振り子式波力エネルギー吸収装置による圧縮空気発生と消波特性に関する実験的研究

COMPRESSED AIR GENERATION AND WAVE ATTENUATION WITH A PENDULUM WAVE ENERGEY CONVERTER

大貝秀司[1]・楳田真也[2]・石田啓[3]
Shuji OGAI, Shinya UMEDA and Hajime ISHIDA

[1]金沢大学大学院自然科学研究科博士後期課程（〒920-1192 石川県金沢市角間町）
[2]正会員　博(工)　金沢大学講師　理工研究域環境デザイン学系（同上）
[3]フェロー　工博　金沢大学教授　理工研究域環境デザイン学系（同上）

This study concerns the original system of compressed air generation with a pendulum-type wave energy conversion device adjoining a coastal defense structure. The compressed air is available for water aeration in order to restore the water quality in coastal area. The objective of this study is to understand how much energy of incoming waves can be converted and attenuated by the system. A series of the system performance tests were carried out for the effects of wave and system loading conditions on energy conversion efficiency, wave reflection and pendulum motion. The test results show that the efficiency of the system reaches up to 34% and the system can operate with a high degree of efficiency under standing wave and high-load conditions. The optimal condition is where the wave period corresponds to the specific period of the pendulum flap. A reduction of wave reflection can be achieved by the pendulum motion on a wide range of wave condition. It is understood that the system has the two functions of wave energy utilizing and wave dissipating for incoming waves in coastal area.

Key Words : *Wave energy converter, wave attenuation, pendulum motion, compressed air generation, energy efficiency*

1．はじめに

波エネルギーは環境負荷の少ない再生可能なエネルギー資源の一つとして，その利用技術の開発が古くから行われてきたが，現在でも大規模な実用化には達していない．その主な原因として，波浪条件の変動性，費用対効果，耐久性や維持管理の問題などが指摘されている[1,2]．これらの問題を解決するため，著者らは，振り子式の波力エネルギー吸収装置に，往復運動を一方向回転へ効率的に変換するためのギア機構（波力水車と呼ぶ）を組み込み，空気コンプレッサを動かして，港湾や水産施設等におけるエアレーションに利用可能な圧縮空気を発生する一連のシステムの研究開発を進めてきた[3,4]．振り子式装置については，例えば渡部ら[5]の先駆的な研究成果が報告されているが，それは波力による発電を主な目的とするものであった．一方，波力を直接に圧縮空気として利用することは，従来の波力発電に比べて，発電機の水に対する脆弱さ，電力の不安定性や総合的な変換効率の低下等の問題を回避し，安全かつ容易に貯留可能で沿岸域での適地利用も図れる等の利点があり，前述の問題解決に非常に有効であると考えられる．

振り子式装置は単純な構造であるので，既存の海岸施設への設置，耐久性の確保や維持管理が潜在的に容易で，かつ消波効果も期待される．しかしながら，従来研究では，波動と波受け板の挙動の関係および消波特性に関する知見は十分とは言い難い．システムの安全性や最適化を検討する上では，システムの出力特性と共に，波動と波受け板の相互作用に関する基本特性を明らかにすることが不可欠である．これらに関する知見を蓄積し，本システムの進化を図ることは，波力エネルギーの実用化の進展に寄与すると考えられる．また，従来の理論解析では，板と波による水粒子の運動の差異が無視され，各種パラメータの設定方法に課題があるため，理論解析手法の改善を図る上でも，波と波受け板の運動特性に関する知見を得ることは重要である．

そこで本研究では，前報[4]で開発した振り子式波力エネルギー吸収装置をベースに，現地の高波浪に対して十分な耐久性を有するものにするため，波受け板のヒンジ回りの可動範囲を従来のものより拡大し，波受け板や動力伝達機構を強化した構造に改善し，その基本性能を把握するために室内実験を行っ

た．本研究の目的は，波浪条件に対する波受け板の運動や消波効果，空気発生量や空気出力および負荷と出力効率の変動特性を明らかにすることである．

2．圧縮空気生産システムの概要

波浪による波受け板の往復運動から圧縮空気を生産するシステムの全体像を**写真-1** は示し，波力水車とコンプレッサを**写真-2** に示す．波により波受け板はヒンジ回りに岸沖方向に動揺し，その往復運動は波力水車を通じて一方向の回転運動に変換され，コンプレッサを駆動して圧縮空気を生産する．圧縮空気はタンクを介し，管を通じて放出される．各構成要素の詳細は大貝ら[4]を参照されたい．ただし，本研究では現地設置を想定し，波受け板を大型化すると共に，大きな外力が波受け板に作用した場合に波受け板が幅広く回転でき，またメンテナンスの自由度を高められるように，各要素の設計を改良し，**写真-1** に示すように再配置を行っている．

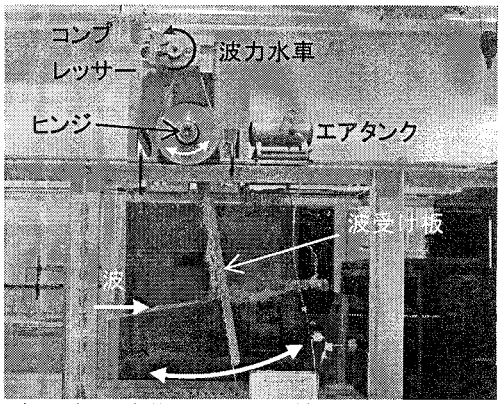


写真-1 振子式装置による圧縮空気発生システム

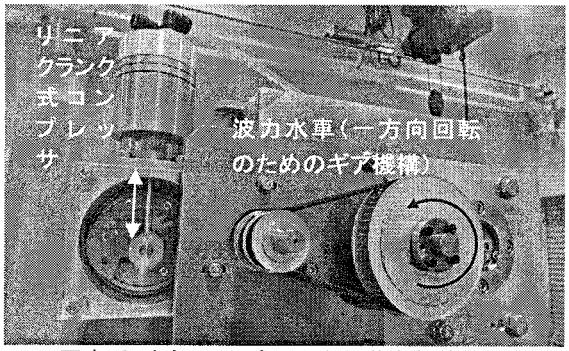


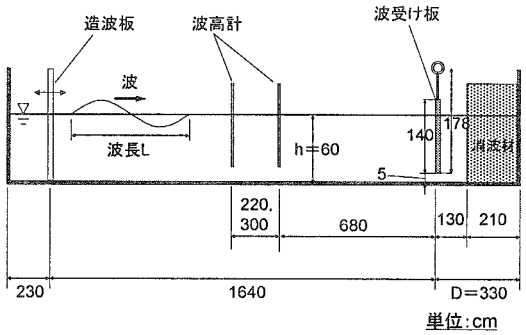
写真-2 空気コンプレッサと動力伝達機構

3．圧縮空気生産実験

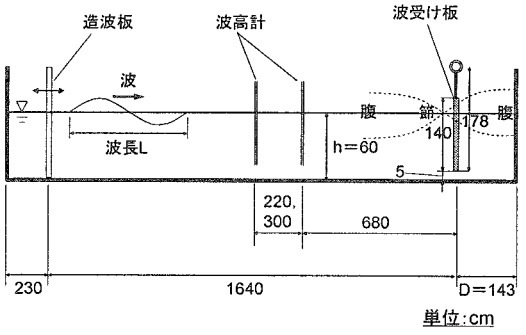
(1) 実験方法および実験条件

実験は**図-1** に示す長さ約 22m，幅 1m，深さ 1.8m の造波水槽に圧縮空気生産システムを設置し行なった．水深 0.6m とし，水槽の岸側端に消波材を設置し，部分重複波の状態（**図-1(a)**）と水槽岸側壁面で入射波がほぼ全反射する完全重複波の状態（**図-1(b)**）の 2 種類の実験を行った．部分重複波実験では，周期 T＝1 秒～5 秒，周期毎に砕波限界付近まで波高を徐々に増加させ，それぞれ 6～10 ケースの波を作用させた．造波板と波受け板の中間付近で波高を 2 点計測し，入反射分離を行った．入射波高は H_0＝2.4cm～25cm，水深波長比は h/L＝0.05～0.39，波形勾配は H_0/L＝0.002～0.16 の範囲であった．一方，完全重複波実験では，入射波周期を T＝3 秒に固定し，波受け板を重複波の節付近に設置した．入射波高は H_0＝4.4～14.5cm とし，砕波限界付近の最大波高を含む 8 ケースの実験を行った．

各実験では圧縮空気の発生量と圧力を同時計測し，時系列データを取得して，圧縮空気のエネルギー（空気出力）を求め，入射波エネルギーに対する出力効率を評価した．さらに，本実験で出力効率が高い値を示した波の条件（**表-1** 参照）で，管に取り付けたバルブを絞り，圧縮空気の生産に強制的な負荷を作用させた場合の実験も行い，空気発生量や圧力を同様に計測し，強制的負荷に対する空気出力や出力効率の変化についても考察した．本研究では，**表-1** に示すように強制的な負荷の有無と波の状態の違いによって，4 組の実験結果を整理した．



(a) 部分重複波状態の実験（消波材有り）



(b) 完全重複波状態の実験（消波材無し）

図-1 圧縮空気生産システムの造波実験の設定

表-1 圧縮空気生産実験の条件

空気生産負荷の状態	波の状態	計測数	波の周期 T(s)	入射波高 H_0(cm)	波の反射率（波受け板無し時）	波パワー E_0/B (W/m)
強制的負荷無し	部分重複波	68	1.0～5.0	2.4～25	0.04～0.5	0.7～118
	完全重複波	8	3.0	4.4～14.5	0.95～1.0	4.5～49
強制的負荷有り	部分重複波	14	3.0	17.3	0.47	78.1
	完全重複波	10	3.0	14.4	1.0	54.3

(2) 部分重複波状態における板の運動・消波・空気出力の基本特性に関する実験結果と考察

バルブによる強制的な負荷を作用させない場合の部分重複波による波受け板の振幅範囲の変化を図-2に示す．振幅範囲 θ は鉛直線を $\theta=0°$ とする角度で表し，波受け板の岸側への傾きを正値とした．周期別に見ると，入射波高の増加に連れて波受け板の振幅範囲が拡大する．また，図中△□◇で示した振幅の中心位置は波高の増加と伴に岸寄りに移動する傾向にあることが分かる．これは，波高増加に従って波形の上下非対称性が著しくなるため，波谷位相時に比べて波峰位相時に波受け板が岸側に大きく押し込まれることが主な理由である．図-3 は波受け板の振幅を示すものであるが，同一波高の場合，周期が長くなるに連れて波受け板の振幅は増加することが分かる．波受け板の振幅と入射波による水粒子軌道の水平方向長径 A との関係を図-4 に示す．水粒子軌道の長径 A は波受け板の水中部の重心（5 割水深付近）において微小振幅波理論に従って算定した値である．図-3 と比較すると，波受け板の振幅は波の周期に依らないで水粒子軌道のみである程度表現可能なことが分かる．また，振幅を角度から長さに換算した結果，波受け板の中央付近において，板の水平方向の振れ幅は算定された水粒子軌道の長径 A とほぼ同じであることが確認された．ただし，比較的波高が高く，周期が短くなると，その振れ幅は算定された水粒子軌道より 1～3 割程度長いことが分かった．

次に，波受け板の存在による波の反射低減効果についての結果を図-5 に示す．図-5(a)は波受け板を取り外し，水槽内には消波材のみ設置した状態，図-5(b)は波受け板と消波材を設置した状態で波高計測を行い，入反射分離して求められた入射波高と反射率を示すものである．反射率は波受け板の有無に関わらず入射波高と伴に増加傾向にあるが，同一波高で見ると，波受け板の存在によって反射率は全体的に低下することが分かる．反射率の低下の度合いは周期や波高によって異なるが，周期 T=3 秒で入射波高が比較的高い条件において反射低減効果が最も高く，反射率を約 0.4 から 0.2 に半減できる．

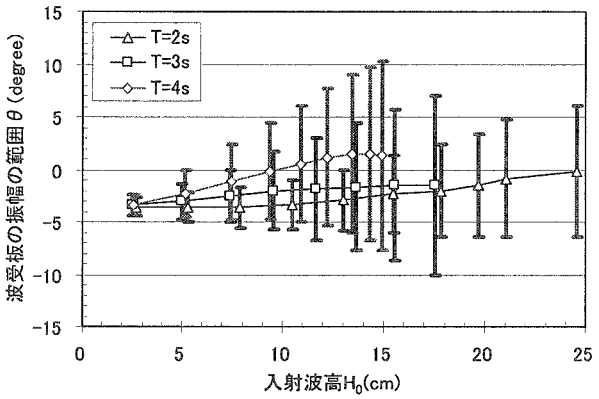


図-2 波による波受け板の振幅範囲の変化

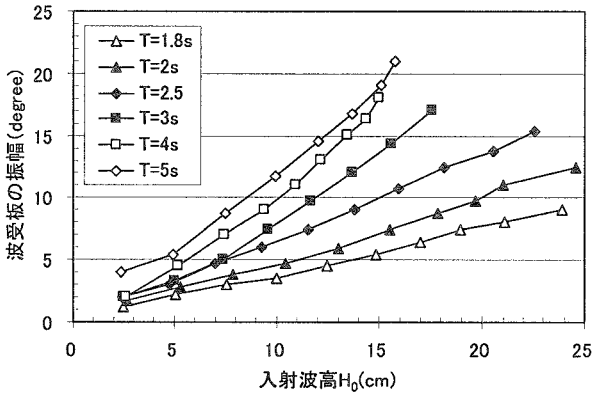


図-3 波受板の振幅と波高・周期の関係

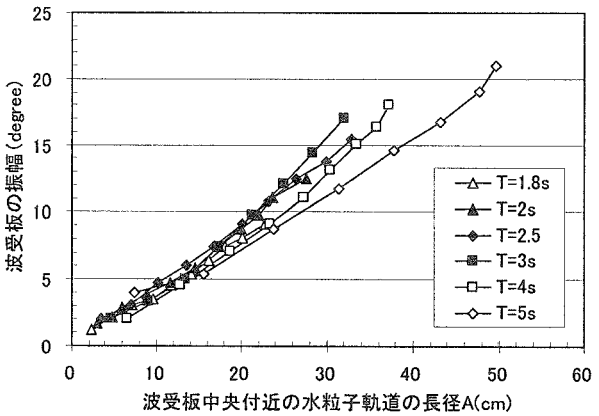
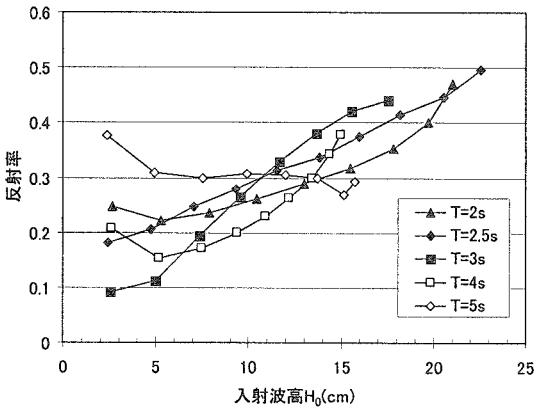
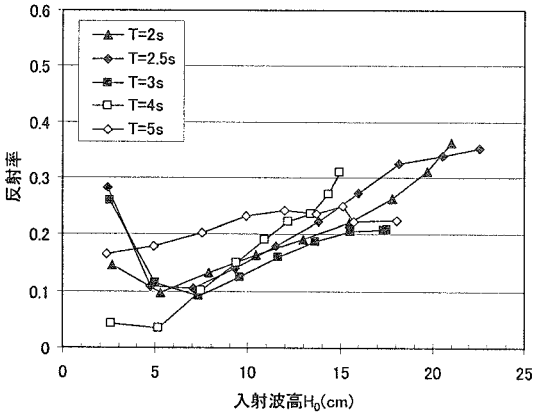


図-4 波受け板の振幅と水粒子軌道の関係



(a)波受け板が無い場合



(b)波受け板がある場合

図-5 波受け板の有無による反射率の変化

なお，T＝2.5 秒と 3 秒の入射波高が最も小さい条件では，波受け板の振幅が十分でないため，反射率が波受け板の存在によって増加する現象も見られた．一方，T＝4 秒と 5 秒の波では，波高が小さいほど波受け板による反射低減効果が高いことが分かった．

図-6 は波による空気発生量の時間平均値の変化を示したものである．波高の増加につれて，空気発生量も増加し，波高が同じでも波の周期によって空気発生量が異なり，本システムでは周期 T＝3 秒前後の波で空気発生量がピークをとる．なお，圧縮空気の時間平均圧力に関しても，上記の空気発生量と同様の変化特性が確認された．次に，図-6 に示した平均空気発生量を，波受け板の振幅を波の周期で除した値で定義した波受け板の平均的な角速度を用いて整理した結果を図-7 に示す．周期が比較的短い場合を除いて，空気発生量は波受け板の平均角速度の関数として良好に表現しうることが分かる．

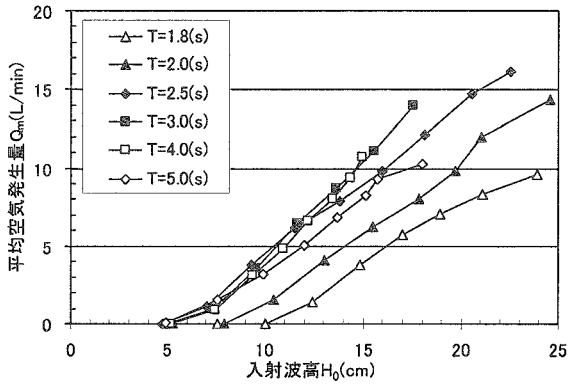


図-6 波による空気発生量の変化

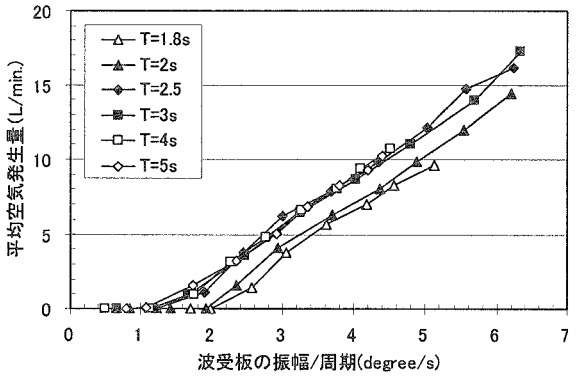


図-7 空気発生量と波受板の平均角速度の関係

以上の測定された入射波高 H_0，空気発生量 Q および圧力 p より，入射波の持つエネルギーE_0 と生産された圧縮空気の持つ出力エネルギーP をそれぞれ次式で定義した．

$$E_0 = \frac{1}{8}\rho g C_G B H_0^2 \qquad (1)$$

$$P = (p - p_a)Q \qquad (2)$$

ここで，ρg は水の単位体積重量，C_G は群速度，B は波受け板の幅，p_a は大気圧である．これより求めた入射波エネルギーに対する空気出力の変化を図-8 に示す．全体的に波エネルギーの増加につれて空気出力も増加する傾向にあるが，波エネルギーが同一であっても波の周期によって空気出力が異なる．同一の波エネルギーでは，周期 T＝2.5 秒や 3 秒の波に対して空気出力が最も高く，出力効率が良くなることが分かる．この周期特性は波受け板の固有周期との関係が強いと考えられる．波受け板の水中での固有周期は振幅減衰が大きいため，直接測定することは不可能であったが，コンプレッサへの動力伝達機構を解除し，排水して空気中で波受け板を自由振動させて測定した固有周期は約 2.5 秒であった．一方，波受け板と同じ長さの質点系の単振り子の固有周期は約 2.7 秒と算定される．水中での波受け板の固有振動数は付加質量を考慮すると，これら 2 つの値の間にあると推測され，それは空気出力効率が高くなる波の周期 2.5 秒～3.0 秒とほぼ対応する．なお，波と波受け板の運動に関する理論解析は浅野 [6]，渡部ら [5]，玉置ら [7]に詳しく，出力効率が最大となる条件として，入射波周期と波受け板系の固有周期の一致および負荷係数と造波減衰係数の一致を挙げている．負荷の影響に関する結果を次節に示す．

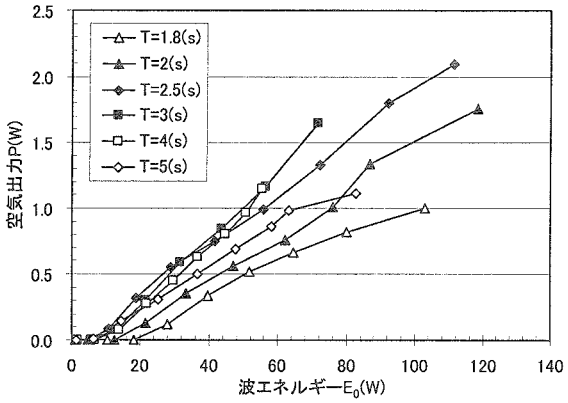
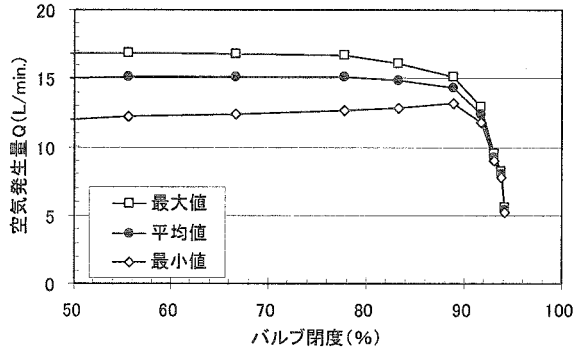


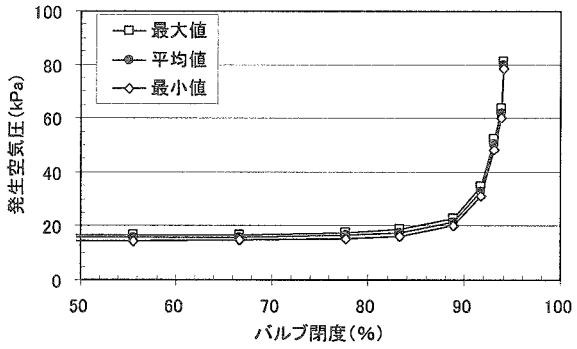
図-8 波エネルギーに対する圧縮空気出力の変化

(3) 強制的負荷による空気出力の変化に関する実験結果および考察

圧縮空気の放出管に取り付けたバルブの絞りを調整し，空気生産システムに強制的な負荷を作用させた場合について，発生空気量および空気圧とバルブ閉度との関係を図-9 に示す．波は前節と同様に部分重複波の状態で，出力効率が比較的高い条件であった周期 T＝3 秒，入射波高 H_0＝17.3cm に固定した（表-1）．バルブを 80%程度に閉めると，空気発生量は減少し，同時に圧力が急激に上昇し始める．図中には，それぞれの時間平均値と伴に，変動幅を示すため最大・最小値を示しているが，圧力の方が相対的な変動幅が小さく安定し，空気量はバルブを閉めて高圧になると安定することが分かる．平均流量と圧力を用いて(2)式より求めた空気出力を図-10 に示すが，バルブ閉度が 80%前後から空気出力は増加し，ピーク出力 8.4W に達した後，さらにバルブを閉めると出力は減少する．なお，このピーク時の出力効率$\eta = P/E_0$ は約 12%である（図-15 参照）．



(a) 空気発生量



(b) 発生空気の圧力

図-9 バルブ負荷に対する空気発生量と圧力の変化

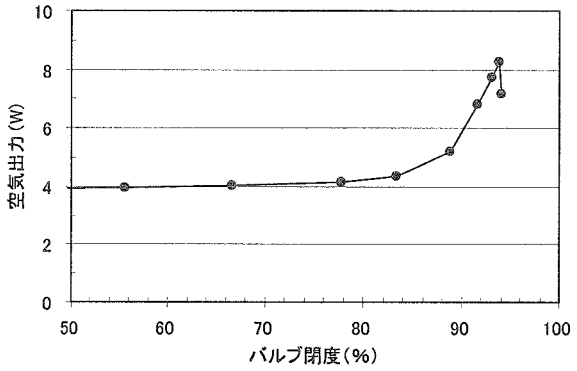


図-10 バルブ負荷に対する空気出力の変化

(4) 完全重複波の場合の実験結果および考察

水槽岸側壁面で入射波がほぼ完全反射する状態で，波受け板を重複波の節付近に設置した場合の結果を示す．波は(2)節の結果，出力効率が比較的高い条件であった周期 T＝3 秒を対象にした（表-1 参照）．図-11 は強制的負荷が無い場合の入射波高に対する波受け板の振幅幅の変化を示すもので，比較のため，(2)節の部分重複波の結果も含んでいる．両者とも波高の増加と伴に波受け板の振幅が岸沖方向に拡大するのであるが，完全重複波の方が同一の入射波高に対して波受け板の振幅は大きくなる．完全重複波の節位置においては，波による水粒子軌道は水平で，流速や軌道が理論上は入射波成分の 2 倍となり，波受け板を動かす力のモーメントが増大するので，板の振幅も大きくなる．なお，5 割水深付近に位置する波受け板水中部分の中央の水平振幅は，完全重複波の理論上の水粒子軌道の長径 A とほぼ対応していることが実験結果から確認された．

図-12 は波受け板の存在による波の反射低減効果を示すもので，図中の●■は波受け板により圧縮空気生産を行った場合，○□は波受け板を水中に入れない場合の反射率を表す．圧縮空気生産を伴う波受け板の存在によって，完全重複波の場合でも反射率をある程度低減可能であることが分かる．低減率は波高の増大と伴に減少傾向にあるものの，本実験条件の範囲では 2～3 割程度である．

完全重複波と部分重複波における入射波エネルギーに対する空気出力の変化を図-13 に示す．完全重複波の空気出力は部分重複波の場合の 1.5～2.0 倍程度の高出力が得られること，入射波エネルギー

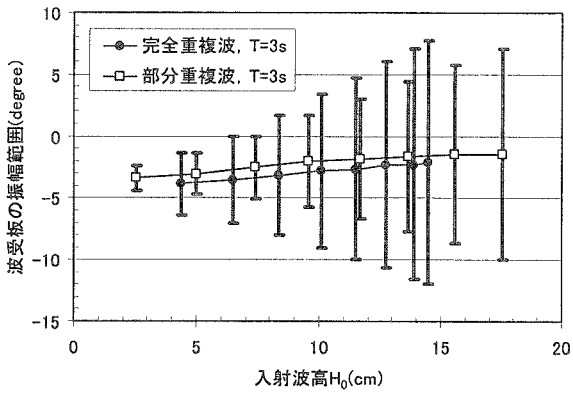


図-11 完全重複波と部分重複波における波受け板の振幅範囲（バルブによる強制的負荷が無い場合）

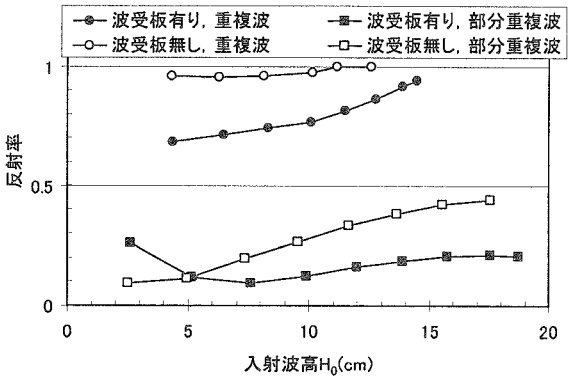


図-12 波受け板の有無による反射率の変化（バルブによる強制的負荷が無い場合）

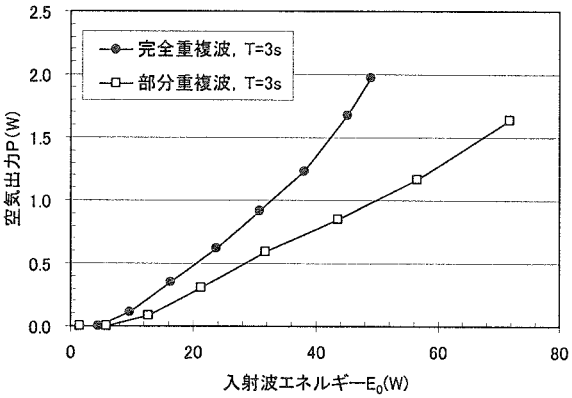


図-13 完全重複波と部分重複波における空気出力（バルブによる強制的負荷が無い場合）

が比較的高いほうが出力効率も高まる傾向にあることが分かる．

最後に，空気生産システムに負荷を強制的に作用させた場合の完全重複波に対する波受け板の振幅，空気発生量および空気圧を図-14 に，完全重複波と部分重複波の出力効率 η を比較したものを図-15 に示す．バルブ閉度 80%以上にして負荷を与えると，波受け板の振幅および空気発生量が減少し，空気圧が上昇する．板の振幅や空気発生量は共に負荷によって最大 2 割程度減少することが分かる．ただし，板の振幅や空気発生量の減少率に比べると，空気圧の増加率は相対的に大きく，空気出力はバルブ閉度 94%付近で最大 16W に達する．入射波エネルギー E_0 に対する空気出力 P のエネルギー変換効率 η は最大約 34%と評価された．生産された圧縮空気はエアレーションに直接的に利用できるものであり，2 次変換後の出力効率としては良好である．

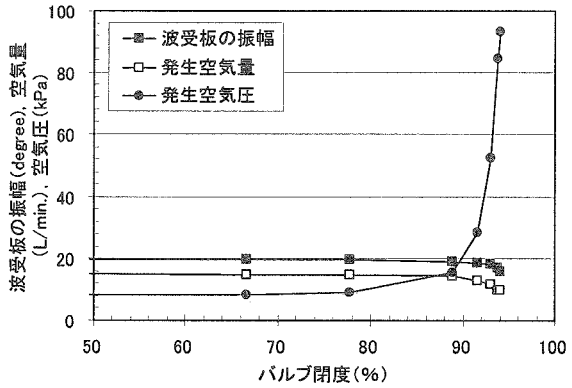


図-14 完全重複波における波受け板の振幅，空気発生量，空気圧の変化

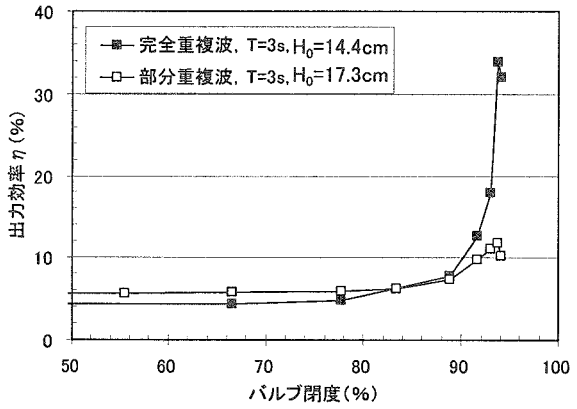


図-15 完全重複波と部分重複波における空気出力効率

4．まとめ

本研究では，波エネルギーから直接に圧縮空気を生産するための振り子式エネルギー吸収装置について，波の条件と波受け板の運動，消波と空気出力との関係を実験的に検討した結果，以下の結論を得た．

(1) 波受け板の水中中心部の水平方向振幅は波による理論上の水粒子軌道の長径とほぼ対応するものの，波高が高くなるに連れて板の振幅の方が数割程度大きくなる．

(2) 空気生産を伴う波受け板の存在によって，入射波の反射率を低減することができる．低減率は波の状態，周期や波高によるが，空気出力効率が高い波の条件において低減効果が期待できる．

(3) 空気発生量は波受け板の振幅を波の周期で除して定義した波受け板の平均角速度の関数としてある程度表現可能である．

(4) 空気出力の効率が良くなるのは入射波周期と波受け板の固有周期がほぼ対応する条件であり，従来の理論的・実験的検討結果と整合する．

(5) 部分重複波や完全重複波による波受け板の挙動，システム設置の有無による波の反射率の変化および空気出力に関する基本特性に関する知見を得た．

(6) 空気生産システムへの負荷を調整することで，空気量の時間的変動を小さくし，空気圧を大幅に増大させると共に，出力効率を向上させることができる．本実験の最大効率は 34%に達する．生産された圧縮空気はエアレーションに直接利用できる状態にあり，この値は波エネルギーから利用までの総合的な効率に相当することを考慮すると良好である．

なお，今後の課題として，より広範な波浪条件における波と波受け板の運動の関係や出力特性を実験的および理論的に究明し，システムの最適化を進めることで，出力効率の向上を図る必要がある．

謝辞：本研究の実験を進めるにあたり，金沢大学の斎藤武久准教授，当時水工学研究室学生の矢野励君，五十嵐大佑君，松田良介君，松村翔平君に多大なるご協力を頂いた．また，本研究の一部は，科学研究費補助金（基盤研究 C）の補助を受けたものであり，ここに記して謝意を表します．

参考文献

1) 高橋重雄：波エネルギー利用への再挑戦，海洋開発論文集，第 24 巻，7-12，2008.
2) 高橋重雄：波エネルギー変換装置の現状について，1993 年水工学に関する夏期研修会講義集，土木学会海岸工学委員会・水工学委員会，pp. B-1-1～20，1993.
3) 石田 啓，高地 健，大貝秀司：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，海洋開発論文集，第 16 巻，pp. 105－110，2000.
4) 大貝秀司，楳田真也，石田啓：自然エネルギー利用の振子式波力水車による圧縮空気自動製造に関する実験的研究，海洋開発論文集，第 25 巻，383-388，2009.
5) 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.
6) 浅野誠一：岸壁部に設けられた振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-60-14，1980.
7) 玉置春夫，阿部守，阿河俊夫：可動受波板式波力発電装置のエネルギー変換効率に関する研究，海洋開発論文集，第 3 巻，pp. 29-34，1987.