

波力利用熱回収システム現地実証実験

中塚 健司*・東江 隆夫*・勝井 秀博*
 箭原 憲臣**・土屋 義行***

1. ま え が き

本研究は、波力利用熱回収システムの実用化を目指し、現地実証実験^{1),2)}により、エネルギー変換効率、運転、制御、安全性の評価を行ったものである。

波力利用熱回収システムは、エアチャンバーで発生した空気流を、チャンバー上部に設置されたウェルズタービン、発熱装置により熱に変換し、貯蔵や変動の平滑化が容易である温水として回収するものである(図-1)。

本報告は、当システムの現地実証実験において、入射波エネルギーを変換装置直前で計測し、正確に推定すると同時に、エネルギー変換過程を段階毎に分離、把握し本システムの特徴を明らかにすることを目的とした。

また、熱力波動法³⁾のシミュレーションプログラムを用いて実測データと比較し、プログラムの適用性を検証した。実証実験を通して、変換効率の評価と共に、システムの制御と改良に関する検討を行い、実用化運転の見通しを得ることができた。

2. 現地実験、およびデータ解析について

2.1 現地実験について

実験は、図-2 に示す新潟県寝屋漁港の既設防波堤前面(水深 6 m)に幅 13.3 m、奥行 7.0 m、高さ 14.4 m のコンクリート製エアチャンバーと熱変換装置、および

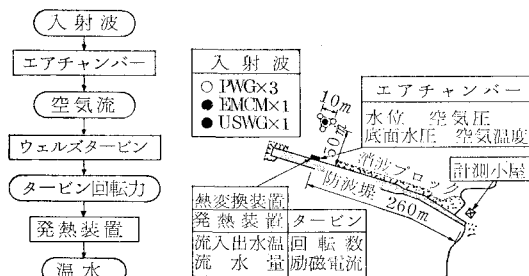


図-1 エネルギー変換フロー

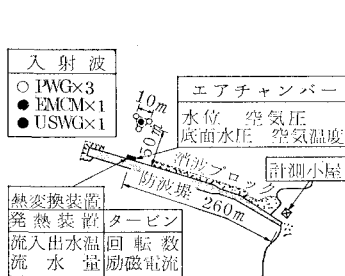


図-2 計測地点と計測項目

エネルギー計測システムを設置し、1987 年冬期に行った。

入射波エネルギー計測は、方向スペクトルの推定精度を確保するため、あらかじめ数値シミュレーションを行い、図-2 に示す配置で 4 台の波高計と 1 台の電磁流速計を設置した。エアチャンバーでは、ステップ式波高計で水面変位を、圧力計で空気圧を計測した。また、圧縮膨脹による空気温度の変化が予測されたため、空気室内の温度も測定した。タービンでは、タービン回転数、励磁電流を、発熱装置では、冷却水路内に設けた水温計により入口、出口の温度と流量を計測した。

計測は、サンプリング間隔 0.5 sec で、1 時間に 1 回 20 分間行い、取得データは、光ファイバーで約 260 m 離れた計測小屋に転送し、2 台のパソコンでオンライン処理した。

2.2 データ解析について

波高計設置地点は水深が 9 m であるため、高波浪時は、砕波、浮遊砂の影響を受け、超音波式波高計は、使用不能となる。そのため、超音波式波高計は、水圧式波高計の校正に用い、方向スペクトルは、水圧式波高計と 2 成分電磁流速計の 3 成分により、入・反射波共存場に拡張した EMLM の式により推定した。

各段階でのエネルギーは、エアチャンバーの幅 10 m 当りの値として次式により求めた。

1) 入射波エネルギー: E_i

$$E_i = B\rho g \int_0^\infty \int_0^\pi S(f, \theta) \sin \theta C_g d\theta df$$

ここに、 B : チャンバー幅、 ρ : 海水密度、 g : 重力加速度、 $S(f, \theta)$: 方向スペクトル、 f : 周波数、 θ : 波向き、 C_g : 群速度、

2) エアチャンバーエネルギー: E_a

$$E_a = CAw/t \int_0^t (P(t) d\eta(t)/dt) dt$$

ここに、 C : 変換係数、 Aw : チャンバー容積、 $P(t)$: チャンバー内空気圧、 $\eta(t)$: チャンバー内水位

3) タービンエネルギー: E_t

$$E_t = 1/t \int_0^t (a(t) N(t)^{1.43}) dt$$

* 正会員 大成建設(株) 技術研究所
 ** 大成建設(株) 技術開発部
 *** 大成建設(株) 技術研究所

ここに, $a(t)$: 励磁電流による交換係数, $N(t)$: 回転数

4) 熱エネルギー: Eh

$$Eh = C \int_0^t (Q(t)(TO(t) - TI(t))) dt$$

ここに, $Q(t)$: 流量, $TO(t)$: 流出温度, $TI(t)$: 流入温度, C : 変換係数

1)~4) のエネルギーから, 以下の効率を求めた.

- ① エアチャンバー効率: $EEa = Ea/Ei$
- ② タービン効率: $EEt = Et/Ea$
- ③ 熱吸収効率: $EEh = Eh/Et$
- ④ 最終効率: $EEf = Eh/Ei$

3. 結果, および考察

3.1 計測データの時間変化

図-3 に計測データの時間変化の一例を示す.

入射波変動に対応して, 各値が変動している様子がよくわかる. ただし, エアチャンバー内の水位と空気圧は位相がほぼ 90° ずれている. また, チャンバーの水位変動が大きくなると水位の下降時に, カーテンウォール前面からの空気の巻き込みが発生し, 空気圧が下がらない状況が見られる. 当システムの運転制御は, あらかじめ設定したタービン回転数となるように, 励自電流を変化し行う. そのため, 図のように, 入射波の変動に対応し励自電流が変化し, タービンは, ほぼ一定回転となる.

3.2 解析データの日特性

解析は, 1987年11月21日から1月23日までの1315波に対して行った. 図-4 に現地データの一例を示す.

ただし, 夜間, 計測員不在時, および高波浪時はタービンの運転は停止したこと, 波高 0.75 m 以下ではター

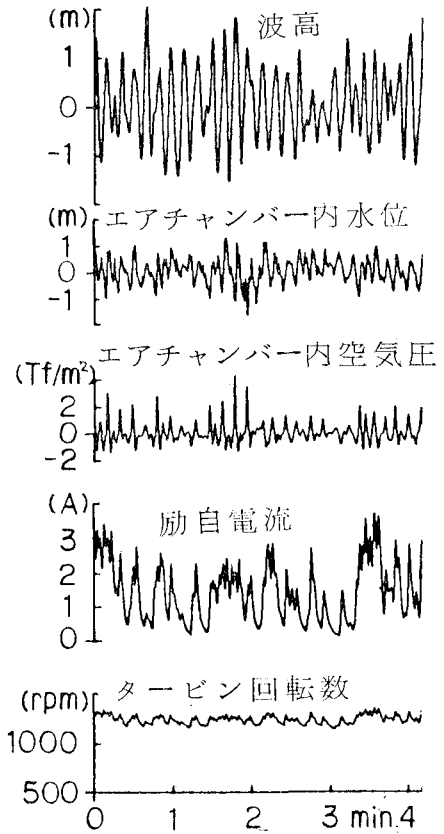


図-3 計測データの時間変化例

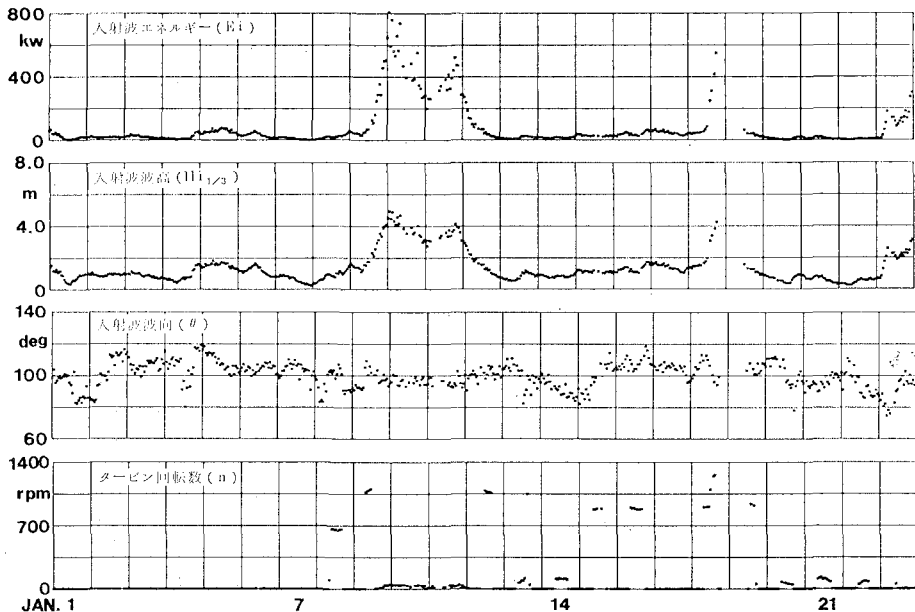


図-4 解析データの一例 (1988年1月1日~1月23日)

ピンは起動しなかったため、運転時の計測は100波程度である。

入射波エネルギーは、エネルギーの大きい日とそうでない日が明確に区別され、特に大きい日は、400 kW/10 mを越える。エネルギーが一度大きくなるとその状況は2日はど継続する。解析期間の平均入射波エネルギーは、表一に示す通りで、運輸省の過去の観測資料⁶⁾より小さい。これは、統計的変動の他、当地点では、エアチャンバーの沖160 mに現在建設中の沖側防波堤（長さ80 m）が存在すること、水深が9 mであるため碎波の影響を受けていることなどが、原因と考えられる。

入射波波向きは、低波浪時は、60°~140°と多方向から波が入射するが、エネルギーが大きくなると、100°に集中し防波堤直角方向から入射する。

タービン回転数は、同じ日で一定回転している場合と変化している場合がある。これは、入射波条件の変化に対し、エネルギー取得効率を常に最大に保つためタービン回転数を制御していることを表す。

表一 平均入射波エネルギーの解析結果

	11月	12月	1月	TOTAL
入射波エネルギー (kW/m)	10.4	9.4	7.0	8.6

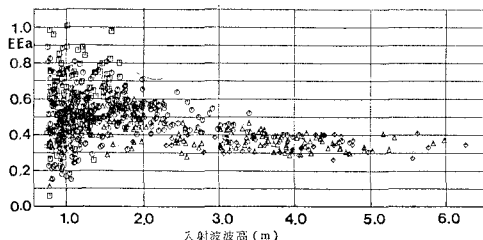
3.3 エアチャンバー効率

1) 入射波波高とエアチャンバー効率

図一5は、入射波波高とエアチャンバー効率の関係を示したものである。ただし、低波浪時は効率のばらつきが大きくなりデータの信頼性が薄くなること、タービンが起動するのは波高0.75 m以上であるから、それ以下の波高は除外した。効率のばらつきの原因としては、低波浪時は入射波周期が小さいため、入射波エネルギーの推定誤差、エアチャンバーエネルギー計算の微分誤差が生じやすいこと、また波向きも多方向であるため、チャンバー内の水位が法線方向に高次モードで振動していたこと等が考えられる。

図一5から、波高の増大によりエアチャンバー効率が低下していることがわかる。

この要因としては、堤前の碎波の影響が大きいと考えられる。堤前（設置水深6 m）での進行波の碎波限界を



図一5 入射波波高とエアチャンバー効率

計算すると、入射波周期6~7 secで、波高4.0 m以上の波は碎波する。当地点では、昨年度の潜水調査から、チャンパー前面約10 mの地点に水面下5.5 mまでシエクブロックが山積みされていること、チャンパー前面は重複波領域になる事から実際は、4.0 m以下の波でも碎波していると考えられる。

一方、波高が2.5 m以上では、水面下降時に、カーテンウォール前面からの空気の巻込みが発生するが、図一4において、エアチャンパー効率にはこの影響が表れていない。これは、チャンパーの開閉率が小さいと、波高の増大に対し過負荷の状態になりやすいが、カーテンウォール前面からの空気の巻込みが過負荷となることを防ぐからであると考えられる。

2) 入射波周期とエアチャンパー効率

今回の計測範囲では、周期が長くなると波高が大きくなるため碎波の影響により効率が低下することが確認されたが、明確な周波数特性は見られなかった。

3) 入射波波向とエアチャンパー効率

入射波波向きについても、波向きが防波堤直角方向からずれてくると効率がやや大きくなる傾向が見られたがばらつきが大きく明確な結論を得るには至らなかった。

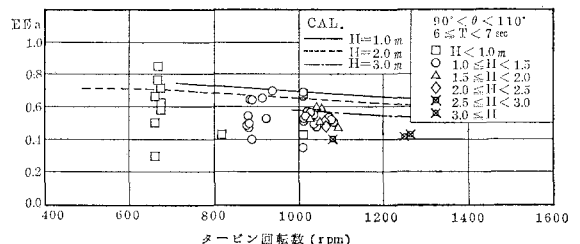
4) タービン回転数とエアチャンパー効率

図一6に、タービン回転数とエアチャンパー効率の関係を示す。図中には、システムシミュレーションによる計算値も示してある。ただし、実験値は、計算との比較のため、波向き90°~110°、入射波周期6~7 secの条件を選んだ。図から、実験値、計算値とも、回転数の増加によるエアチャンパー効率の低下の傾向が表れているが、実験値はシミュレーション結果に比べ効率が約20%小さい。

この効率の差は、前述した碎波、カーテンウォール周辺の渦等のエネルギー損失によると考えられる。また、実証実験では、エアチャンパー単体を既設防波堤法線より突出して設置したため、入射波エネルギーの一部が、回折現象により、チャンパー端部から外に逃げている可能性がある。

3.4 タービン効率

1) タービン回転数とタービン効率



図一6 タービン回転数とエアチャンパー効率

図-7 に、タービン回転数とタービン効率の関係を示す。同図には、システムシミュレーションによる計算値も示してある。ただし、実験値は、計算との比較のため、波向 $90^\circ \sim 110^\circ$ 、周期 $6 \sim 7$ sec の条件を選んである。

実験値をもとにすると、入射波波高により効率の良い回転数が以下のように分類できる。入射波波高が 1.0 m 以下では回転数 $600 \sim 800$ rpm、 $1.0 \sim 2.0$ m で $900 \sim 1100$ rpm、 $2.0 \sim 3.0$ m で $1000 \sim 1100$ rpm である。 3.0 m 以上は比較のデータがない。ただし、上述した結果の差はそれほど明確でないで、今回の運転範囲では、タービン回転数は 1000 rpm 一定としても良いと結論できる。

2) シミュレーションとの比較

図-7 において、実験値と計算値を比較すると、実験値は、計算値より小さくなる。実験値と計算値の差は、① 空気流の乱れによるエネルギー損失、② 空気の圧縮、膨脹による温度変化の発生（チャンバー内の気温測定より確認）、③ 波高 2.5 m 以上では、カーテンウォール前面から空気を巻き込み、エアチャンバーエネルギーが、すべてタービンに取込まれていないことによる。

計算値から今回の運転範囲における波高と最適回転数の関係を見ると、波高が 1 m では回転数が 800 rpm、波高が 2 m 以上では $1000 \sim 1200$ rpm で効率が良く実験結果と一致していることがわかる。

今後、タービンの最適回転数を予測するには、本シミュレーション法を用いればよいことが確認された。

3.5 熱吸収効率

タービンエネルギーと発熱エネルギーの相関を図-8 に示す。同図には効率が 100.0% のラインを入れてある。図から、熱吸収効率は、ばらつきがあるが $80 \sim 100\%$ であると言える。このばらつきは、センサーの感度の影響だと考えられる。

3.6 最終効率

熱エネルギーを入射波エネルギーで割った最終効率と入射波エネルギーの関係を図-9 に示す。

計画時、当システムは、入射波エネルギー 130 kW/10 m

(波高 2.0 m、周期 6.5 sec) に対して、エアチャンバー効率 60% 、タービン効率 50% 、熱吸収効率 100% として、最終効率 30% を得るように設計した。しかし、実証実験の結果、最終効率は図-9 に示すように、入射波 130 kW において 15% 程度にとどまり、目標の 30% を下回った。以下に各段階での効率低下の要因、システムの性能向上に関する改良点を述べる。

1) エアチャンバー効率は $40 \sim 50\%$ となり、この効率低下の要因としては、カーテンウォール周辺の渦等の損失が考えられるが、特に以下の項目に注意しなければならない。

今回の実験では、堤体前面 50 m の位置で入射波エネルギーを計測したが、計測点からエアチャンバーに至るまでの碎波によるエネルギー損失を十分に評価するには至らなかった。沖防波堤等の設置水深の深い地点に当システムを設置すれば、堤体前面での碎波の影響は受けにくくなるが、そうでない場合は、計画時に碎波によるエネルギー損失を定量的に考慮する必要がある。

また、本実験では、エアチャンバー単体を既設防波堤前面に設置したため、チャンバー端部からの入射波エネルギーの損失が発生したと考えられる。逆に、高橋からは平面配置を考慮することにより、入射波エネルギーを増大させることも可能であると述べている。

2) タービン効率の設計は、室内の一方向気流による風洞実験から、回転数 $800 \sim 1200$ rpm、波高 $1.0 \sim 3.0$ m において、効率を $45 \sim 48\%$ とした。現地実験では、空気流をエアチャンバーからノズルを通してタービンに取込む際の損失、往復流を一方向に変換する際の損失等から効率が約 $5 \sim 10\%$ 低下した。現地では、この程度の効率低下は、止むを得ないと考えられる。

3) 熱吸収効率では、熱変換装置からの放熱により効率は 80% 程度となったが、断熱防止の工夫により、効率を上昇させることは十分可能である。

以上の点を考慮すると、本実験結果は、最終効率としては目標値を下回ったものの、システムとしては、ほぼ計画通りの成果を上げたものと評価できよう。

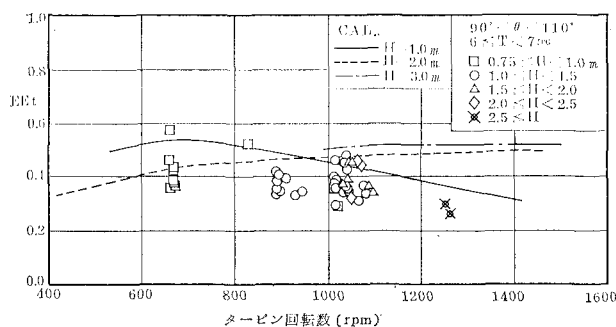


図-7 タービン回転数とタービン効率

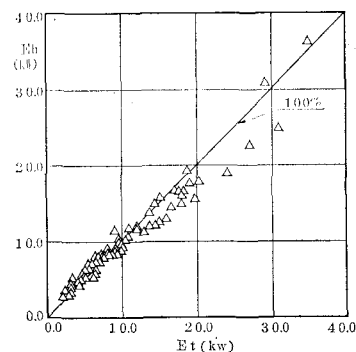


図-8 タービンエネルギーと発熱エネルギーの相関

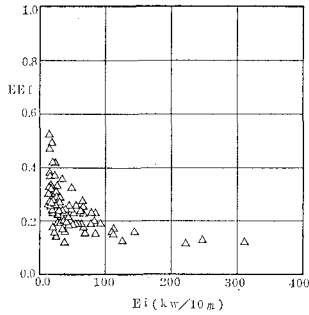


図-9 入射波エネルギーと最終効率

3.7 入射波の頻度分布と取得熱エネルギー

図-10 に最終効率 Eff 、取得熱エネルギー Eh を示す。最終効率 Eff は、図-9 の結果からバラツキを考慮した値である。図中、 Fh は有義波高の確率密度を Fw は有義波高の確率密度に入射エネルギーの重みを乗じた値を示す。

図から、波高が小さい場合は頻度は大きいが全体の入射波エネルギーにはあまり寄与せず、波高が大きい場合は頻度が小さくても寄与率は高い。実験では、入射波高が 0.75 m から 3.4 m の範囲でタービンが回転しており、ほぼ 40% の波エネルギーを利用した事が分る。

この波浪条件において、最終効率 Eff は、12~30% となり、波高の増大と共に効率は低下するが、10~30 kW/10 m の熱エネルギーを得られることが確認された。

今回の実験では、波高 3.4 m、回転数 1 350 rpm で運転を停止したが、タービンとしては、定格性能で 1 300 rpm (40 kW)、最大 3 000 rpm (160 kW) まで運転可能であるため、波エネルギーの利用範囲を拡大することは可能である。ただし、現地実験の際、1 350 rpm 以上のタービン回転数では、タービン翼の風切り音が生じた。住環境への影響が無視できない場合は、消音装置の工夫が必要である。

4. ま と め

1) 波力エネルギー変換装置の現地実証実験において

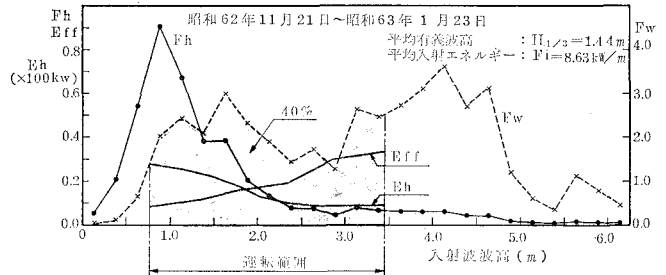


図-10 入射波の頻度分布と取得熱エネルギー

入射波エネルギーの推定精度を高めると同時に、各段階のエネルギー変換効率を把握した。

2) 最終効率は 12~30%、取得熱エネルギーは 10~30 kW/10 m の実証データを得た。

3) エネルギー変換効率の把握から、システムの改良制御に関する検討を行い、当システムは実用化運転の見通しを得ることができた。

謝 辞： 本実証実験の実施、およびデータ解析にあつては、運輸省港湾技術研究所・谷本勝利部長、小舟浩治室長、高橋重雄室長、ならびに、東京大学工学部・機部雅彦助教授に多大な指導を受けた。ここに、謝意を表します。

なお、本研究は、通産省石油代価エネルギー関係実用化開発費の援助を受けて実施したことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 東江隆夫ほか：既設防波堤前面に設置されるエアチャンバーの安全性について、土木学会第42回年次学術講演会，pp. 594~595, 1987.
- 2) 東江隆夫ほか：波力利用熱回収システム実用化開発，土木学会第43回年次学術講演会，第II部門，1988.
- 3) 高橋重雄：波力発電ケーソン防波堤の開発，昭和62年度港湾技術研究所講演会講演集，1985.
- 4) 高橋重雄・明瀬一行：波力発電ケーソンの空気出力に及ぼす波向きと平面配置の影響，第33回海岸工学講演会論文集，pp. 501~505, 1986.