

波力水車とリニアクランク気筒による 海中エアレーション装置の開発

DEVEROPMENT OF AIR INJECTION SYSTEM INTO SEA WATER
WITH WAVE FORCE TURBINE AND LINEAR CRANK COMPRESSOR

石田 啓¹・高地 健²・大貝秀司³

Hajime ISHIDA, Kenn TAKACHI and Shuji OHOGAI

¹正会員 工博 金沢大学 教授 工学部土木建設工学科 (〒920-8667 金沢市小立野2-40-20)

²L W J 株式会社 代表取締役 (〒555-0001 大阪市西淀川区佃3-16-22)

³L W J 株式会社 取締役 (〒555-0001 大阪市西淀川区佃3-16-22)

This paper shows the new machine to generate compressed air automatically by water waves. First, the new hydraulic turbine is devised which is rotating toward only one way by wave forces going and returning with using two one-way ratchet gears. This turbine can work as well as a common water turbine for one way current.

Then, a new compressor cylinder is shown having the new crank mechanism converting a rotating motion into a reciprocating motion through a connecting rod moving straightly by employing the hypo-cycloid technique. With installing this compressor cylinder to the devised turbine, compressed air can be generated by water waves. Finally the laboratory experiments have been done to examine how the compressed air can be generated and injected into water automatically by using this mechanical system.

From the experimental results, we expect that this mechanism can be applied in fields to generate compressed air for abstraction of natural wave energy and air bubble curtain in sea water for improvements of coastal environment.

Key Words : New machine, wave energy, wave turbine, linear crank, air, coastal environment

1. 結 論

現在、資源減少と自然環境悪化が深刻な問題となり、その打開策の一つとして、無尽蔵でクリーンな自然エネルギーの利用に大きな期待が寄せられている。自然エネルギーには、太陽光、風力、潮流力、波力あるいは地熱など、種々の形態のものがあ、それぞれに利用方法が考究され、ソーラ発電や風力発電のようにすでに実用化に成功しているものもあるが、安定供給、エネルギーの吸収・変換効率あるいは地域・季節依存性などの問題を克服するためには、今後の一層の開発研究が必要であろう。

波力エネルギーは、海に囲まれた我国では約3,500万kW¹⁾と豊富なことから、その有効利用が大いに期待され、特に冬季波浪の激しい日本海域において、既に波力発電に関する現地実験が実行されているが、現在は未だ実用化の域には達していない。

従来、これらの実験に使用されている発電方法は、海面の上下運動による空気室の容積変化に伴う空気流を利用する空気タービン方式^{2~14)}、および波力による波受け板の振り子運動を油圧モーターの回転に変換する振り子方式^{15~22)}に大別できる。前者は、空気室の構築に莫大な費用を要するにもかかわらず、空気タービンによるエネルギー変換効率が低く、後

者は、波力エネルギーの吸収効率は良いが、波力伝達機構に用いる油圧システムのエネルギー損失が大きく、また油による海水汚染の危険性が懸念される。したがって、波力エネルギーの実用化のためには、環境保全型の効率の良いエネルギー変換装置を開発しなければならない。

波力発電の安定性と言う面では、海洋波浪の大半が風によって発生する風波であることから、風力エネルギーと同様の不規則性が存在し、実用化への一つの障害になっている。このことは、波力エネルギーは、電力に変換することを目指す一方、多様なエネルギー形態での使用方法を追求することが重要と思われる。例えば、得られた波力エネルギーを、直接、コンプレッサーや真空ポンプあるいは海水ポンプなどの動力に使用する方向で、機器・システムを開発すれば、港湾や海岸および沿岸域地域に与える省エネ効果や環境改善効果は測り知れない。

以上の観点から、本研究では、まず新たにエネルギー変換効率の極めて高い波力水車を開発し、次いで、波力水車の回転を、コンプレッサーやポンプの動力に変換するための新しいクランク機構（以下リニアクランクと呼ぶ）を紹介する²³⁾。このクランクは、ピストンシリンダーに横分力（スラスト）が生じない状態で、回転運動を直線運動に変換できる

ものであるが、シリンダー内摩擦がほとんど生じないことから、潤滑油が不要であると共に、振動や摩擦熱およびエネルギー効率などの点でも、従来のクランクを凌駕する可能性があると思われる。

最後にこの波力水車を動力としてリニアクランク式圧縮機から製造される圧縮空気の水中への放出実験を紹介する。

2. 波力水車

波による水粒子の往復運動を一方向の回転力に変換するための波力水車の機構の本質部分を図-1に示す。これは、波力により生じる波受け板の水平軸回りの振り子運動により、この水平軸に固定した一対の大きなギヤ（第1ギヤ）が左右に回転し、この回転力が、第1ギヤに外接したワンウェイクッチ内蔵の小さなギヤ（第2ギヤ）を回転させ、第2ギヤと同じ軸に固定されている弾み車を回転させるようになっているが、図中左側の第1ギヤと第2ギヤの間には、回転方向を反転させるための補助ギヤを取り付け、第1ギヤの回転が左右いずれの方向であっても、弾み車に対しては一方向の回転力のみが伝達されるように工夫されている（特許確定）。

波受け板軸の回転状態は、波受け板に作用する波力特性に支配されるが、波の条件が同一の場合、動力軸の回転速度（回転数）を増加するには、ギヤ比（＝第1ギヤの歯数／第2ギヤの歯数）を増加すればよい。しかしこの時、ギヤの回転に要するトルクの増加が要求されるため、来襲波から得られる波力の大きさに適応する範囲内においてのみ回転数を増加することが可能となる。波力によるトルク（モーメント）は、波受け板の寸法および形状によっても変化するため、将来は、一枚板のみならず複数板による扇型水車や円形水車などについても、エネルギー吸収効率と耐久性を考慮した検討が必要である。

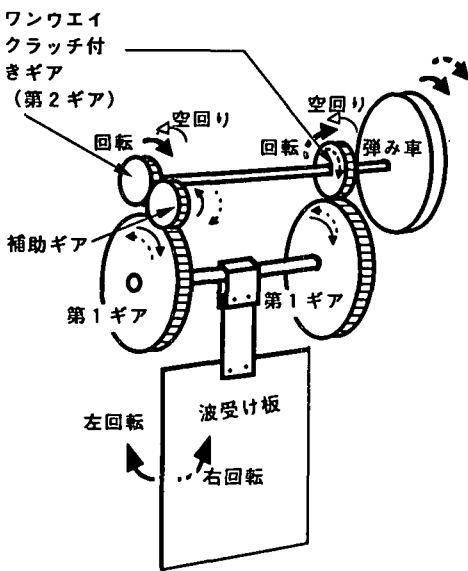


図-1 波力水車の原理

3. リニアクランク

波力水車により得られる回転動力を用いてコンプレッサー²⁴⁾や真空ポンプ²⁵⁾を稼働させる場合、これらの機器では、通常、動力軸の回転運動をピストン運動に変えるためのクランク機構を使用することが多い。従来型のクランク機構^{26,27)}を図-2に示すと、必要な力であるピストンヘッド駆動力 F_y は、ピストンロッドに加わる力 F に対し、 $F_y = F \cos \theta$ の関係で減少し、エネルギー伝達効率の減少の一因となっている。さらに、不要な分力である $F_x = F \sin \theta$ のために、横振動の発生とシリンダー内壁の摩擦が生じ、これらを緩和するために、通常は潤滑油が必要となるが、海洋での油の使用はできるだけ避けなければならない。

図-3に、この問題を解決するための新しいクランクであるリニアクランク（特許確定）を示すが、このクランクは、半径 R の円の内部を、半径 $R/2$ の小円が滑ること無く回転する場合、小円の円周上の一点は、外円の直径上を移動すると言うことを利用するものであり、回転運動をそのまま直線上の振動運動に変換することができる。したがって、ピストンヘッドとシリンダー内壁との摩擦力は、空気漏れを防ぐためのピストンリングの張り出し力以外には発生せず、潤滑油も不要となる。

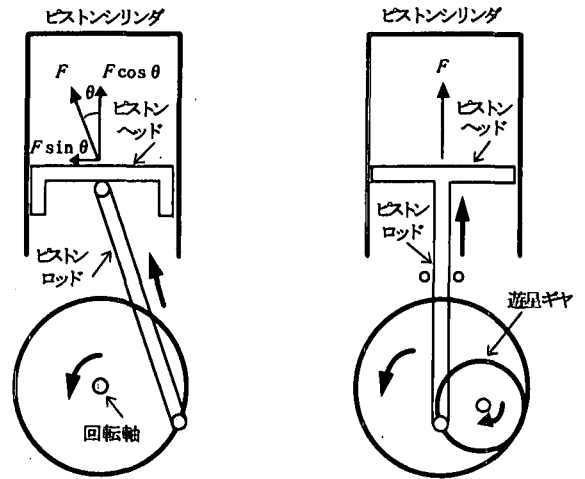


図-2 従来型クランク 図-3 新型リニアクランク

ところが、小円として使用する遊星ギヤが高速で外円の内部を回転すると、不均一な遠心力のために、クランク全体が縦振動および横振動を生じ、さらに、小円に連結されているピストンの直線運動が縦振動の原因となる。これらの振動は、2個のカウンターバランサーを付加してクランク全体の動的バランスを取ることで、消去することが可能である。このことを、以下、図-4および図-5を用いて説明する。

図-4に、座標系 (x, y) および初期状態として想定した諸量の位置を示す。原点 O を動力軸として回転する半径 R の円盤上に、半径 R の内ギヤと噛み合いながら中心軸 A の回りで回転する遊星ギヤが取

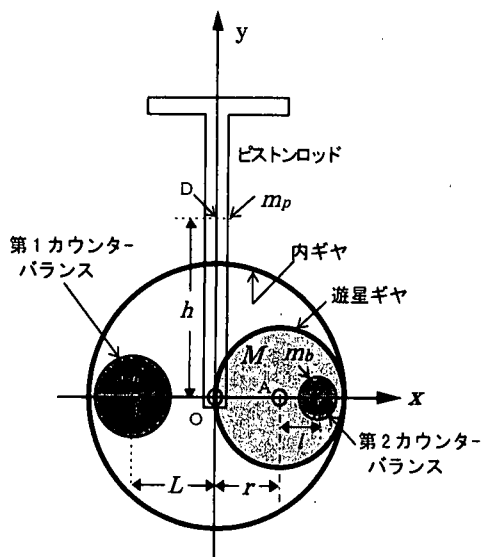


図-4 リニアクラークの緒量と位置（初期状態）

り付けられているが、その遊星ギヤの半径を r ($= R/2$)、質量を M とする。 y 軸上を移動するピストンは、質量を m_p 、質量中心 D と座標原点 O との距離を h とする。遊星ギヤに付加したカウンターバランサーの質量を m_b 、その質量中心 B と遊星ギヤの中心 A との距離を l とする。遊星ギヤ部のカウンターバランサーの質量を M_c 、その質量中心 C と原点との距離を L とする。

この状態から、図-5に示す様に、円盤が O のまわりで反時計回りに θ だけ回転すると、遊星ギヤは A の回りで時計回りに 2θ 回転するが、 (x, y) 座標系から見れば、遊星ギヤは時計回りに θ だけ回転する。遊星ギヤの円周上にピン結合されているピストンロッドは、当初 O 点に重なっていたピンが E 点にまで移動し、また AB の延長線と遊星ギヤの円周との交点は、終始 x 軸上を移動することから、 $OE = 2r \sin \theta$ となる。

以下、表-1に、遊星ギヤ、第1カウンターバランサー（質量 M_c ）、第2カウンターバランサー（質量 m_b ）およびピストンの、それぞれの質量中心の移動位置、移動速度、加速度およびそれぞれの運動

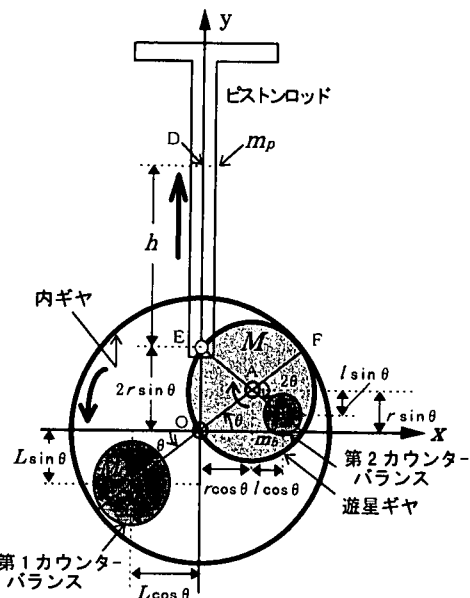


図-5 リニアクラークの緒量（左回りに θ 回転）

を生じさせるに要する力（その反作用として、クラーク機構に与える力）を、 x 成分 F_x と y 成分 F_y に分けて示す。

表-1の力の成分の合計が、 θ の値にかかわらず常にゼロになる条件、すなわちクラークの動的平衡条件は、力の振動振幅がゼロと言う条件であり、次式となる。

$$x \text{ 方向 ; } M_c L - \{ M r + m_b (r + l) \} = 0 \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$y \text{ 方向 ; } M_c L - \{ M r + m_b (r - l) + 2 m_p r \} = 0 \quad \dots \dots \dots (2)$$

式(2)から式(1)を引くと、次式が得られる。

$$m_b l = m_p r \quad \dots \dots \dots (3)$$

これは、遊星ギヤ上での、ピストン部と第2カウンターバランサーとの A 点回りのモーメントの釣り合い条件であり、また両者の A 点回りの遠心力の釣り合いを示す式にもなっている。次に、式(1)に式(3)を代入し、 l を消去すると、次式が得られる。

$$M_c L = (M + m_b + m_p) r \quad \dots \dots \dots (4)$$

表-1 リニアクラークの緒量の位置、速度、加速度および力

名 称	質量	変 位	速 度	加 速 度	力
遊星ギヤ	M	$x = r \cos \theta$ $y = r \sin \theta$	$\dot{x} = -r \omega \sin \theta$ $\dot{y} = r \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = -r \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = -r \omega^2 \sin \theta$	$F_x = -M r \omega^2 \cos \theta$ $F_y = -M r \omega^2 \sin \theta$
第1カウンターバランサー	M_c	$x = -L \cos \theta$ $y = -L \sin \theta$	$\dot{x} = L \omega \sin \theta$ $\dot{y} = -L \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = L \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = L \omega^2 \sin \theta$	$F_x = M_c L \omega^2 \cos \theta$ $F_y = M_c L \omega^2 \sin \theta$
第2カウンターバランサー	m_b	$x = (r + l) \cos \theta$ $y = (r - l) \sin \theta$	$\dot{x} = -(r + l) \omega \sin \theta$ $\dot{y} = (r - l) \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = -(r + l) \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = -(r - l) \omega^2 \sin \theta$	$F_x = -m_b (r + l) \omega^2 \cos \theta$ $F_y = -m_b (r - l) \omega^2 \sin \theta$
ピストン	m_p	$x = 0$ $y = h + 2r \sin \theta$	$\dot{x} = 0$ $\dot{y} = 2r \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = 0$ $\ddot{y} = -2r \omega^2 \sin \theta$	$F_x = 0$ $F_y = -2m_p r \omega^2 \sin \theta$

これは、遊星ギヤ、第2カウンターバランサーおよびピストンの全質量と、第1カウンターバランサーとのO点回りのモーメントの釣り合い条件であり、両者のO点回りの遠心力の釣り合いを示す式にもなっている。以上より、式(3)および式(4)を満たすように、各部分を選定・配置すれば、無負荷状態における動的平衡状態が得られる。ただし、負荷がかかる場合の動的平衡の問題は、ここでは取り扱わないこととする。

このリニアクラנקを具体的に設計する手順の一例を示すと以下の通りである。

1. ピストンの質量 m_p を任意に選定する。
2. 遊星ギヤの半径 r を任意に選定する。
3. 第2カウンターバランサーの質量 m_b とその質量中心位置 l のいずれかを設定し、他方は式(3)から決定する。
4. 遊星ギヤの質量 M を任意に選定する。
5. 第1カウンターバランサーの質量 M_c とその質量中心位置 L のいずれかを設定し、他方は式(4)から決定する。

この手順により、無負荷時の動的平衡条件を満足するリニアクラークを設計することができる。

写真-1は、このようにして作成したコンプレッサーの気筒であり、リニアクラークを使用しているため、横振動は小さく、また気筒内部の潤滑油は全く不要である。気筒の直径は40mmで長さは6cmであり、したがって1サイクルの駆動により、大気圧換算で、約75cm³の空気が圧縮・放出される。

4. エアレーションの実験状況

写真-2は、波力水車にこの気筒を取り付け、波受

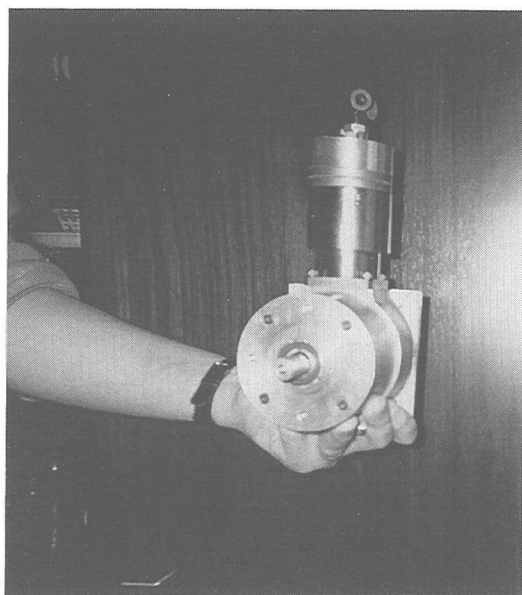


写真-1 リニアクラーク使用の圧縮機気筒

け板に働く波力により圧縮空気を製造するシステムの全体を示したものであるが、水中への空気の放出実験に用いた波力水車は、写真-2のものを縦置き型に改良した写真-3に示すものである。この波力水車では、波による波受け板の振動変位角 θ° を、ギヤ比4:1で2段階増加した後、タイミングベルトで3倍に増加するため、振動変位角が θ° 生じる間に製造される圧縮空気量 Q は、 $Q = (4 \times 4 \times 3 \times \theta^\circ / 360^\circ) \times 75 \text{ cm}^3$ となる。実験では、製造された空気は、5リットルの空気タンクに貯留した後、自動的に造波水槽中に放出させた。

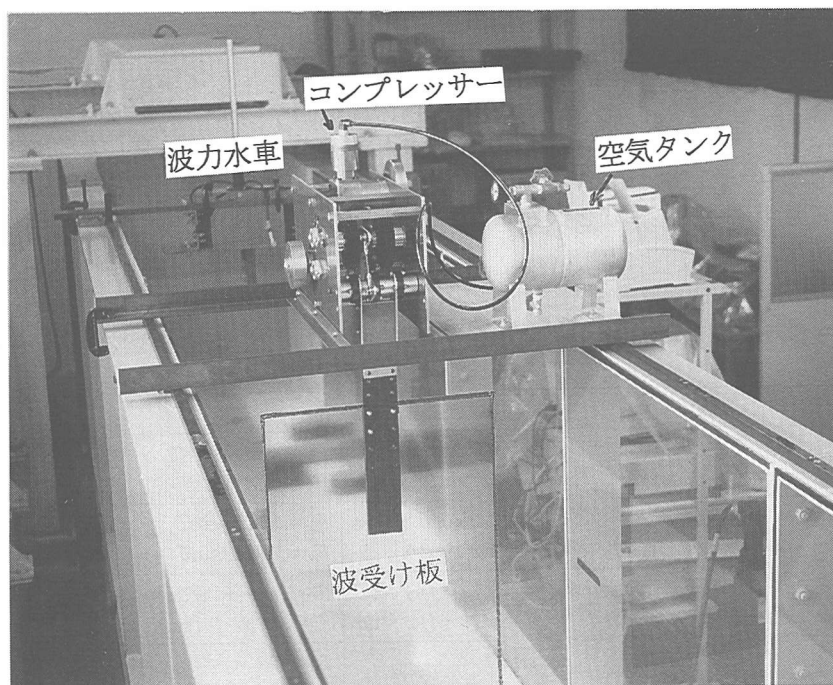


写真-2 圧縮空気放出実験のシステム

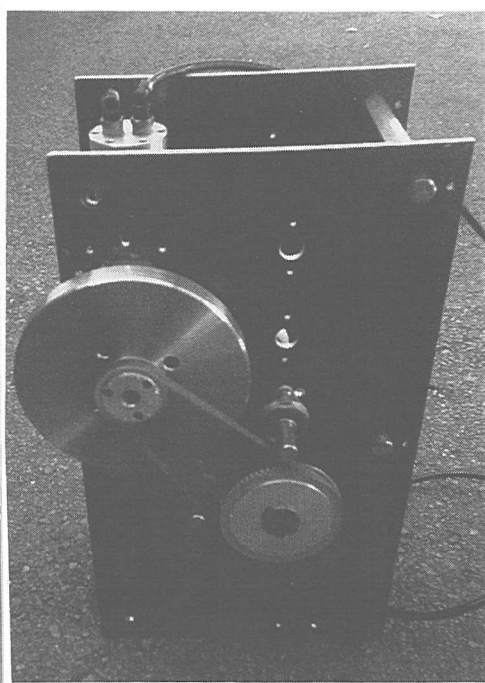


写真-3 実験に用いた波力水車

実験は、東洋建設株式会社鳴尾研究所にある長さ55m、幅100cmの水槽を用い、水深は55cmとした。波受け板はジュラルミン製の幅60cmで高さ82cmの平板であり、板の喫水深は50cmとした。波は、周期を3～5秒で波高が約30cmの規則波を用いたが、本実験では、水中への空気放出を確認することが目的であり、空気量の定量的な計測は行っていない。

写真-4に、周期4秒の波を用いた場合の実験状況を示すが、空気の放出状況は比較的良好であり、他の周期の場合もほぼ同様であった。写真-5は、参考のために不規則波（プレットシュナイダー・光易型）を用いた場合であるが、空気放出口のバルブを絞れば、波の不規則性による空気製造の不規則性を空気タンクが平滑化するため、空気放出状況はある程度一定化される傾向があった。

このような実験結果から、本装置は、波による圧縮空気の自動製造・水中放出という当初の目的を達し得るものであるといえる。しかし、波力水車に使用したワンウェイクラッチの“遊び”の範囲が大きかったため、発生する空気量は前述のQを下回ったようである。今後、空気製造量を増加するには、この“遊び”を小さくすること、装置のスケールを大きくすること、およびギヤ比を変えてコンプレッサの駆動軸の回転数を増加することが考えられる。

なお波力の大きさが不足する場合には、波受け板が回転運動しなくなり、空気は製造されなくなるため、波受け板を大きくすると共に、波浪の大きさに適する回転数の増加倍率を探さなければならない。

5. 結 論

往復運動する波力を一方向回転力に変換する波力水車を新たに開発し、これに、別途開発した、低振動・低摩擦のリニアクラックを使うコンプレッサを取り付けることにより、外部からのエネルギーを使用すること無く、自然界の波浪のクリーンエネルギーのみを用いて、自動的に圧縮空気の製造およびその水中放出を行い得る装置を開発した。

さらに、水槽実験により、本装置が実際に駆動し得ることを実証した。

今後、本装置を現地スケールの大きなものにより、製造した圧縮空気による発電や、海水環境保全に繋がる種々のエアレーションが可能になると考えられる。

謝辞：本研究は、平成10年度および11年度の日本学術振興会科学研究費補助金（萌芽的研究、課題番号10875098、研究代表者 石田 啓）によるものであり、謝意を表すると共に、研究を進めるにあたって助力を惜しまなかった、当時大学院生の松野 洋君（中央設計技術研究所）、当時学生の尾形 太君（不動建設）、小間智弘君（七尾市）、山田健介君（石川県）、および東洋建設株式会社北陸支店ならびに鳴尾研究所の関係諸氏に深謝の意を表する。

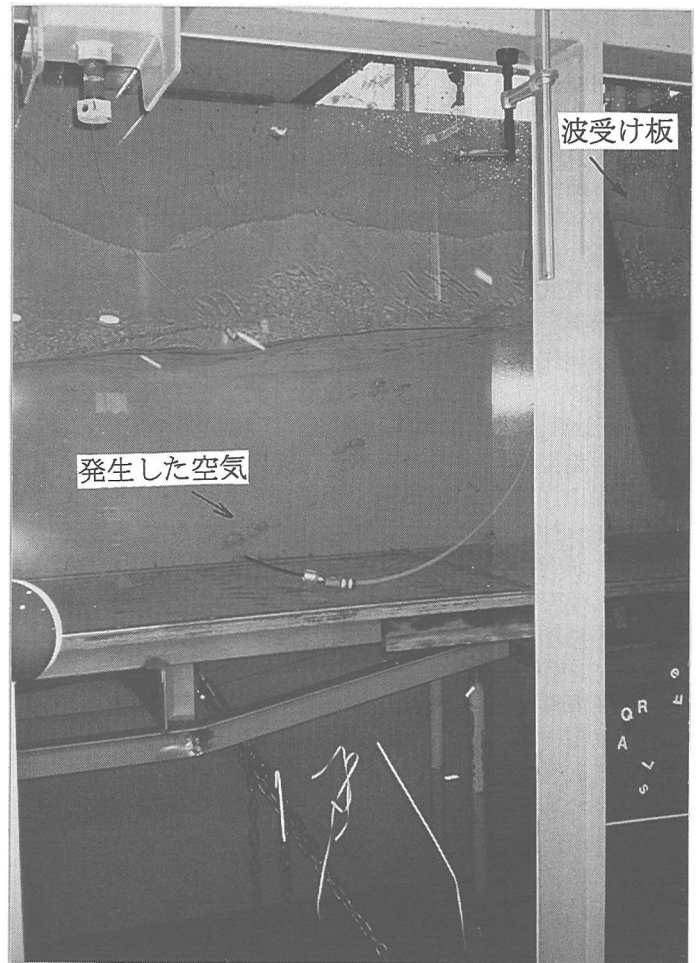


写真-4 規則波によるエアレーションの実験



写真-5 不規則波によるエアレーションの実験

参考文献

- 1) 高橋重雄：波エネルギー変換装置の現状について，第29回水工学に関する夏期研修会講義集，pp. 1-20, 1993.
- 2) 宮崎武晃・益田義雄・長崎作治：波力発電装置「海明」の研究開発，第26回海岸工学講演会論文集，pp. 660-663, 1979.
- 3) 宮崎武晃・益田義雄・長崎作治：波力発電装置「海明」の研究開発（2），第27回海岸工学講演会論文集，pp. 114-118, 1980.
- 4) 宮崎武晃・益田義雄・長崎作治：波力発電装置「海明」の研究開発（3），第28回海岸工学講演会論文集，pp. 589-593, 1981.
- 5) 堀田 平・宮崎武晃・鷺尾幸久・竹内俊介：振動水柱型波力発電装置の空気出力に関する基礎的研究，第30回海岸工学講演会論文集，pp. 633-637, 1983.
- 6) 小島朗史・鈴村諭司・合田良実：波力発電ケーソンの空気出力に関する理論および実験，第30回海岸工学論文集，pp. 638-642, 1983.
- 7) 堀田 平・鷺尾幸久・益田義雄・石田進一・宮崎武晃・工藤君明：沿岸固定式波力発電装置の発電運転試験，第32回海岸工学講演会論文集，pp. 702-706, 1985.
- 8) 宮崎武晃・堀田 平：マルチレゾナンス式振動水柱型波力発電装置の研究，第32回海岸工学講演会論文集，pp. 707-711, 1985.
- 9) 高橋重雄・小島朗史・鈴村諭司：不規則波に対する波力発電ケーソンの空気出力に関する理論と実験，第32回海岸工学講演会論文集，pp. 712-716, 1985.
- 10) 高橋重雄・安達 崇：固定式振動水柱型波力発電システムの設計と実験的検証，第35回海岸工学講演会論文集，pp. 837-841, 1988.
- 11) 田中良弘・元良勇太郎・古川圭三・中村孝明：緊張係留浮体による波力発電装置に関する理論と実験，海岸工学論文集，第36巻，pp. 769-773, 1989.
- 12) 田中良弘・古川圭三・元良勇太郎：緊張係留浮体による波力発電システムに関する研究，海岸工学論文集，第40巻，pp. 911-915, 1993.
- 13) 橋本 敦・佐藤英資・佐藤栄司・沢本正樹：水弁式波力発電ケーソンの連成による集約効果，海岸工学論文集，第42巻，pp. 1006-1010, 1995.
- 14) 大澤弘敬・鷺尾幸久・今井正明・岡本修三・中川寛之：沖合浮体式波力装置の発電出力の検討，海岸工学論文集，第45巻，pp. 1216-1220, 1998.
- 15) 近藤淑郎・谷野賢二・高橋幹夫・渡部富治・奥田教海：防波施設に併設する波浪エネルギー吸収装置の研究－波力水車方式－，第28回海岸工学講演会論文集，pp. 381-385, 1981.
- 16) 渡部富治・近藤淑郎・谷野賢二・竹田英章・黒井昌明：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－，第29回海岸工学講演会論文集，pp. 486-490, 1982.
- 17) 近藤淑郎・渡部富治・谷野賢二：防波施設に併設する波浪エネルギー吸収装置の研究（5）－システムの最適化－，第35回海岸工学講演会論文集，pp. 842-846, 1988.
- 18) 谷野賢二・水野雄三・遠藤宣世・高橋哲美：斜め入射波に対する振り子式波エネルギーの吸収装置の出力特性，海岸工学論文集，第39巻，pp. 876-880, 1992.
- 19) 古澤彰範・近藤淑郎・藤間 聡・長谷川覚也：浮上形振り子式波浪発電システムの研究，海岸工学論文集，第41巻，pp. 1166-1170, 1994.
- 20) 長内戦治・近藤淑郎・水野雄三・渡部富治：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，pp. 1221-1225, 1998.
- 21) 近藤淑郎・藤間 聡・加藤 満・飯島 徹・渡部富治・浦島三郎・太田典之，波浪発電と海岸保全のためのハイブリッド型システム，海岸工学論文集，第45巻，pp. 1226-1230, 1998.
- 22) 近藤淑郎・谷口史一・渡部富治・浜田和哉：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，pp. 1261-1265, 1999.
- 23) 石田 啓・高地 健・大貝秀司・斎藤武久：波浪エネルギー抽出装置の開発に関する研究－波力水車とリニアクランクの開発－，金沢大学日本海域研究所報告，第28号，pp. 1-12, 1997.
- 24) 高橋 徹：コンプレッサの設計，パワー社，1986.
- 25) 梶原滋美：ポンプとその使用法，丸善，1994.
- 26) 井垣 久・中山英明・川島成平・安富雅典：機構学，朝倉書店，1995.
- 27) 安田仁彦：機構学，コロナ社，1996.