波高1m以上の来襲時の記録を取得することとし、平成7年2月までの間、18回の観測を実施したが、取得データの一部解析から、油圧回路の一部に欠陥を発見、翌平成7年の夏季に、この油圧回路の改良を行って本観測に入った。平成7年10月から平成8年2月までに21回、延べ277時間の観測記録を取得、この記録データをもとに「振り子入力」「ポンプ入力」「モータ入力」「モータ出力」を計算し、次いで1次変換効率（ポンプ入力/振り子入力）、ポンプ効率 η_p （モータ入力/ポンプ入力）、

表-1 観測データ解析結果 (平均値)

年月日	振子入力 (kw)	ポンプ入力 (kw)	1次変換 効率(%)	モータ入力 (%)	ポンプ効率 (%)	モータ出力 (%)	モータ効率 (%)	総合効率 (%)	$T_{1/2}$ (s)	$H_{1/2}$ (m)
10.15	5.007	3.017	59.37	0.779	24.38	0.358	41.91	6.39	4.90	1.36
10.26	2.192	1.396	62.08	0.273	18.03	0.081	26.61	3.19	4.34	0.87
11.03	4.194	2.788	66.20	0.744	26.24	0.317	42.02	7.37	4.68	1.23
11.08	10.841	5.690	52.56	1.729	29.11	0.968	52.90	8.29	5.57	2.02
11.09	9.854	5.410	55.28	1.526	28.23	0.872	53.18	8.32	5.47	1.93
11.15	5.766	3.627	68.77	0.957	25.55	0.431	42.97	7.00	5.02	1.43
11.17	4.602	2.920	64.09	0.726	24.00	0.302	39.00	6.05	4.78	1.28
11.27	2.578	1.871	72.70	0.443	23.40	0.144	32.77	5.61	4.35	0.96
11.28	3.425	2.325	68.50	0.582	24.76	0.219	36.16	6.14	4.44	1.10
12.23	4.356	3.161	72.11	0.952	30.58	0.400	40.89	9.03	4.65	1.25
12.25	4.090	3.180	79.76	0.836	25.74	0.350	40.38	11.53	4.80	1.30
1.01	4.421	3.168	73.81	0.886	27.98	0.369	40.56	8.30	4.72	1.24
1.04	9.226	5.197	57.79	1.545	29.50	0.782	50.02	8.38	5.43	1.82
1.09	13.575	5.310	49.70	1.526	28.60	0.773	49.95	6.90	5.58	1.99
1.10	11.760	3.946	49.25	1.057	26.55	0.475	44.88	5.90	5.36	1.66
1.25	4.825	3.477	60.75	0.904	25.03	0.408	42.37	6.54	5.00	1.43
1.27	2.970	2.019	69.55	0.502	24.37	0.181	35.51	6.01	4.50	1.04
2.15	4.153	2.882	69.37	0.745	25.74	0.298	39.66	7.07	4.73	1.21

モータ効率 η_m (モータ出力/モータ入力) を算出し、総合効率 $\eta (= \eta_1 \times \eta_p \times \eta_m)$ を求めた。表-1 にこれらの結果を示す。

3.3 変換効率

1次変換効率(平均)は図-8に示すように平均64%と高い。特に周期4~5sでは70%程度と高く、周期5s以上になると50%以下と低くなる傾向を示す。これは図-9に示すように振り子板の固有周期(設計) $\omega_0 = 4.2$ sと来襲波の周期が4~5sに集中していることによる応答性の良さに起因していることが分かった。

油圧モータ効率(平均)は、図-10に示すようにモータ入力の増加共に上昇する傾向を示す。これに、観測結果の中の最大値を重ね合わせて見るとその傾向がさらに顕著になる。

ポンプ効率(平均)は、図-11に示すようにポンプエネルギーの入力に関係なく25~30%と低い効率となり、予想の90%を大幅に下回った。これは、ポンプ内の油漏れによる圧力不足や圧力上昇に対するシールの対応遅れ

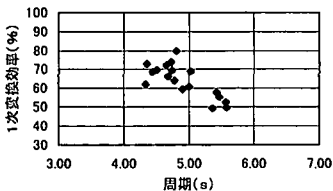


図-8 1次変換効率

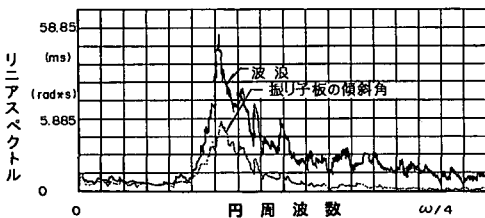


図-9 波浪と振り子の傾斜角のスペクトル比較

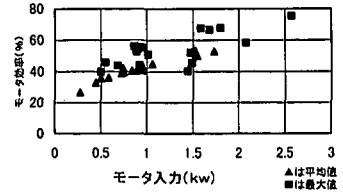


図-10 油圧モータ効率

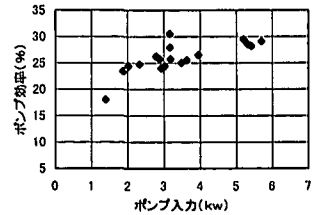


図-11 ポンプ効率

等に起因した変動の不規則性によることがポンプに連結して計測していた圧力 p_1 , p_2 , p_3 , p_4 の時間的変化の経過を調べた結果から判明した。これらのことから、ポンプの総合効率は、平均7.1%となり、予想を大幅に下回った。このポンプ容積効率の低下が総合効率に大きく影響していることから、ポンプの気密性の確保等ための1/2のモデルポンプによる室内実験を実施した。

4. 1/2 ポンプによるシール実験及び腐食対策

ポンプの容積効率を上げるため、1/2スケールのモデルポンプを用いた新シールの開発実験等を行った。実験には次の2種類シール(①シングルシール-左向き圧力及び右向き圧力のどちらにも対応するもの-②ダブルシール-左向き圧力、右向き圧力に個別に対応するもの)を用いた。

図-12に実験装置、表-2にその実験結果を示す。この表から油漏れは、シングルシールよりダブルシールの方が有効に働き大幅に減少し、容積効率が向上することが分かった。さらに油温20°Cの換算効率(原寸)は、

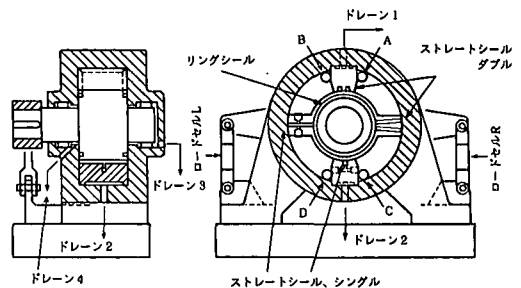


図-12 1/2モデル実験装置

表-2 シール実験結果表

シール		条件		備考 原寸ポンプの % (予測)
		モデルポンプ	原寸ポンプ (推定値)	
シングル	固定ベーン用	70.4	246	68%
	ロータリベーン用	50.0	153	
	リングシール	0.1>	20	
	合計	120.5	419	
ダブル	固定ベーン用	50.7	184	74%
	ロータリベーン用	42.7	130	
	リングシール	0.1>	20	
	合計	93.5	334	

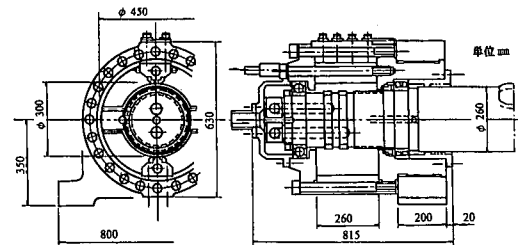


図-13 ロータリポンプの改造図

80~84%と予測され効率は大幅に改良される。また、平成9年6月には、波力エネルギー変換装置の点検・改造の装置を引き揚げ点検整備を行った。その結果、13カ所にわたる部分的な損傷が発見された。

この損傷の中で、特にアース用ブラッシの腐食がひどく、かなりの損傷を受けていた。このことからアースブラッシの腐食が引き金となって、ベーンロータの固定ベーンへの接触による損傷や軸とシールハウジングの接触による損傷(2カ所)、さらに個体接触等による摩耗による外部漏れ防止のシールの破損等が引き起こされたと推定される。しかし、本体の構造的な欠陥は見あたらず、連続運転等の実績から装置全体の耐久性が実証できた。

5. 改造設計

実海域での実験、1/2モデルポンプによるシール実験、装置の分解点検等からこの装置の改良点が明白となり、改造にあたって下記のような指針を策定することができた。さらに、この指針をもとに装置の改造設計を実施、図-13にその改造図を示す。

- 1) 内圧増加に伴うケースの変形による油漏れをなくするため、ポンプケース内のかん合部をしゅう動面以外のところへの移設。
- 2) サイドケースと固定ベーンの隙間をなくするための固定ボルトの追加。
- 3) サイドケースの変形を減少させるためのポンプ

ケースの肉厚の増加、ボルトの位置の軸中心側への移動。

- 4) 固定ベーンの固定面O-リングカセットの装着。
- 5) 右圧力用、左圧力用ベーンのシールの使用。
- 6) ロータリ側のリングシールの静的安定性の改善のためのシール背面に十分な圧力の導入。
- 7) アースブラッシの改善、軸受けの電気絶縁。

6. おわりに

筆者らは、ロータリ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開発、研究に取り組んできた。この装置の波浪等に対する耐久性の立証や1/2モデルポンプによるシール研究、腐食防止の再構築等により実用設計への方針が確立できた。この方針に基づきこの装置の改造を進め、平成10年の秋口から第2次実海域実験に入る予定である。これらに対して、中国、アメリカ、韓国等から多くの関心が寄せられおり、この実用化への期待は大きい。なお、この研究開発は、(社)寒地港湾技術研究センター、(株)檜崎製作所、室蘭工業大学及びT.W.コンサルタントボランティアと共同で行われてきたもので、関係各位の努力に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 赤間英一・渡部富治・長内戦治・近藤俊郎(1996): 新型振り子式波浪発電システムの現地実験、噴火湾懇談会, pp. 1-4.
- 長内戦治・近藤俊郎・水野雄三・渡部富治・清野勝博(1995): 新型振り子式波力エネルギー変換装置の開発、土木学会北海支部論文報告書51号, pp. 308-311.
- 加藤 満・近藤俊郎・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、土木学会北海道支部論文報告書54号, pp. 344-347.
- 近藤俊郎(研究代表者)(1985): 沿岸固定式による波浪エネルギー利用に関する研究、文科研費成果報告書, 85 p.
- 近藤俊郎・谷野賢二・渡部富治・倉内公嘉・松岡 功(1985): 防波施設に併設する波浪エネルギー吸収装置(4)、第32回海岸工学講演会論文集, pp. 697-701.
- 谷野賢二・渡部富治・近藤俊郎(1984): 防波施設に併設する波浪エネルギー吸収装置(3)、第31回海岸工学講演会論文集, pp. 581-585.
- 谷野賢二(1993): 振り子波力エネルギー変換装置の設計法に関する研究、開土研所報97号, 48 p.
- 渡部富治・近藤俊郎・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)、第29回海講論文集, pp. 486-490.
- 渡部富治・成田正春・清野勝博・松本暎二(1995): 波力発電用大容量辺ベーンポンプの開発、ホクサイテック財団報告書, 15 p.
- Osana, S., H. Konndo, Y. Mizuno, and T. Watabe (1996): Feasibility tests of new pendulum-type wave energy conversion apparatus. Proc. 25th Coastal Eng. Conf. ASCE. pp. 4591-4600.
- Watabe, T. (1993): Pendulum wave power converter-15 years study and future prospect, Proc. of International Symposium on Ocean Energy Development, Muroran Inst. Tech. and Cold Region Port and Harbor R.C., pp. 101-106.