

## 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の開発—

石田 啓<sup>1</sup>・高地 健<sup>2</sup>・大員 秀司<sup>2</sup>・斉藤 武久<sup>1</sup>

(1996年8月30日受理, Received August 30, 1996)

### Development of Wave Energy Extraction Mechanics —Wave Force Turbine and Linear Motion Crank—

Hajime ISHIDA<sup>1</sup>, Kenn TAKACHI<sup>2</sup>, Shuji OHGAI<sup>2</sup> and Takehisa SAITOH<sup>1</sup>

#### 1. はじめに

近年, 文明の発達に伴う資源の減少と自然環境の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る状況に成っている。

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り, 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。しかし, これらのエネルギーは, 水力発電のように「制御が容易で安定した供給が可能である」と言うものではなく, エネルギーの吸収効率や変換効率の問題が解決した場合でも, 地域性や季節の影響を強く受ける不安定で不規則なものであり, 汎用化のためには, 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, 海に囲まれた我国には極めて豊富なことから, 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, すで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<sup>1-11)</sup>, 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<sup>12-16)</sup>に大別できるが, 両者共に, 獲得されるエネルギーは極めて小さい。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極めて低く, 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による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, まず第一に, 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。

<sup>1</sup>金沢大学工学部土木建設工学科: Department of Civil Engineering, Faculty of Technology, Kanazawa University, 2-40-20 Kodatsuno, Kanazawa, Japan (Zip. 920)

<sup>2</sup>ロングウェルジャパン株式会社: Longwell Japan Co., Ltd.

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、直接に電力に変換することを目指すのみならず、むしろ、使用目的に応じたエネルギー形態での使用方法を追求することが重要であると思われる。

例えば、得られた波力エネルギーを、直接に、コンプレッサ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・海洋および沿岸域地域に与える省エネルギー効果および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、まず新たに開発したエネルギー変換効率の極めて高い波力水車を紹介し、次いで、波力水車の回転を、コンプレッサやポンプの動力に変換するための新しいクランク機構を紹介する。このクランクは、ピストンシリンダに横分力（トラスト）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り、以下このクランクをリニアクランクと呼ぶことにするが、シリンダ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した優れたものであると思われる。

## 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に、新たに作成した波力水車を図

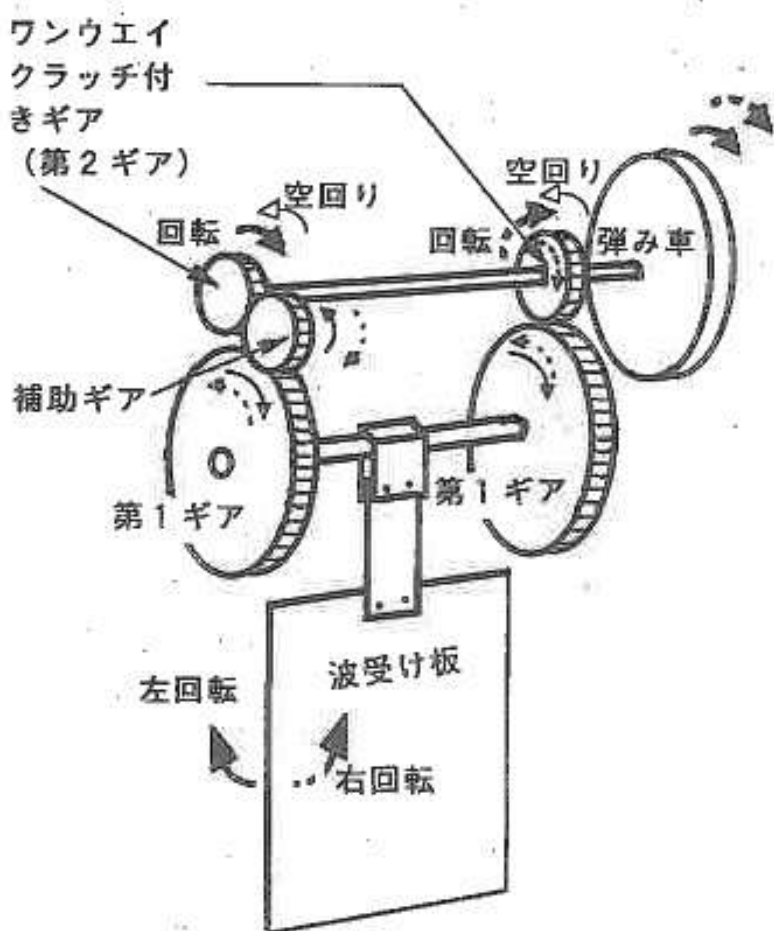


図1 波力水車概要

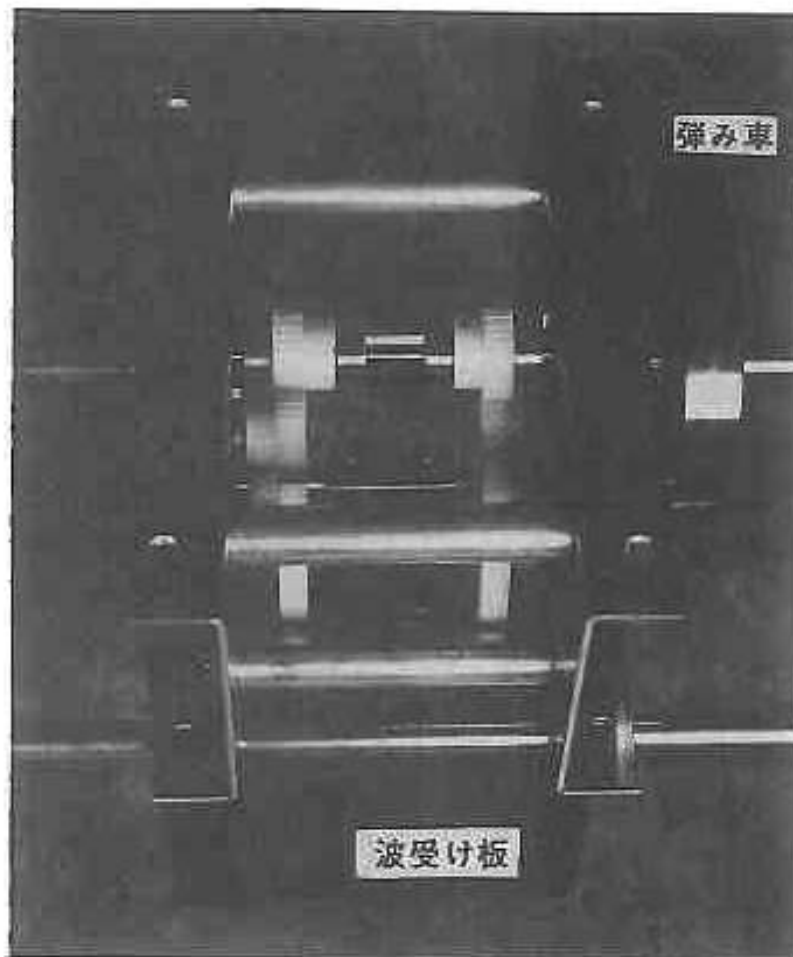


写真1 波力水車模型

1および写真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ギヤと呼ぶ）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型の小さなギヤ（第2ギヤと呼ぶ）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構造になっているが、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。

弾み車の回転速度は、波受け板に作用する波力特性に支配されるが、第1ギヤと第2ギヤの歯数の比（ギヤ比）を変えることによって調整することができる。波の条件が同一の場合、ギヤ比（＝第1ギヤの歯数／第2ギヤの歯数）を大きくするに伴い、第1ギヤの回転角度に対する第2ギヤの回転角度は大きくなるが、ギヤの回転に要するトルクも大きくなるため、来襲波から得られる波力のモーメントを考慮したギヤ比の選定が必要となる。波力のモーメントは、来襲波の特性および波受け板の形状や寸法に支配されるため、どのような波受け板を用いるかについて検討が必要である。さらに、ここに示した一枚板以外の形状について、例えば、複数の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。

### 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<sup>17)</sup>や真空ポンプ<sup>18)</sup>を稼働させる場合、これらの機器の動力軸を、弾み車の回転軸に直結させた場合、最もエネルギー変換効率が高いが、一方、機械油などによる海水汚染の危険性が生じる。

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が、従来型のクランク機構<sup>19,20)</sup>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（特許申請中）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。

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スを付加してクランク全体の

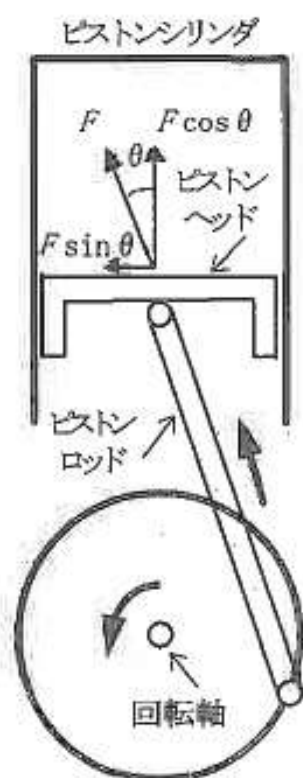


図2 従来型ピストンクランク

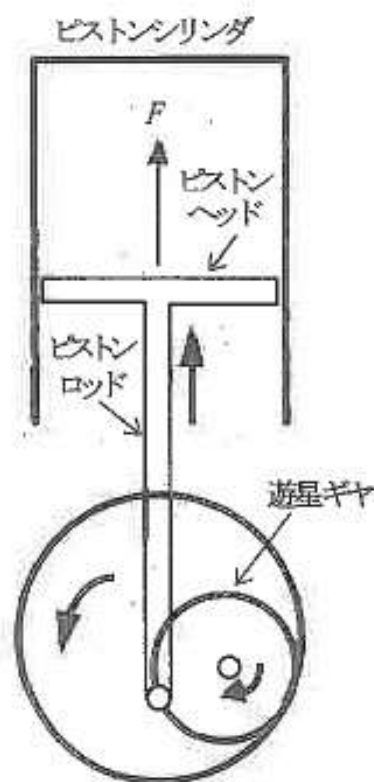


図3 新型リニアクランク

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を用いて証明する。

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スの質量を  $m_b$ 、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スの質量を  $M_c$ 、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  $\theta$  だけ回転すると、遊星ギヤは  $A$  の回りで時計回りに  $2\theta$  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  $\theta$  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

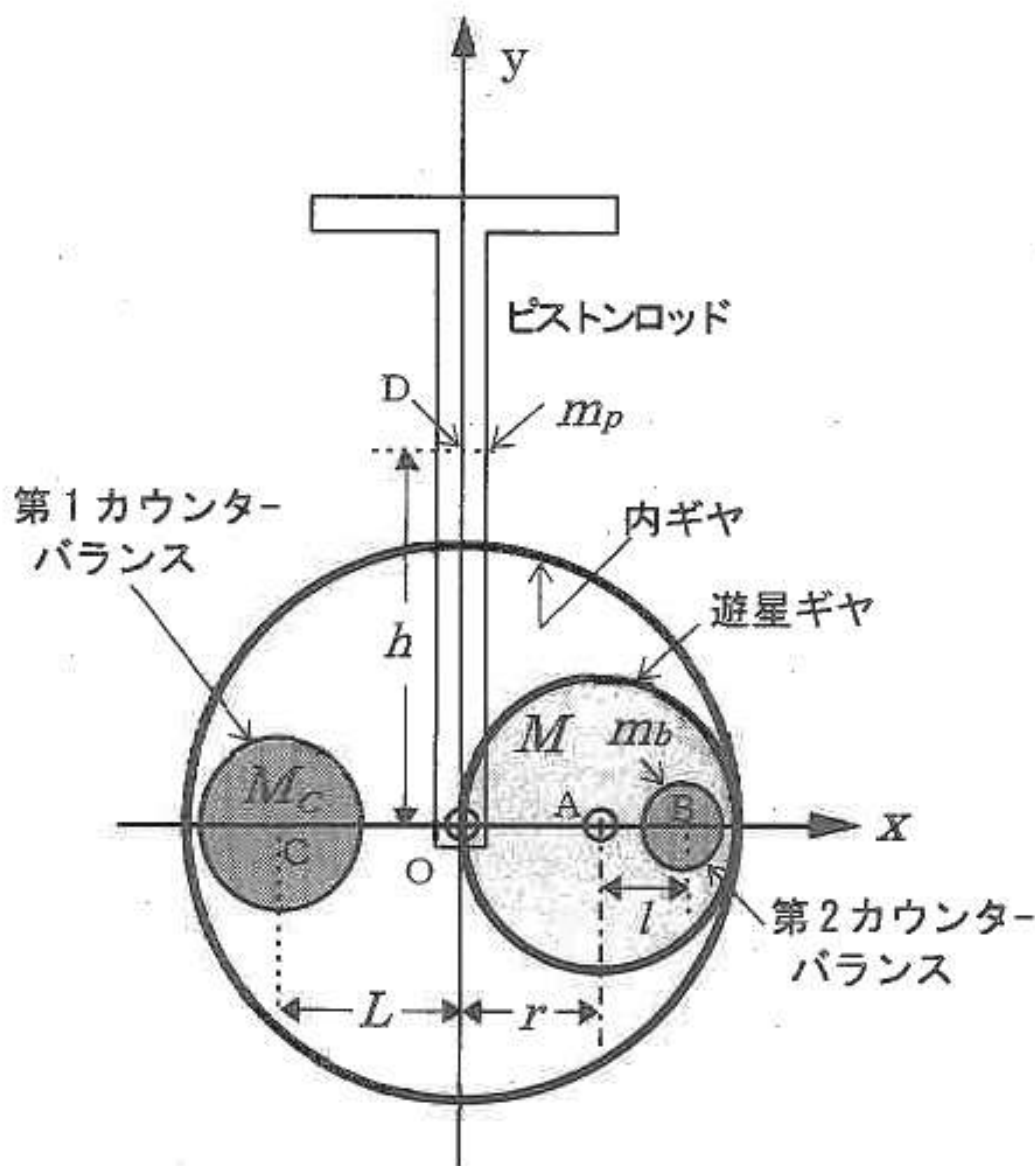


図4 リニアクランクの諸量と位置 (初期状態)

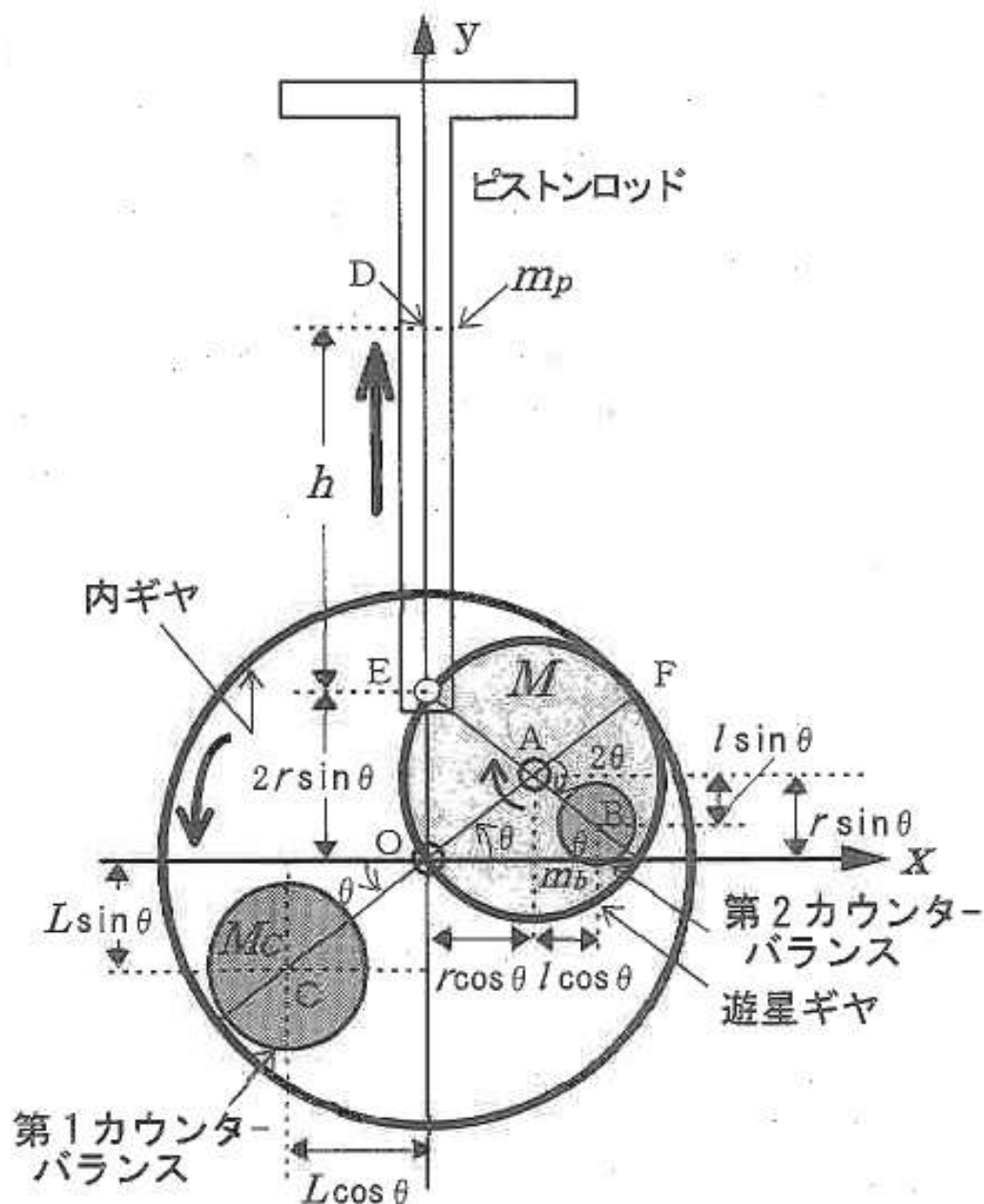


図5 リニアクランクの諸量 (反時計方向に $\theta$ 回転)

ることから、 $OE=2r\sin\theta$ となる。

以下、表1に、遊星ギヤ、第1カウンターバランス (質量  $M_c$ )、第2カウンターバランス (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を生じさせるに要する力(その反作用として、クランク機構に与える力)を、 $x$ 成分  $F_x$  と  $y$ 成分  $F_y$  に分けて示す。ここに、 $\omega$  は角振動数であり、時間  $t$  を用いると  $\theta = \omega t$  である。

表1の力の成分の合計が、 $\theta$ の値にかかわらず常にゼロになる条件、すなわちクラン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。

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

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

表1 リニアクランクの諸量の位置、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 バランス	$M_c$	$x = -L \cos \theta$ $y = -L \sin \theta$	$\dot{x} = L \omega \sin \theta$ $\dot{y} = -L \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = L \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = L \omega^2 \sin \theta$	$F_x = M_c L \omega^2 \cos \theta$ $F_y = M_c L \omega^2 \sin \theta$
第2カウンター バランス	$m_b$	$x = (r+l) \cos \theta$ $y = (r-l) \sin \theta$	$\dot{x} = -(r-l) \omega \sin \theta$ $\dot{y} = (r-l) \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = -(r-l) \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = -(r-l) \omega^2 \sin \theta$	$F_x = -m_b (r+l) \omega^2 \cos \theta$ $F_y = -m_b (r-l) \omega^2 \sin \theta$
ピストン	$m_p$	$x = 0$ $y = k + 2r \sin \theta$	$\dot{x} = 0$ $\dot{y} = 2r \omega \cos \theta$	$\ddot{x} = 0$ $\ddot{y} = -2r \omega^2 \sin \theta$	$F_x = 0$ $F_y = -2m_p r \omega^2 \sin \theta$

式(2)から式(1)を引くと、次式が得られる。

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

これは、遊星ギヤ上での、ピストン部と第2カウンターバランスとの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。

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

これは、遊星ギヤ、第2カウンターバランスおよびピストンの全質量と、第1カウンターバランスとの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、ピストンヘッドに加わる力が単純ではないため、ここでは取り扱わないこととする。

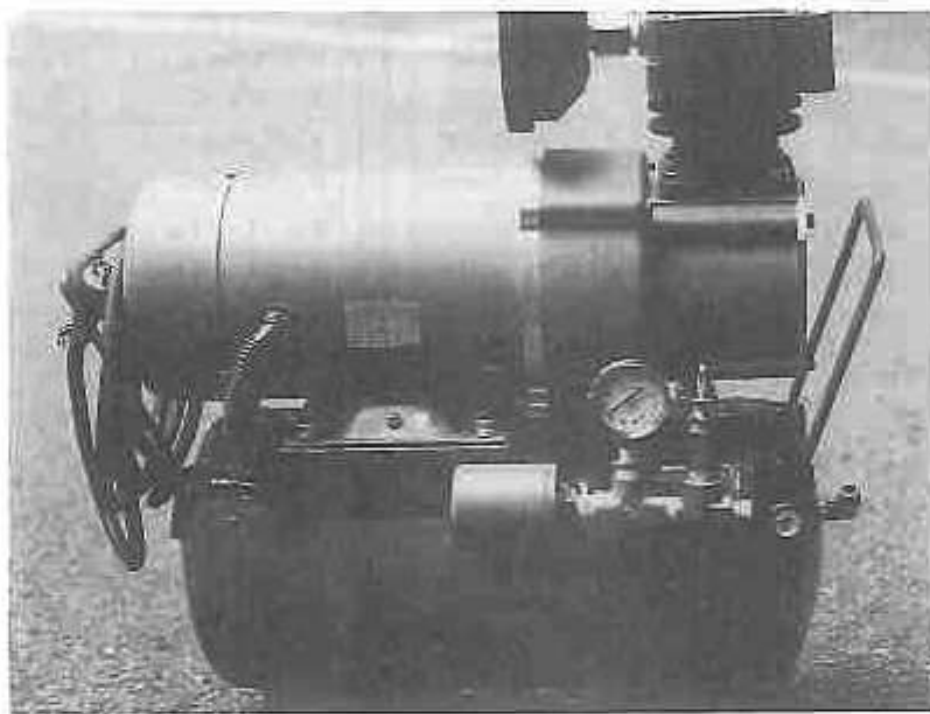
このリニアクランクを具体的に設計する手順の一例を示すと以下の通りである。

- (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カウンターバランスの質量  $m_b$  とその質量中心位置  $l$  のいずれかを設定する。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カウンターバランスの質量  $M_c$  とその質量中心位置  $L$  のいずれかを設定する。他方は、式(4)から決定する。

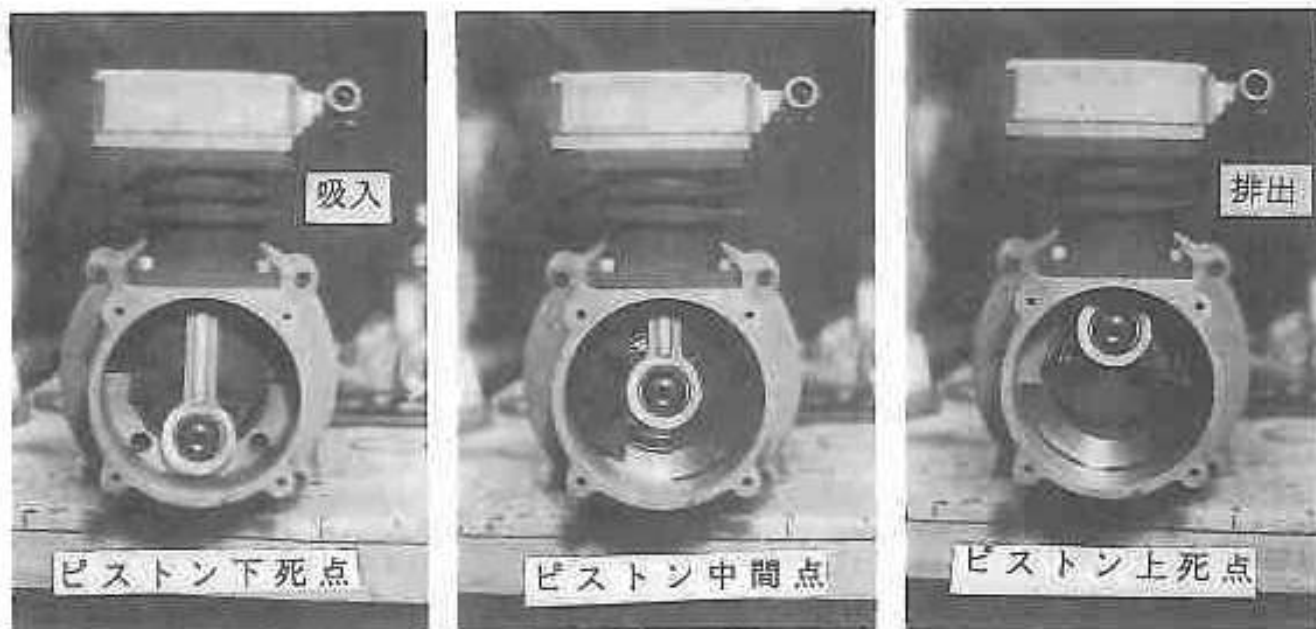
このようにして、無負荷時の動的平衡条件を満足するリニアクランクを設計することができる。

#### 4. 試作製品

波力水車にリニアクランクを用いた機器を接続するに先立ち、リニアクランクそのものの有用性を検証しておく必要があるため、動力として、既存の電動モーターを使用した試作品を作成した。写真2(a)は、動力として1KWの交流モーターを使用した一気筒のオイルレスのコンプレッサであり、写真2(b)は、そのピストンロッドが、上下に直線運動することを示している。製品の特性に



(a) 外観



(b) 軸の回転に伴うピストンの位置の変化

写真2 リニアクランクを用いた新型コンプレッサ





(a) 外観

写真3 リニアクランクを用いた新型真空ポンプ

いては現在計測中であるが、例えば、空気圧縮量は、圧力  $4 \text{ Kg/cm}^2$  において約  $190 \text{ l/min}$ 、圧力  $8.5 \text{ Kg/cm}^2$  において約  $120 \text{ l/min}$  と効率の良いものであることが確認された。

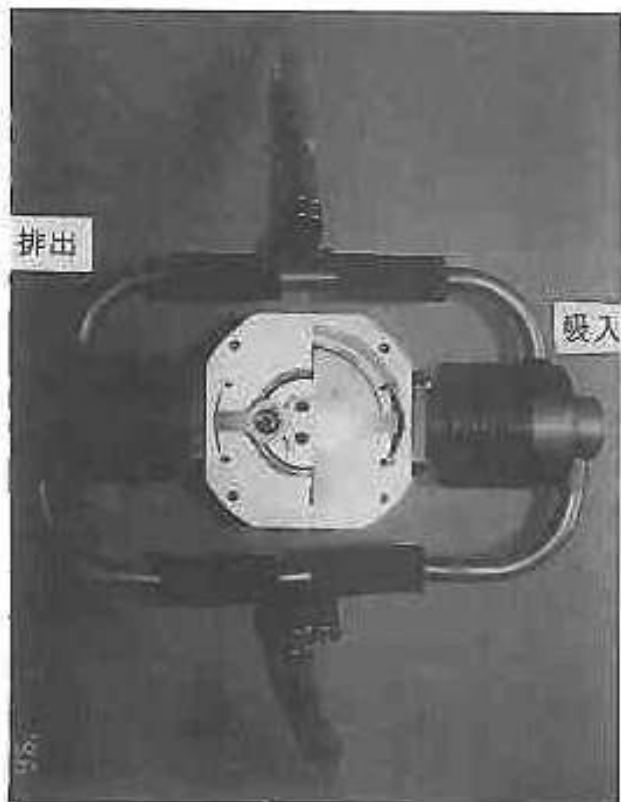
写真3(a)は、動力として  $90 \text{ W}$  の交流モーターを使用した水平二気筒の真空ポンプであり、写真3(b)は、そのピストンロッドが、左右に直線運動することを示している。製品の特徴の一例を示すと、吐出負荷が  $0.1 \sim 0.4$  気圧の場合の吸引負荷と吸入空気量との関係は、 $-650 \text{ mmHg}$  (水銀柱 $-650 \text{ mm}$ ) に対して約  $1 \sim 8 \text{ l/min}$ 、 $-500 \text{ mmHg}$  に対して約  $12 \sim 18 \text{ l/min}$ 、 $-150 \text{ mmHg}$  に対して約  $43 \sim 52 \text{ l/min}$  と極めて性能が良く、さらに、振動および摩擦発熱の少ない優れたものであった。

## 5. 結 語

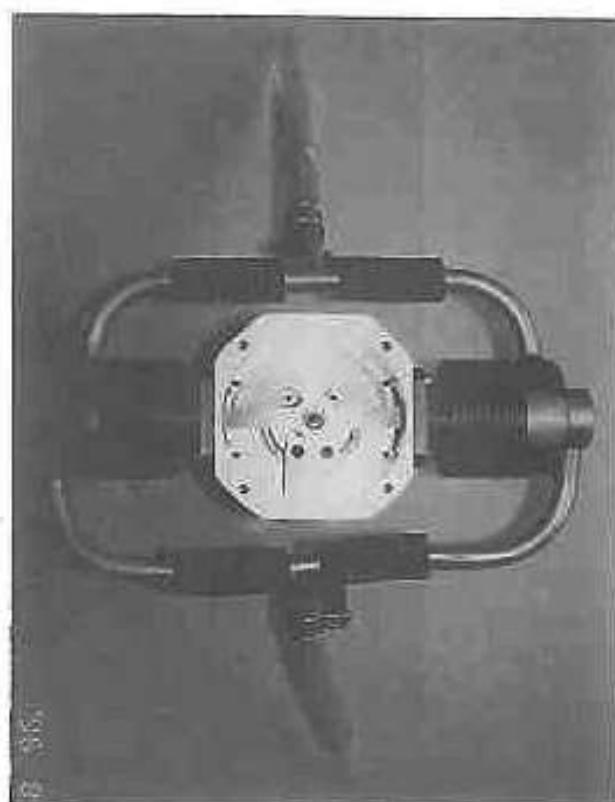
波力エネルギーを高い効率で抽出し得る波力水車を開発したが、これに、別途開発したリニアクランクを使うコンプレッサおよび真空ポンプなどを接続することにより、外部からのエネルギーを使用すること無く、すなわち自然のクリーンエネルギーのみを用いることにより、海岸海洋および沿岸地域の環境保全が可能になると考えられる。

例えば、波力水車により製造した圧縮空気あるいは減圧空気の利用法として、以下のようなことが考えられる。

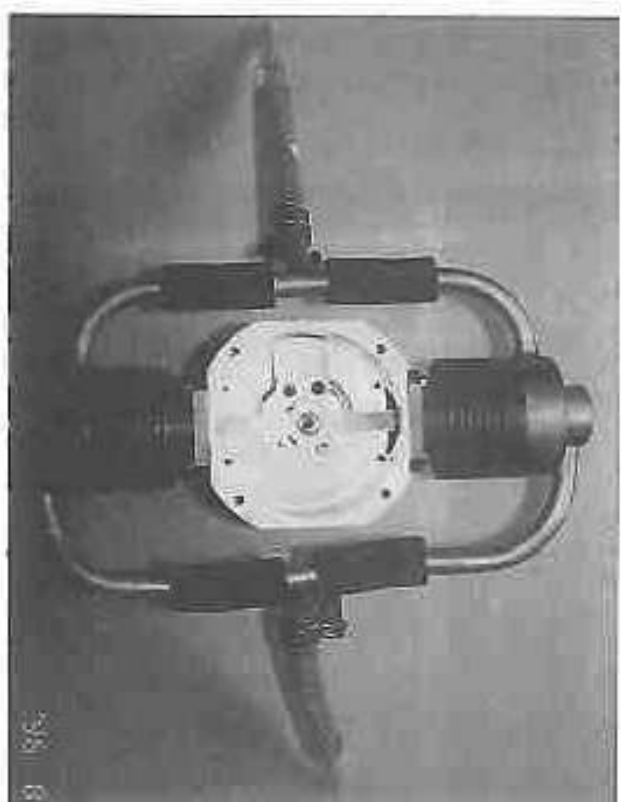
①海水の揚水とその利用、②流れの発生による海水の循環浄化、③貧酸素海域への空気注入による生態系改善、④上昇気泡が誘起する湧昇流による海底プランクトンの巻き上げ、⑤海水循環による結氷防止、⑥空気防波堤による消波、⑦断熱圧縮・膨張を利用する冷却、⑧砂のパイプ輸送 (サ



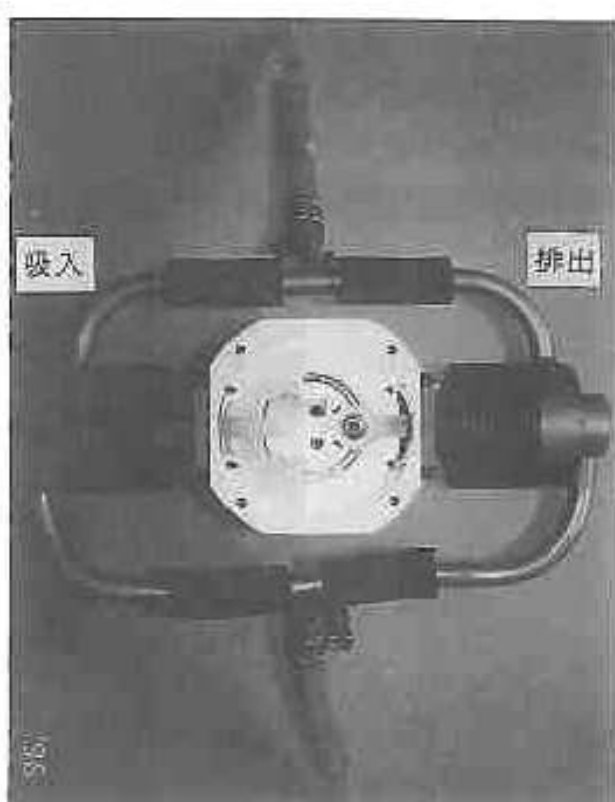
ピストン左死点



ピストン中間点



ピストン中間点



ピストン右死点

(b) 軸の回転に伴うピストンの位置の変化

写真3 リニアクランクを用いた新型真空ポンプ

ンドバイパス工法), ⑨流れの発生による漂砂制御, ⑩液状砂の吸い上げによる港湾浚渫, ⑪砂地盤内の水位制御による砂浜保全, ⑫圧縮空気による海底鉱物の吹き上げ採取, ⑬エアーモータによる発電とその利用, ⑭その他圧縮空気を動力とする種々の機器の使用, などが考えられるものであり, 本機器・システムの利用範囲は極めて広く, 今後この実用化について継続的に研究を進める予定である。最後に, 本研究を行うに際し, 有益な助言を賜った金沢大学機能機械工学科関係教官各位に対し, 深謝の意を表する。

#### 参 考 文 献

- 1) 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
- 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(2), 第 27 回海岸工学講演会論文集, pp. 114-118, 1980
- 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(3), 第 28 回海岸工学講演会論文集, pp. 589-593, 1981
- 4) 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
- 5) 小島明史・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
- 6) 堀田 平・鷺尾幸久・益田義雄・石田進一・宮崎武晃・工藤啓明: 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
- 7) 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
- 8) 高橋重雄・小島明史・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
- 9) 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
- 10) 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
- 11) 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
- 12) 近藤俊郎・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
- 13) 渡部富治・近藤俊郎・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
- 14) 近藤俊郎・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
- 15) 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
- 16) 古澤彰範・近藤俊郎・藤間 聡・長谷川寛也: 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
- 17) 高橋 徹: コンプレッサの設計, パワー社, 1986
- 18) 梶原滋美: ポンプとその使用法, 丸善, 1994

# 超低振動・超ロングストローク小型エンジンの開発

Development of Low Vibrating Small Engine with Long Stroke

○正 高地 健, 大貝 秀司 (ロングウェルジャパンKK)

正 石田 啓 (金沢大)

Kenn TAKACHI and Shuji OHOGAI, Long Well Japan Co., Ltd,  
Tsukuda3-16-22, Nishiyodogawaku, Ohosaka  
Hajime ISHIDA, Kanazawa University

This paper describes a small engine with a newly devised crank mechanism converting a reciprocating motion into a rotating motion through a connecting rod moving straightly by employing the hypocycloid techniques. The vibrations of this engine can be lowered by attaching two counter balancers to eliminate the two kinds of forces, the centrifugal force generated from a rotating planet gear within a fixed circle and the oscillating inertia force of the connecting rod and piston acting to the planet gear. This crank configuration can make the piston stroke so large that the torque of the power axis and the compression ratio of air in the piston cylinder may become large enough. Therefore, the presented engine is expected to be economical and to conserve the environments very well.

*Key Words:* Low Vibrating Engine, Long Stroke, Linear motion Connecting rod, Hypocycloid

## 1. 緒言

自動車などのエンジンにおいて、ピストンの直線的な往復運動を回転運動に変換するためのクランク機構には、Fig. 1に示すようなレシプロ式ピストンエンジンに代表される構造が多用されてきたが、この場合、ピストンヘッドに作用する燃発力 $F$ の余弦成分 $F \cos \theta$ がコンロッドに作用し、その力の回転方向成分が主軸の回転力(トルク)を生む一方、残りの動径方向成分は主軸に作用して不要な振動の発生原因となり、また燃発力の正弦成分 $F \sin \theta$ は、シリンダー内壁へ直接伝わり(スラストの発生)、壁面摩擦および横振動の発生原因となる。

このような不要な振動や摩擦を軽減・消滅するため、従来より、エンジンの多気筒化が進み、また大型ディーゼル機関ではクロスヘッド方式が採用され、またロンピック機構なども考案されたが、特に、採用車用に、ヴァンケルによるロータリーエンジンが実用化されたことは、周知の通りである。しかし、それらの代償として、構造が複雑になること、エンジン高が大きくなること、あるいは燃費が悪くなることなどの欠点が生じている。

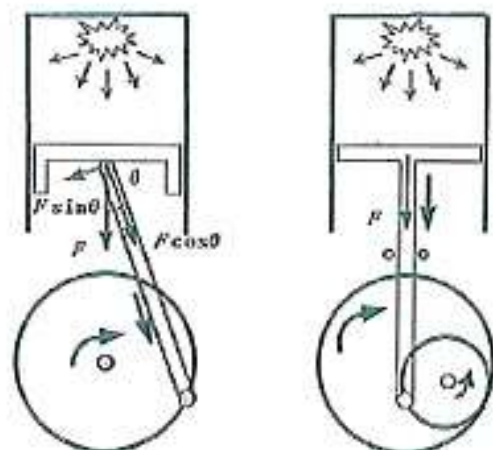


Fig. 1 Usual crank. Fig. 2 New LMC.

本論では、ハイポサイクロイド機構を用いることにより、まず第一に、従来のエンジンの欠点を克服した超低振動型のエンジンが作製できることを示し、さらに、本機構の幾何学的形状から、ピストンストロークを長く採り得ると言う利点を生かすことにより、トルクや燃費効率の面でも、優れたエンジンが得られることを示すものである。以下、その構造と力学理論を説明するが、さらに本論発表時には、既に製作した実物のエンジンの提示を行う。

## 2. リニア・モーション・コンロッド

Fig. 2は、本エンジンに採用したクランク機構の概要である。これは、内ギヤを持つ半径 $R$ の円の内部を、外ギヤを持つ半径 $R/2$ の遊星ギヤが内接回転する時、遊星ギヤの円周上の一点は、外円の直径上を移動するというハイポサイクロイド機構を利用するもので、Fig. 3に示すように、ピストンの往復運動を動力軸の回転運動に伝達・変換する際に、コンロッドは直線上を移動することが可能となる。以下、本機構をLMCと略記するが、本機構では、ピストンとシリンダーとの間のスラスト力や内壁摩擦力が発生しないため、エネルギー損失が少なく、またピストンストロークを長くし得るため、空気圧縮比およびピストン速度を大きくすることが可能となる。

しかし、このままでは、遊星ギヤが外円内部を回転する際、不均一な遠心力が発生し、クランク全体が横振動および横振動を生じ、さらに、ピストンの往復運動が、横振動の原因となる。したがって、これらの振動を消去することが本質的に重要となる。

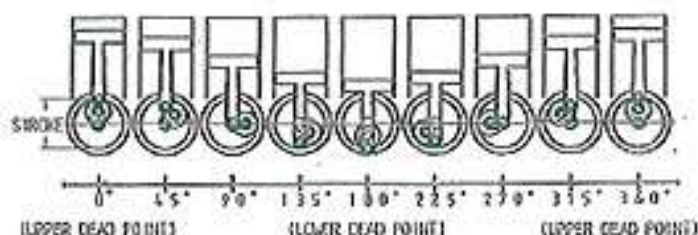


Fig. 3 Movement of LMC in one cycle.

### 3. 振動の消去

これらの振動は、2個のカウンターバランスを付加し、動的バランスを取ることににより、消去し得る。

Fig. 4に、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の内殻上に、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(半径 $r=R/2$ 、質量M)が取り付けられている。y軸上を移動する質量 $m_p$ のピストンの質量中心Dと、原標原点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スの質量を $m_k$ 、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スの質量を $M_c$ 、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、Fig. 5に示す様に、内殻がOのまわりで反時計回りに $\theta$ だけ回転すると、遊星ギヤはAの回りで時計回りに $2\theta$ 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 $\theta$ だけ回転する。遊星ギヤの内周上にピン結合されているコンロッドは、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内周との交点は終始x軸上を移動することから、 $OE=2r\sin\theta$ となる。以上から、遊星ギヤ、質量 $M_c$ の第1バランス、質量 $m_k$ の第2バランスおよびピストンの、それぞれの質量中心の移動位置が分かり、これらを時間微分して得られる加速度に質量を掛けることにより、クランクに加わる力が得られる。これらを、x成分とy成分に分けて示し、各成分の合計が、 $\theta$ にかかわらずゼロとしたクランクの動的平衡条件を求めると、

$$x \text{ 方向 } M_c L - [Mr + m_k(r+1)] = 0 \quad (1)$$

$$y \text{ 方向 } M_c L - [Mr + m_k(r-1) + 2m_p r] = 0 \quad (2)$$

となる。式(2)から式(1)を引くと、次式となる。

$$m_k l = m_p r \quad (3)$$

これは、遊星ギヤ上での、ピストン部と第2バランスとのA点回りの遠心力の釣り合い式でもある。

次に、式(1)に式(3)を代入し、lを消去すると、

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

となる。これは、遊星ギヤ、第2バランスおよびピストンの全質量と、第1バランスとのO点回りの遠心力の釣り合い式でもある。以上より、式(3)および式(4)を満たすように、各部分を想定配置すれば、無負荷状態における動的平衡状態が得られる。

### 4. 新型LMCエンジン

LMCの設計手順を示すと、①ピストン質量 $m_p$ を測定する。②遊星ギヤの半径rを測定する。③カウンターバランス質量 $m_k$ とその質量中心位置lを、式(3)より決定する。④遊星ギヤの質量Mを測定する。⑤カウンターバランス質量 $M_c$ とその質量中心位置Lを、式(4)より決定する。なお質量 $M_c$ 、M、 $m_p$ は、フライホイール質量に充当され、単にエンジンの重量増加になるのでは無い。

この手順により、実際に制作した36cc(シリンダの直径27mm、長さ60mm)のロングストロークの小型エンジンを、Photo. 1に示す。回転時の本エンジンの振動は、理論通りに極めて小さく、シリンダの摩擦発熱も少ない。

また、ロングストロークの利点として、同じ燃焼力に対し、得られる主軸トルクは大きくなり、さらに、シリンダ内の空気圧縮比を大きくし得るため、燃焼室を球形にすることが可能であり、燃焼効率の上昇が予想される。すなわち、本エンジンは、極めて優れた環境保全型エンジンであることが期待される。なお、LMC使用の1気筒コンプレッサと2気筒真空ポンプも既に作製しており、振動状況、圧縮空気流量、真空度などは極めて良好であるため、今後、エンジンと共に、それらの特性を計測する予定である。

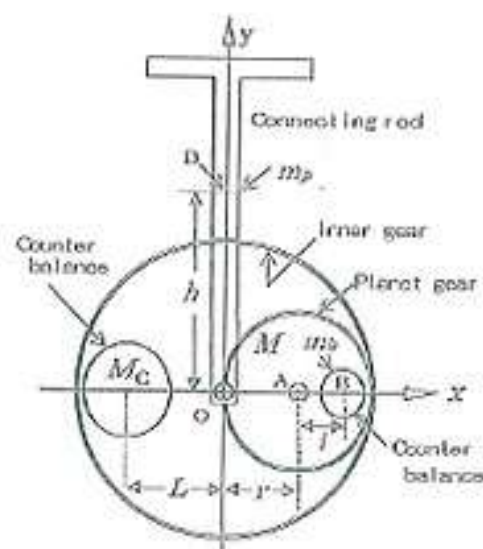


Fig. 4 Initial state of LMC.

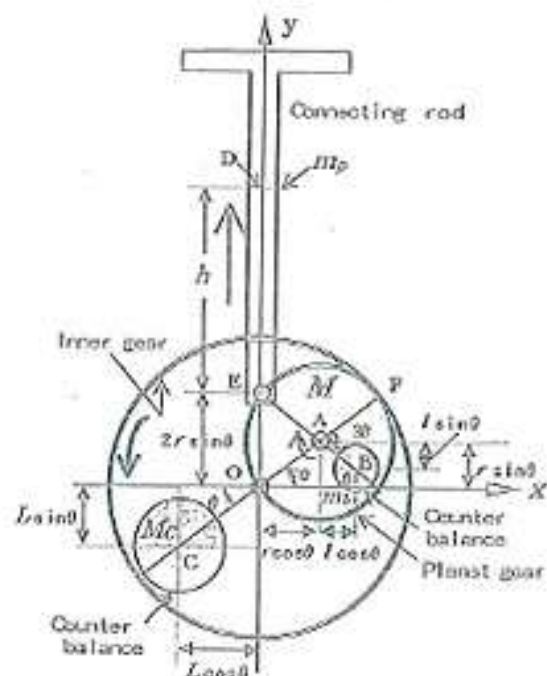


Fig. 5 Rotating position of LMC.

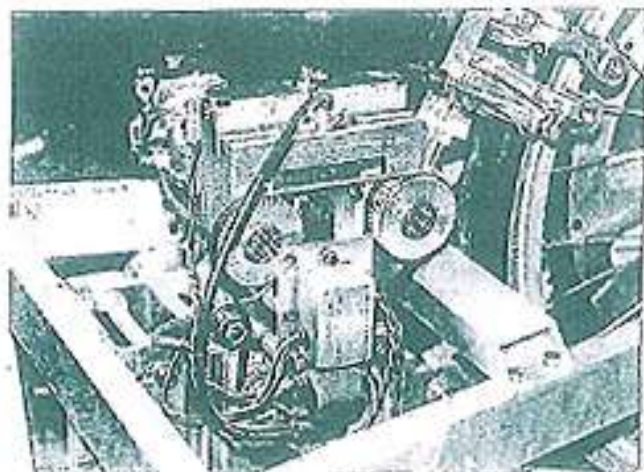


Photo. 1 New engine with LMC

# リニアクランク使用のノンフロン冷却装置の開発について

金沢大学工学部 正員 ○石田 啓  
ロングウェルジャパン KK 高地 健  
ロングウェルジャパン KK 大貝秀司

**1. 緒言** 人類にとって、現在最も深刻な問題の一つは、地球環境問題であろう。本問題は、我が国においては、1960年代以前には、特定の企業が地域住民に被害を与えるという産業公害の様相を呈するものであったが、1970年代に入ると、人間の生活活動の活発化に伴い、国民自身が排出する公害、すなわち生活公害が加わり始め、1980年代以後は、地球温暖化、オゾン層破壊、酸性雨害、森林の減少、大地の砂漠化、種の途絶、環境ホルモン問題などに代表される「地球環境問題」にまで広域化・深刻化してしまった。この延長線上には、海面上昇、食料やエネルギーなどの地球資源の枯渇、および後進国の人口爆発と先進国の少子化、といった一層徹底的な事態の発生が憂慮されるが、対応策としては、1997年に、地球温暖化防止の京都会議が開催され、CO<sub>2</sub>などの温暖化ガス抑制の必要性が検討された程度であり、これも技術的難題であることに加え、発展途上国と経済成熟国との意識の隔りが大きく、解決策は見出されていない。

1974年に初めて指摘されたフロンなどによるオゾン層の破壊は、紫外線の増加による動植物の成長阻害の原因となるため、ウィーン条約(1985)やモントリオール議定書(1987)によるフロン生産規制が実施され、特に日本では、1995年に生産全廃が決定されたが、既に製造されたフロン使用冷却機器は、カーエアコン、業務用冷凍空調機器、家庭用冷蔵庫など多数に及び、これらの撤廃後に要求される代替品の提供という面から、「ノンフロン冷却装置」の開発が急務となっている。

従来より、著者らは、自然エネルギーである波力エネルギーの抽出装置の開発や、リニアクランク使用の高効率完全燃焼型エンジンの製作など、地球環境保全に関連する分野の研究を行っているが、その一環として、ここでは、フロンなどの冷媒を使用せず、圧縮空気の断熱膨脹を利用する冷却装置の開発を紹介する。

**2. リニアクランクによるノンフロン型冷却装置の機構** 図1および図2は、2気筒リニアクランク機構を用いた断熱膨脹方式による冷却装置の概略を示すものであるが、リニアクランクとは、外円の半分の半径を持つ遊星ギヤが内接回転運動する時、遊星ギヤの円周上の一点は、外円の直径上を直線運動することを利用したものであり、したがってピストンヘッドと気筒内壁との摩擦が小さく、かつスラスト力の全く発生しない理想的なクランクである。特に、2気筒対向式の本装置の場合、左の気筒内の圧縮力は、ロッドを介して直接に右の気筒に伝達される利点があり、途中のエネルギー損失は数%程度と予想される。図1は、ロッドが右へ移動する位相であるが、外部圧縮機で製造した3.5~7.0kg/cm<sup>2</sup>の圧縮空気を、吸着式空気乾燥機により除湿した後(圧縮空気は常温)、左気筒内へ注入し、膨脹冷却させている状態である。この時、同時に、右の気筒で圧縮空気を製造し(高温になる)、これを空気冷却しながら左の気筒へ送り、外部圧縮機からの圧縮空気に加えることにより、ターボ方式と同じ方法でエネルギーの回収を行っている。図2の位相は、ロッドが左へ移動する位相であるが、左気筒内で膨脹冷却された空気を、外部放出している状態である。この時、同時に、右気筒内には、外部の大気が吸い込まれ、再び図1の位相になった時に圧縮される。

**3. 計測結果** 写真1は、このような2気筒の冷却装置を3段に重ね、初期位相を120度ずつずらせて、冷却空気の放出を平滑化した試作品である。気筒寸法は左右とも73mmφ×90mmであるが、この計測結果の一例を表1に示すと、例えば、左気筒への注入空気の圧力が7.0kg/cm<sup>2</sup>で温度が17.6℃の場合、放出される冷却空気は、温度が-78℃と極めて低くなり、大気圧換算放出空気量は約1297 l/minである。このような大きな温度降下は、従来、達成困難なものであった。この際、右気筒で製造される圧縮空気量は、外部圧縮機からの空気量の40%程度と大きく、エネルギー回収効率は、極めて良好であると言える。

4. 結語 本装置は、フロンガスなどの特殊な冷媒を全く用いることなく、空気の断熱膨張のみを利用する冷却装置であるため、地球環境保全を目的とした冷却装置として、極めて有用なものであると考えられる。特に、リニアクランクの効率の良さに加え、空気冷却時に、同時に圧縮空気を製造し得る利点があり、トータルのエネルギー効率の増加が顕著である。今後は、右気筒の大型化および、圧縮機の内臓化を目指す予定である。 参考文献 牧野 丹：全予測環境問題，三菱総合研究所，ダイヤモンド社，1997。

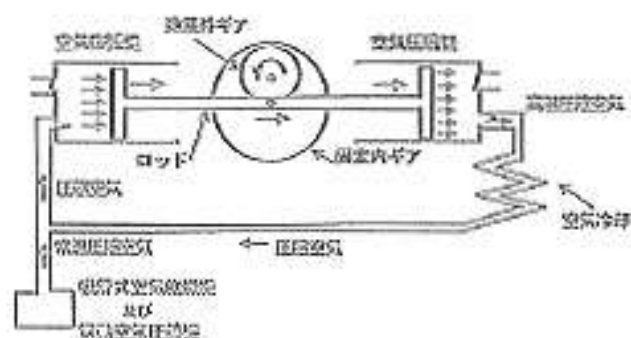


図1 圧縮空気の断熱膨張による冷却

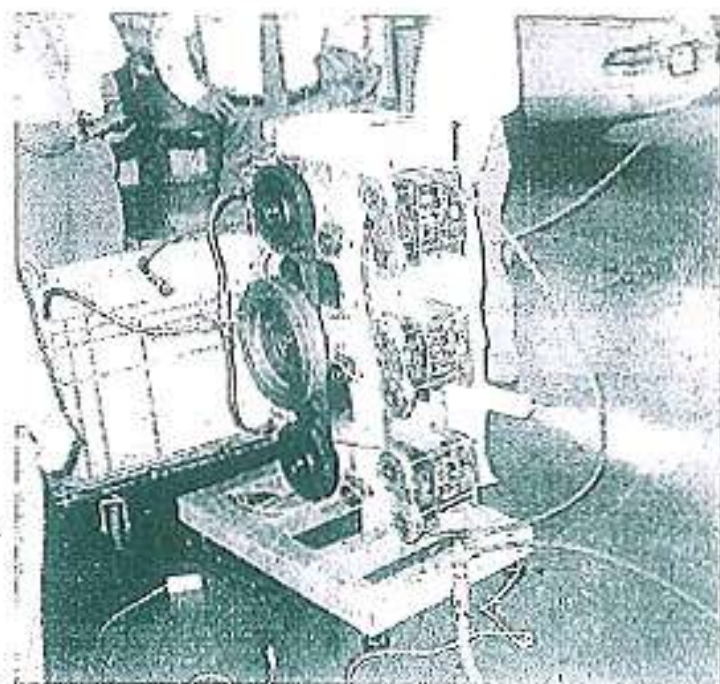


写真1 圧縮空気の断熱膨張による空気冷却装置

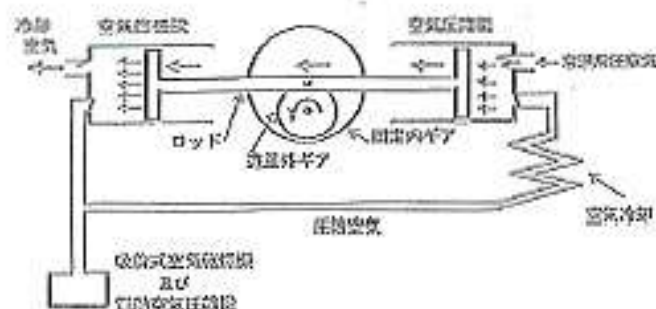


図2 冷却された空気が放出される状態

表1 冷却空気の製造に関する計測結果

圧力(kg/cm <sup>2</sup> )	入口温度(°C)	回転数(rpm)	換算流量(l/min)	出口温度(°C)
3.5	15.5		169.19	-36
4.0	16.0	135	305.15	-50
4.5	16.4	195	433.12	-59
5.0	16.6	263	588.57	-66
5.5	16.8	336	764.47	-70
6.0	17.1	373	910.72	-74
6.5	17.3	443	1077.99	-77
7.0	17.6	518	1297.27	-78

# 新型水車による流水エネルギー抽出装置の開発と現地設置

石田 啓\* ・川崎秀明\*\* ・渡部敏男\*\*\*  
高地 健\*\*\*\* ・大貝秀司\*\*\*\*\* ・楳田真也\*\*\*\*\*

開水路の流水からエネルギーを抽出する新型水車を考案し、模型実験により導流板による水寄せ装置を併用して、元の流水エネルギーの60%以上を抽出できることを実証した。本水車の外形はグリウス型揚力水車に近いが、平板状の羽が流水により揺動して水車トルクを発生する抗力水車であるため、製作が容易であり、波浪のような往復流にも使用できる。次に、羽の仰角の変化に伴う流況変化を数値解析で求め、羽への作用流体力の理論解析を行った。最後に、信濃川妙見堰魚道呼び水水路に設置した現地用の本水車をリアクランク式空気圧縮機と接続し、河川水中へ空気注入を行い、魚類の呼び寄せと水浄化に利用しようという事業を紹介する。

## 1. はじめに

人類存続のための新世紀の重要な課題は、食料の確保、エネルギーの安定供給および地球環境保全であるといわれているが、食糧増産や環境保全に実効を上げるためにも、エネルギー生産量の増加が不可欠であり、特に環境負荷の少ないクリーンエネルギーの開発が重要である。

現在、全世界の1次エネルギー生産の90%以上が化石燃料に依存するが、これは炭酸ガス問題が不可避であると共に、予想可採年数が100年程度と短い。一方、原子力発電は事故への危機感が増大し、ダム水力発電は自然破壊の象徴と見なされる現状では、これらの増強は容易でない(大前, 1999)。そこで自然エネルギーを利用するソーラー発電や風力発電の開発が始まったが、エネルギー密度が $1 \text{ kW/m}^2$ と小さい太陽光利用や適度に強い風の安定確保が困難な風力発電は、国内では小規模にならざるを得ない。その中で、水力発電の復活の重要性が指摘され始めたことは注目に値する(西沢・上埜, 2000)。

このような状況を踏まえ、本研究では、安定した河川流や長い海岸線に作用する海岸波浪などの流水エネルギーの利用の実用化を目指し、河川流および波浪の両方に使用できる新型水車を開発したが、まずその特性を検証する必要があるため、模型の水車を用いた開水路実験および数値解析による検討を行なう。次いで、信濃川妙見堰の魚道呼び水用の水路(幅1mで流速5~10 m/s)に設置する現地用の水車を製造し、この水車の回転力により空気圧縮機を駆動し、製造した圧縮空気を河川へ注入して、魚類の呼び寄せと河川水の空気浄化を試みる。

水車を羽(ブレード)に働く流体力により分類すると、流水が羽面に当たる力で回転する抗力水車と、羽を翼型などにすることにより生じる揚力で回転させる揚力水車

とに大別される。抗力水車は、羽への逆流領域の発生が問題となり、クロスフロー水車はこれを克服しているが、精密な導流装置が不可欠である(福富・中瀬ら, 1986)。

揚力水車の代表的なものであるグリウス水車(高松・古川ら, 1984)では、周速(水車外縁回転速度)が流速の数倍という高速回転が得られる反面、振動耐久性が悪く、かつ翼型羽が高価となる。本研究で開発した新型水車は、回転力の発生機構は抗力型であるが、流水中での羽の仰角は常に小さく、回転状態は揚力水車に近いので、両者の長所を合わせ持つ水車になることが期待される。

## 2. 新型水車の構造

本水車は、設置する流体場の状況に応じて、垂直軸回りに回転する縦軸水車としても、また水平軸回りに回転する横軸水車としても使用できる便利な構造になっているが、ここでは縦軸水車としての特性を検討する。

写真-1に模型実験に用いた水車を示す。この模型は、中心軸の回りに、羽を $40^\circ$ 間隔で配置した9枚羽の場合であるが、各羽は羽に固定された羽軸回りに、両方向に数十度の回転が可能になっており、さらに羽の回転角に応じて復元力が生じるように、羽軸と水車フランジ部との間に引っ張りバネが取り付けられている。

模型水車の寸法は、直径20 cm、高さ22 cm、羽幅4.5

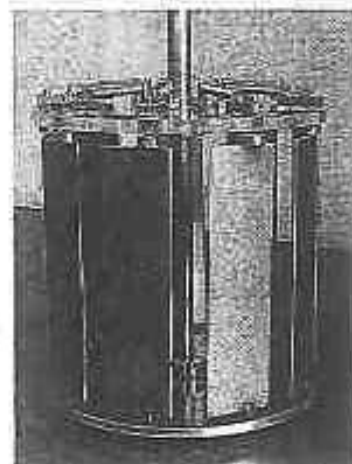


写真-1 模型の新型水車

\* 正会員 工学 金沢大学教授 土木建設工学科  
\*\* 正会員 工学 国土技術政策総合研究所 ダム研究部長  
\*\*\* 北陸地方整備局 信濃川工事事務所 機械課長  
\*\*\*\* 正会員 エル・ダブリュ・ジェイ(株)代表取締役  
\*\*\*\*\* エル・ダブリュ・ジェイ(株)常務取締役  
\*\*\*\*\* 正会員 工学 金沢大学助手 土木建設工学科



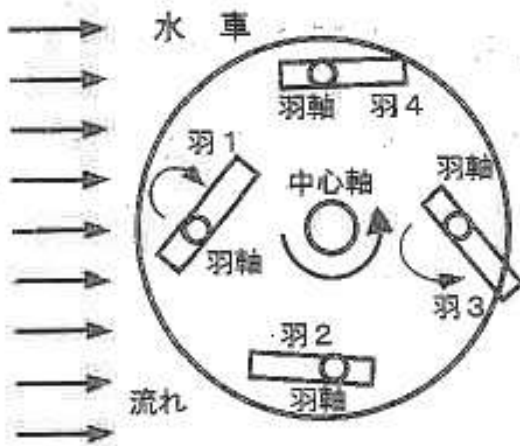


図-1 水車の羽の揺動回転による水車の回転

cm, 羽の鉛直方向長さ 17 cm, 中心軸と羽軸の間隔は 9 cm である。この羽が流体力を受けて水車の回転力を生み出す機構を図-1 に示す 4 枚羽の場合で説明すると、羽軸は羽幅の中央から偏心した位置（本模型では羽幅を 1:2 に内分する位置）に取り付けられているため、羽は流体力を受けると、バネ反力と釣り合うところまで羽軸回りに揺動回転し、そのため羽に直角に作用する流体力の作用線が水車中心からズレを生じ、その結果、水車軸回りのトルクが発生する。羽の回転角が図-1 のようになった場合は、流れの前面 ( $\theta=0^\circ$ ) の羽 1 および背面 ( $\theta=180^\circ$ ) の羽 3 の位置において大きな回転トルクが与えられる反面、水車側面の羽 2 ( $\theta=90^\circ$ ) および羽 4 ( $\theta=270^\circ$ ) の位置ではトルクは殆ど生じない。因みにダリウス水車では、 $\theta=90^\circ$  および  $270^\circ$  でトルクは極大になる。クロスフロー水車では、 $\theta=0^\circ \sim 180^\circ$  でトルクを生じ、逆流域の  $\theta=180^\circ \sim 360^\circ$  では、逆回転トルクが生じないように、流水が入り込まない構造になっている。

### 3. 模型実験

#### 3.1 実験装置

金沢大学工学部風洞実験室に設置されている長さ 12 m, 幅 40 cm, 深さ 30 cm, 水路勾配 1/500 の両面ガラス張りの開水路水槽に、写真-1 に示した模型水車を設置し、本水車が一方向流から抽出するエネルギー率（水車の出力ワット）を測定するため、水車軸に加えるトルクを断続的に変えながら、水車の回転数を測定した。

流れは、最大流量の場合でも、水深  $h=11$  cm で流速  $V=50$  cm/s と小さいため、図-2 に示すような不等辺直角三角形の“水寄せ装置”即ち導水装置を設置し、水路幅を 13 cm に絞った結果、縮流部の水深は  $h=16.5$  cm に、流速は  $V=110$  cm/s に増加した。

写真-2 は、縮流部に設置した水車のトルクおよび回転速度を測定しているところであり、水車上部に取り付けたトルク計の線形性は比較的良好であった。また、水

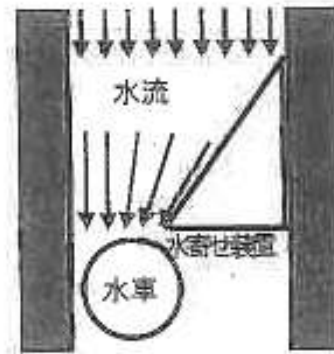


図-2 縮流導水装置

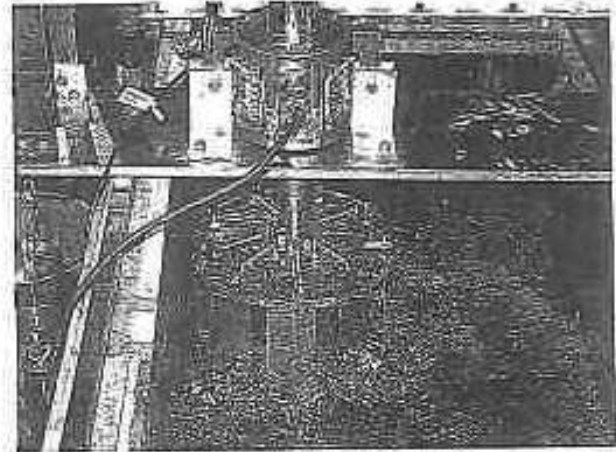


写真-2 模型水車の実験状況

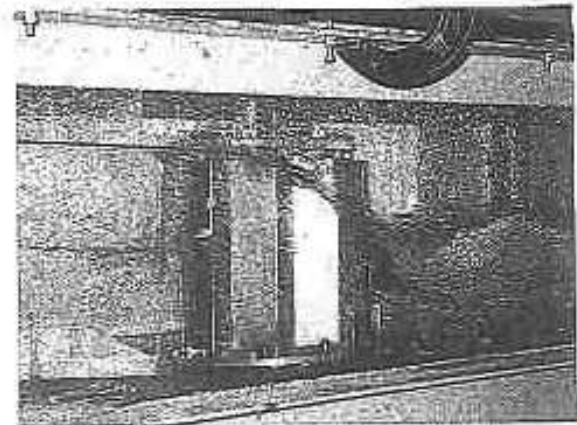


写真-3 回転する水車周辺の水位変化

車の回転速度は、非接触型回転計により検出した。

写真-3 は、回転する水車を側面から見たものであり、水車前面水位は上昇し、水車下流側水位は低下している。

#### 3.2 水車の抽出エネルギー

流水の持つ運動エネルギー率  $P$  (ワット: W) は、

$$P = \rho g Q \cdot V^2 / 2g = \rho A V^3 / 2 \dots \dots \dots (1)$$

で与えられる。ここに、 $\rho$  は流体密度、 $g$  は重力加速度、 $Q$  は単位時間当たりの流量、 $V$  は流速、 $A$  は流積である。

式(1)に、 $\rho=1,000$  kg/m<sup>3</sup>,  $A=0.11$  m $\times$ 0.4 m,  $V=0.5$  m/s を代入すると、本水路の流水のエネルギー率は  $P=2.75$  W となる。このような流水から水車によって抽

出できる運動エネルギーは、通常は全エネルギーの10~30%程度であり、このままでは $P=0.3\sim 0.8\text{ w}$ 程度が得られるだけであるが、前述した導水板によって縮流部の流速を増加させることにより、さらに大きなエネルギーを得ることが出来る。

縮流部に水車を設置すると、水車が流水の流下を阻止するため、水車全面での水深は $h=19\text{ cm}$ と大きくなり、流速は $V=82\text{ cm/s}$ に減少したが、この状況下で抽出されるエネルギーの測定を行なった。

水車によって抽出されるエネルギー $P(W)$ は、水車に働くトルクを $M(\text{kgf}\cdot\text{m})$ とし、水車軸の1分間当たりの回転数を $n(\text{r.p.m.})$ とすると、次式で与えられる。

$$P=1.029M\cdot n \dots\dots\dots(2)$$

実験では、水車軸に固定した円盤に半周ぶだけ巻きつけた $\phi=1\text{ mm}$ のステンレス製ワイヤーに吊り下げた錘を、断続的に増加させた時の周速度を計測したが、 $M=0$ の無負荷時の周速度 $U$ は $0.9\text{ m/s}$ となり、水車を設置する前の縮流部の流速 $V=1.1\text{ m/s}$ と同程度となる。さらにトルクの増加に伴って周速度は直線的に減少するが、トルクが $M=0.06\text{ kgf}\cdot\text{m}$ になると回転は止まる。この間の水車が発揮するエネルギー率 $P$ を図-4に示すと、回転数 $n=40\text{ r.p.m.}$ (周速 $U=0.42\text{ m/s}$ )付近で、

最大出力 $P_{\text{max}}=1.52\text{ w}$ が生じる。 $P_{\text{max}}$ を、導水板を置く以前の流水エネルギー $2.43\text{ w}$ と比較すると、本水車のエネルギー抽出率は、

$$\eta=1.52\text{ w}/2.43\text{ w}=63\% \dots\dots\dots(3)$$

という大きな値になる。このことは、元の流水の速度では不十分な場合には、水車に当てる流速を速くする必要があり、その結果、元の流水の運動エネルギーの60%以上を回収することができることを実証している。

なお $U=0.6\text{ m/s}$ 前後で $P$ に不連続性が発生しているが、現在、原因は不明である。

#### 4. 羽の回りの流況と羽に働く流体力

本水車は羽の仰角が流体力の変化により変化するため、水車に作用するトルクの数値計算は比較的難しい。

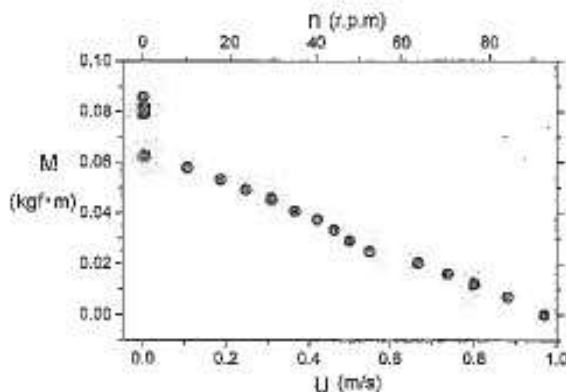


図-3 水車の回転数および周速とトルクの関係

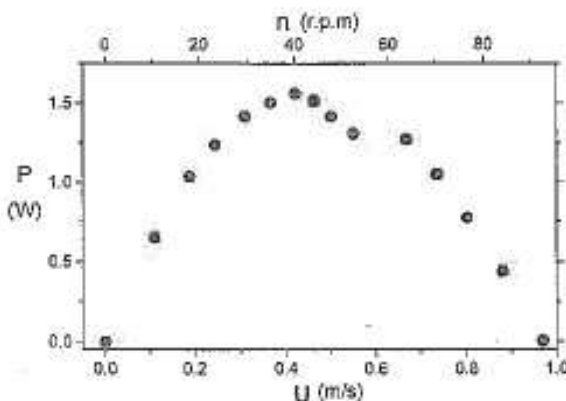


図-4 水車回転数および周速と出力エネルギーの関係

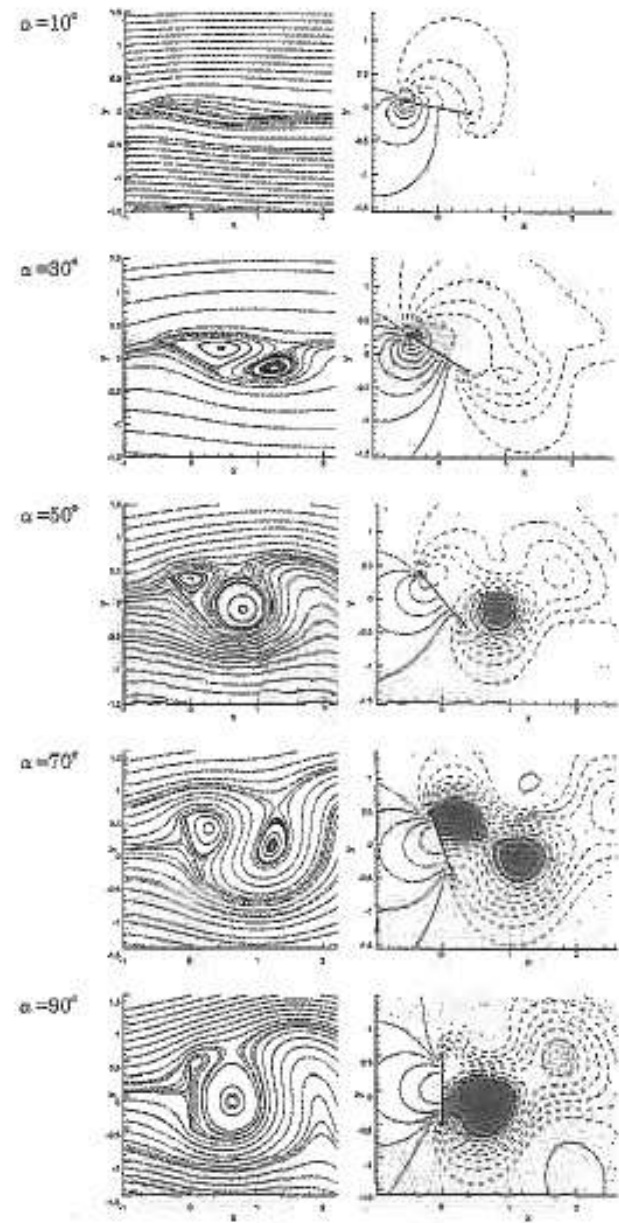


図-5 レイノルズ数 $Re=100$ の羽の周りの流況

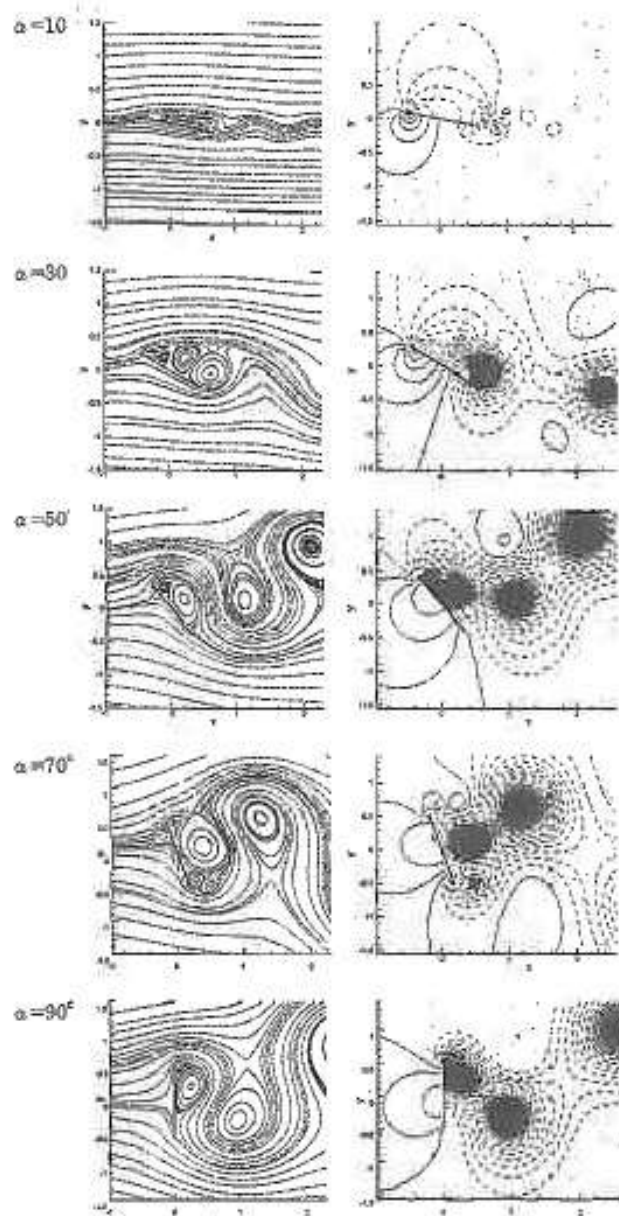


図-6 レイノルズ数  $Re=1000$  の羽の周りの流況

したがって本論文では、公転する水車内で自転する羽に作用する流体力を求めるための基礎計算として、ナビヤ・ストークス方程式を差分法で数値解析することにより、2次元一様流中の羽の仰角を順次変化させた時の、羽周辺の流線と等圧線を求め、これらの結果を図-5および図-6に示す。

図-5および図-6は、レイノルズ数  $Re=VD/\nu$  がそれぞれ100および1000の場合であり、計算には  $V, D, \nu$  の次元量に数値は与えず、 $Re$  の値のみを与えている。

乱流モデルは外挿していないが、後流渦の流下のために後流域は非定常となり、かつ複雑に乱れた状態になる。なお、図は一樣流を流し始めてから後流渦が流下し始め、さらに十分に時間が経過した時の計算結果である。

平板周辺流の代表長の選定は一義的ではないが、代表長  $D$  を境界層厚のオーダーと見なせば、本解析結果は、実験時の流速  $V=10\sim 100$  cm/s の範囲に相当する。

図-5の左列の流線図より、仰角  $\alpha$  が増加するに連れ、羽の流れへの遮蔽幅が増加するため、羽背後の後流渦径が大きくなるのが分る。それらに対応する右列の等圧線図は、上流部の圧力をゼロとし、正圧を実線で、負圧を破線で示し、さらに圧力値の高圧から低圧への変化を、明度の高低で示したが、圧力は羽前面で高く（明度は高く）、また羽背面で低く（明度は低く）なることが分る。

図-6は、図-5に比べて、流速の増加による後流域の乱れの増加傾向がうかがえるが、特に渦の発生個数が増加し、 $\alpha=50^\circ$ 以上では、カルマン渦列が顕著に表れる。本計算では、図-5および図-6共に、渦中心部の圧力水頭は  $p/\rho g = -V^2/2g$  程度まで低下し、これは実際の現象としての渦中心部での水面の窪みと大気の吸込を説明しているが、 $p/\rho g = -V^2/2g = -10.3$  m 即ち  $V=14$  m/s まではキャピテーションは発生しないことが分る。

図-7には、 $Re=1000$  の場合、本計算による羽面上の圧力分布から算出した羽に働く流体力が、仰角  $\alpha$  の変化に対し、どのように変化するかを示す。

通常、翼理論では、流体力の流れ方向力  $F_x$  および流れに直角方向力  $F_y$  を、それぞれ抗力および揚力と呼ぶため、ここでも、それらを  $(1/2)\rho LV^2$  で割ったものを、抗力係数  $C_D$  および揚力係数  $C_L$  と呼ぶが、ここでの揚力は、翼面の流速増加による圧力低下によって生じる力では無いため、発生原因から見れば抗力である。なお、 $L$  は羽の長さである。

図中の白丸の  $C_D$  の計算値は、 $\alpha$  の増加に伴い増加するが、 $L$  の代りに流れの遮蔽幅  $L\sin\alpha$  を使うと、 $\alpha=50^\circ\sim 90^\circ$  では  $C_D=3$  とほぼ一定値になる。一点鎖線は運動量理論から求めた板に当たる噴流が生じる流体力であり、変化傾向は計算値と同様であるが、後流渦による負圧の発生効果が考慮されないため、値は計算値より小さい。

$C_L$  は、黒丸で示したの計算値および実線で示した運動量理論値共に、 $\alpha=50^\circ\sim 60^\circ$  で最大となるが、計算値の方が大きい理由は、抗力の場合と同様、渦のためである。

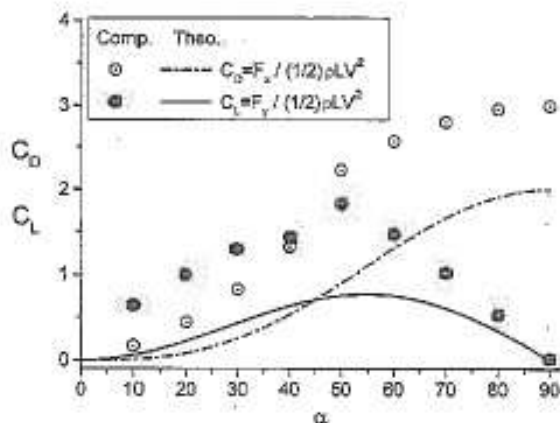


図-7 羽に働く抗力と揚力 ( $Re=1000$ )

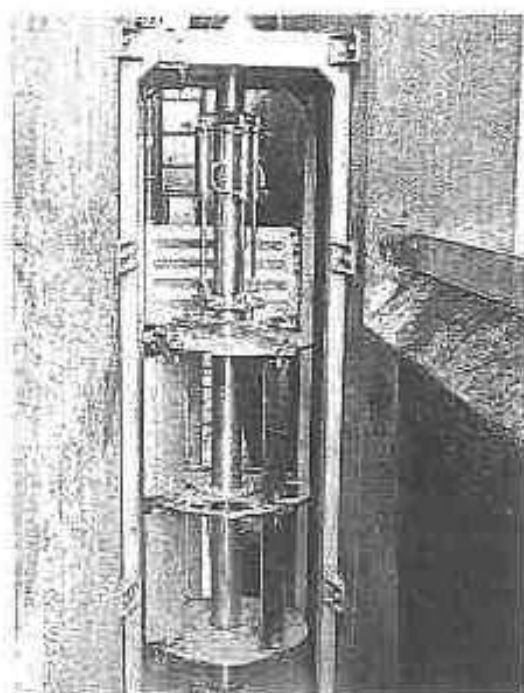


写真-4 現地用の本水車の設置

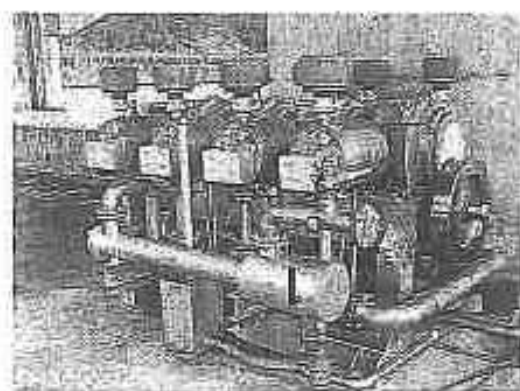


写真-5 設置したリニアクラック空気圧縮機

水車トルクの推算には、流体力と共に、水車羽の公転位置と流体力に依存する羽の仰角から求まる流体力の腕長が必要である。しかし腕長の算出は容易ではなく、現段階では、発生トルクの分布状況は不明確である。

### 5. 妙見堰に設置した水車と圧縮空気製造機

信濃川にある妙見堰の左右両岸に魚道が設置されており、この魚道への魚類の呼び寄せを目的として、河川流中に乱流域を創出するために高速流を放流する“魚道呼び水水路”が設けられている。そこで、さらに魚の呼び寄せ効果を高めるために、この水路に現地用の本水車を製作・設置し、この水車動力でもって圧縮空気を製造して、その圧縮空気を河川流中へ注入する試みを開始した。

水路は、深さが約 5.3 m、水路幅が 1 m、水深が約 1~2 m で、流速は、季節変動が激しいが、約 5~10 m/s の範囲にあるため、流水のエネルギーは、式(1)より、 $P=$

125~1000 kw にあると予測される。

現地設置した本水車を写真-4 に示す。水車は、幅 1 m で高さ 3.4 m の鋼材枠に、幅 18 cm の羽を 90°間隔に 4 枚配置したが、羽長の中央に補強用のフランジを入れて 2 段重ねにしたため、見かけ上、長さ 66 cm の羽が 8 枚になる。羽軸間の直径は 74 cm である。羽軸のパネは、圧縮空気で駆動制御できるように、空気パネを用いた。

写真-5 は、設置したリニアクラック使用のレシプロ式空気圧縮機であるが、ピストンクランクが直線運動するため、気筒内に潤滑油は不用で、製造空気は油分を含まず、生物環境に適する機器である(石田・高地・大貝, 2000)。本機は、自然エネルギーの変動に追従できるように、圧縮空気制御による 8 気筒自動 8 段階切り替え型になっており、同構造の 10 気筒の圧縮機 2 台が、既に沖縄の北部ダムの湖水浄化用に使用されている。本水車システムは、2002 年 3 月末から試験運用に入っており、取水口スクリーンと水寄せ等の改良を加えている。

### 6. 結 語

本研究により、模型の新型水車と水寄せ装置を併用することにより、開水路流から、元の状態の流水エネルギーの 60% 以上を抽出できることが明らかとなった。したがって、現地においても、適切な流速増速装置や構造物を工夫すれば、模型実験と同様に、効率良く流水エネルギーを抽出することが可能であると期待される。

解析面では、羽に働く流体力の解析が可能となったが、今後は、水車の公転による相対速度の発生を考慮すると共に、流体力の変化による羽の仰角の変化を考慮した非定常解析の検討が必要であろう。

本水車は海岸波浪用にも使用可能であるが、さらに風車への応用が可能であり、幅広い利用が期待される。

最後に、本研究の実行に際し、助力を賜った国土交通省北陸整備局信濃川工事事務所関係諸氏および当時金沢大学工学部学生の板谷城宏君に、深甚なる謝意を表す。

### 参 考 文 献

石田 啓・高地 健・大貝秀司 (2000): 波力水車とリニアクラック気筒による海中エアレーション装置の開発, 海洋開発論文集, Vol. 16, pp. 105-110.  
 大前 巖(1999): 二酸化炭素と地球環境, 中央新書, pp. 138-149.  
 高松康生・古川明徳・大熊九州男・下益康彦 (1984): グリウス形横流水車の流体性能に関する研究, 機械学会論文集 (B), 50 巻, pp. 2368-2377.  
 西澤親一・上笠貴 (2000): 人類は 80 年で滅亡する, 東洋経済新聞社, 378 p.  
 福富純一郎・中瀬敬之・山下弘之・蓮井伸二 (1986): クロスロー水車に関する研究, 機械学会論文集 (B), 52 巻, pp. 401-406.

# 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

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

石田 啓<sup>1</sup>・高地 健<sup>2</sup>・大貝秀司<sup>3</sup>

Hajime ISHIDA, Kenn TAKACHI and Shuji OHOGAI

<sup>1</sup>正会員 工博 金沢大学 教授 工学部土木建設工学科 (〒920-8567 金沢市小立野2-40-20)

<sup>2</sup>LWJ株式会社 代表取締役 (〒555-0001 大阪市西淀川区旭3-16-22)

<sup>3</sup>LWJ株式会社 取締役 (〒555-0001 大阪市西淀川区旭3-16-22)

This present paper shows the new machine to generate compressed air automatically by water waves. In the first place, 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 has 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り、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、エネルギーの採取・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kW<sup>1)</sup>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<sup>2)~10)</sup>、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<sup>11)~13)</sup>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取効率が良いが、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地域に与える省エネルギー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<sup>14)</sup>。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对の大きなギヤ（第1ギヤ）が左右に回転し、この回転力が、第1ギヤに外接したファンウェイクラップ内蔵の小さなギヤ（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、実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形水車や円形水車などについても、エネルギー伝達効率と耐久性を考慮した検討が必要である。

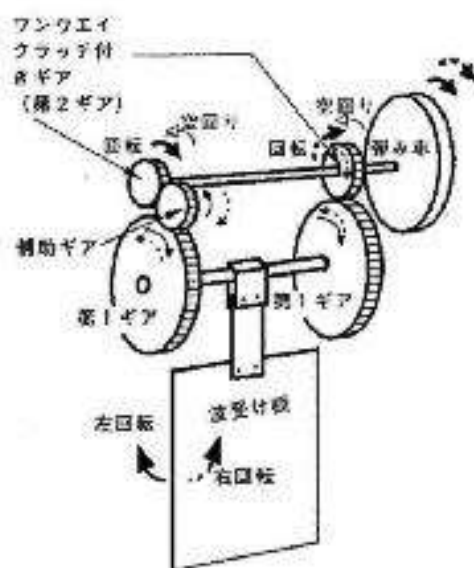


図-1 波力水車の原理

## 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<sup>(1)</sup>や真空ポンプ<sup>(2)</sup>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<sup>(3,4)</sup>を図-2に示すと、必要な力であるピストンヘッド駆動力 $F$ 、は、ピストンロッドに加わる力 $F$ に対し、 $F_x = F \cos \theta$ 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 $F_y = F \sin \theta$ 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。

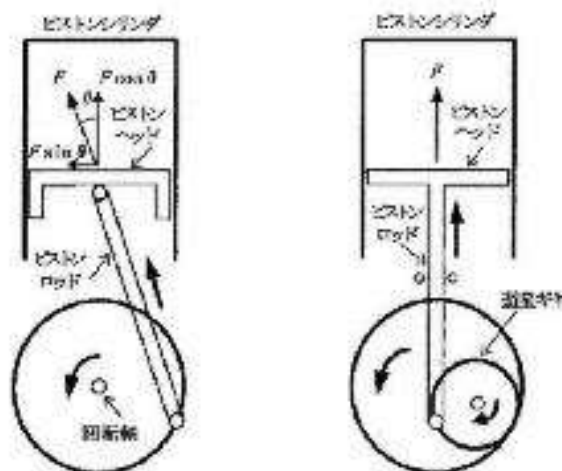


図-2 従来型クランク 図-3 新型リニアクランク

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

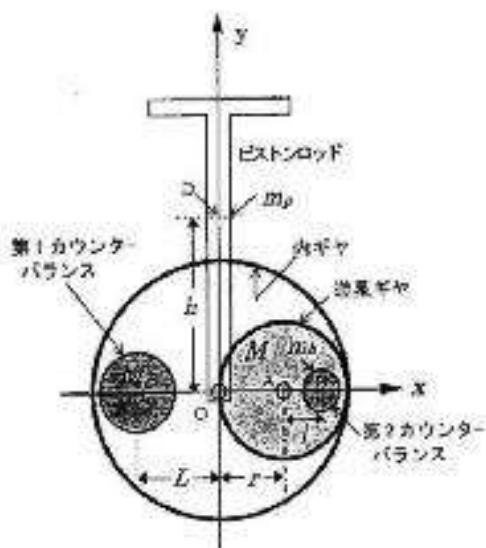


図-4 リニアクラークの緒量と位置 (初期状態)

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  $\theta$  だけ回転すると、遊星ギヤは  $A$  の回りで時計回りに  $2\theta$  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  $\theta$  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

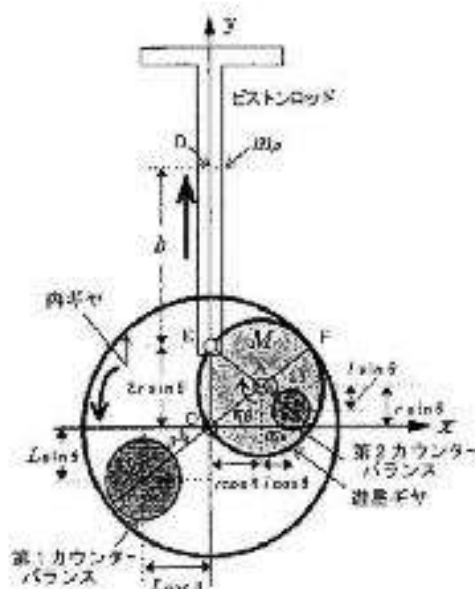


図-5 リニアクラークの緒量 (左回りに  $\theta$  回転)

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の方の成分の合計が、 $\theta$  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	座 位	速 度	加 速 度	力
遊星ギヤ	$M$	$x = r \cos \theta$ $y = r \sin \theta$	$\dot{x} = -r \sin \theta \dot{\theta}$ $\dot{y} = r \cos \theta \dot{\theta}$	$\ddot{x} = -r \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = -r \omega^2 \sin \theta$	$F_x = -M r \omega^2 \cos \theta$ $F_y = -M r \omega^2 \sin \theta$
第1カウンターバランサー	$M_c$	$x = -L \cos \theta$ $y = -L \sin \theta$	$\dot{x} = L \sin \theta \dot{\theta}$ $\dot{y} = -L \cos \theta \dot{\theta}$	$\ddot{x} = L \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = L \omega^2 \sin \theta$	$F_x = M_c L \omega^2 \cos \theta$ $F_y = M_c L \omega^2 \sin \theta$
第2カウンターバランサー	$m_b$	$x = (r+l) \cos \theta$ $y = (r-l) \sin \theta$	$\dot{x} = -(r+l) \sin \theta \dot{\theta}$ $\dot{y} = (r-l) \cos \theta \dot{\theta}$	$\ddot{x} = -(r+l) \omega^2 \cos \theta$ $\ddot{y} = -(r-l) \omega^2 \sin \theta$	$F_x = -m_b (r+l) \omega^2 \cos \theta$ $F_y = -m_b (r-l) \omega^2 \sin \theta$
ピストン	$m_p$	$x = 0$ $y = h + 2r \sin \theta$	$\dot{x} = 0$ $\dot{y} = 2r \cos \theta \dot{\theta}$	$\ddot{x} = 0$ $\ddot{y} = -2r \omega^2 \sin \theta$	$F_x = 0$ $F_y = -2 m_p r \omega^2 \sin \theta$

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。

このリアクランク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 $m_2$ とその質量中心位置 $l_2$ 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 $M_1$ とその質量中心位置 $l_1$ 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アクラン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の気筒であり、リアクラン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75cm<sup>3</sup>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 リニアクラン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 $\theta$ 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 $\theta$ 生じる間に製造される圧縮空気量 $Q$ は、 $Q = (4 \times 4 \times 3 \times \theta / 360^\circ) \times 75 \text{ cm}^3$ 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。

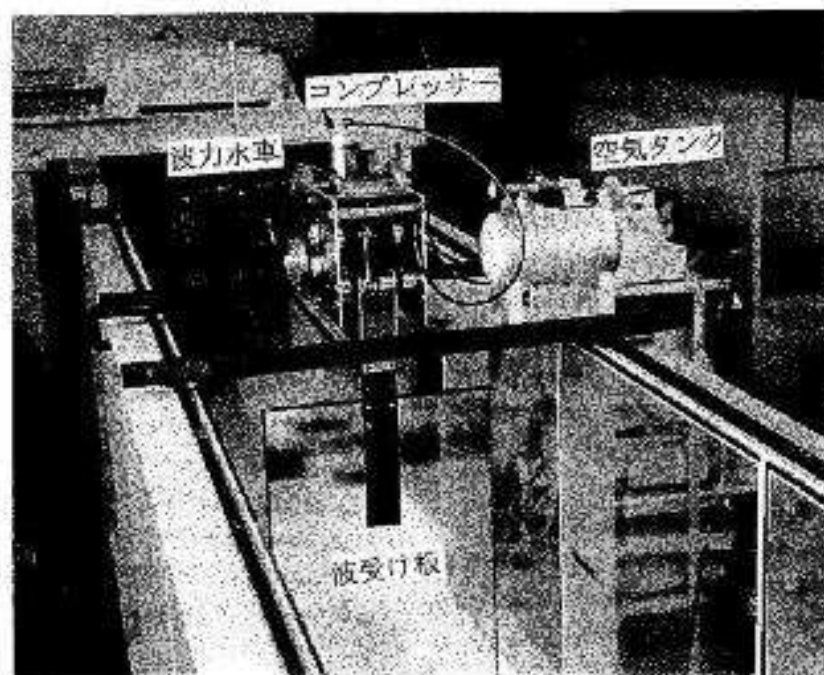


写真-2 圧縮空気放出実験のシステム

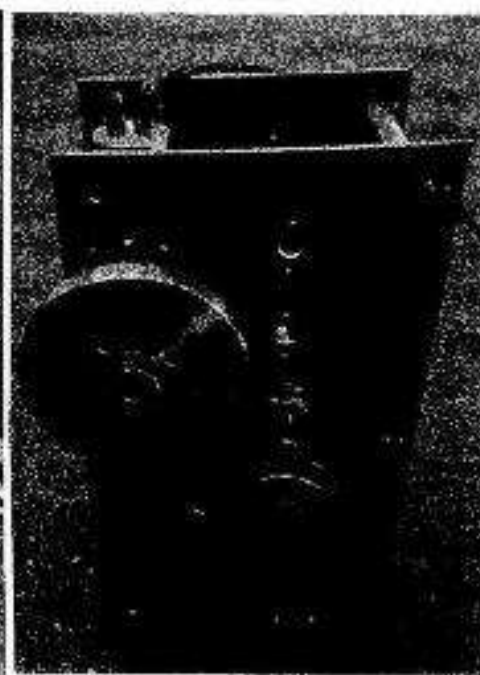


写真-3 実験に用いた波力水車



実験は、東洋建設株式会社磯屋研究所にある長さ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、水中への空気の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・光島型）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ー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、波液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・低騒音のリニアクラッチを使うコンプレッサー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するにより、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借しなかった、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（不動産建設）、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磯屋研究所の関係者に深謝の意を表す。

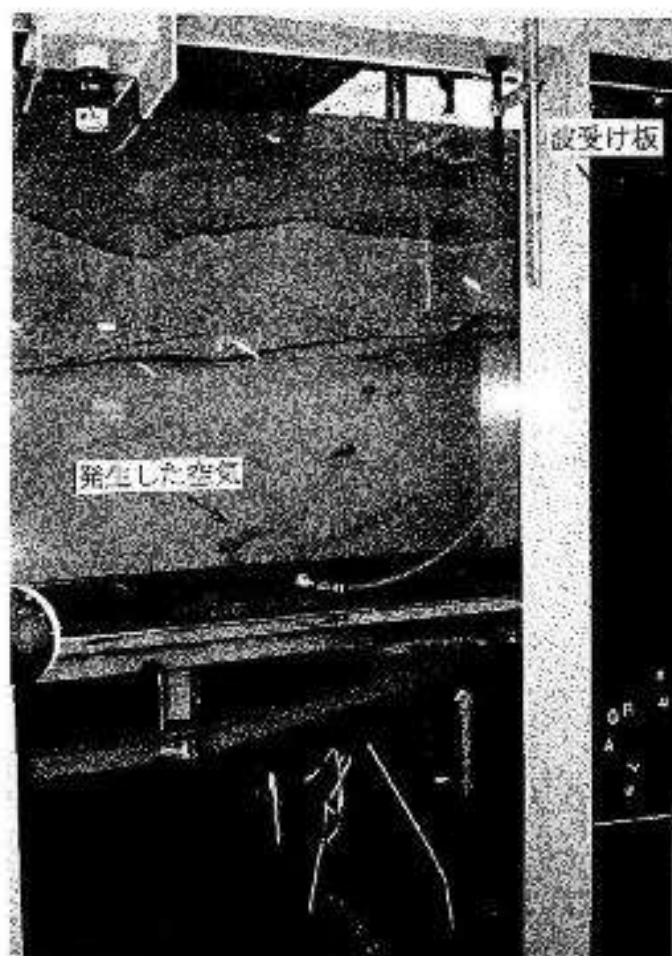


写真-4 規則波によるエアレーションの実験



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・葛尾幸久・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・鈴木謙司・合田良夫：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・葛尾幸久・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・鈴木謙司：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・中村幸明：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 敏・佐藤英資・佐藤榮司・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) 大澤弘敏・葛尾幸久・今井正明・岡本修三・中川寛之：神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) 近藤徹郎・谷野賢二・高橋幹夫・渡部富治・奥田敬海：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・近藤徹郎・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) 近藤徹郎・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・高橋哲英：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・近藤徹郎・藤間 聡・長谷川寛也：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) 長内敏治・近藤徹郎・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開発，海岸工学論文集，第45巻，pp. 1221-1225, 1998
- 21) 近藤徹郎・藤間 聡・加藤 浩・飯島 澄・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) 近藤徹郎・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・高田 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ックの開発—，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：ポンプとその応用法，丸善，1994
- 26) 井垣 久・中山英明・川島成平・安富祥典：機構学，朝倉書店，1995
- 27) 安田仁彦：機構学，コロナ社，1996

(2000. 4. 14受付)