

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

高橋 重雄*・安達 崇**

1. ま え が き

固定式振動水柱型波力発電装置は、多くの波力発電装置のなかでも早期の実用化が期待されているものの一つである。この装置は、固定された空気室、空気タービンそして発電機からなる。空気室は、水中部に開口部を持ち、ここから波が入り出す。そのため空気室内で水面が上下し、空気室内の空気を圧縮・膨張させ、上部に取付けられたノズル内に空気流を発生する。この空気流でタービン・発電機を回転させ発電を行う。この装置の空気タービンとしてウエルズタービンを用いることが多い。ウエルズタービンは、空気流が往復流であっても常に一方方向の回転力が得られる特殊なタービンであり、構造が単純であっても効率が比較的高いものである。

この装置による波パワーの変換過程は、著者らが「熱力・波動法」と呼ぶ理論で計算することができる。すでに、波パワーから空気パワーへの変換過程については、海講^{1)~3)}に発表している。本論文では、タービン・発電機を含む全体的な変換過程の理論を示すとともに、装置の設計法を示し、実験によってその妥当性を検討する。

2. 波パワーの変換の計算法

(1) 熱力・波動法

固定式振動水柱型装置による波パワーから電力までの変換は、以下に示す4つの微分方程式によって表すことができる。

$$\frac{dp^*}{dt} = \gamma \frac{p^* + p_0}{D_0 - \eta} \left\{ \frac{d\eta}{dt} - c_{at}\varepsilon_t w_p - c_{av}\varepsilon_v w_{pv} \right\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{dT^*}{dt} = \frac{T^* + T_0}{D_0 - \eta} \left\{ -\frac{d\eta}{dt} + \frac{D_0 - \eta}{p^* + p_0} \frac{dp^*}{dt} + c_{at}\varepsilon_t w_p + c_{av}\varepsilon_v w_{pv} \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$2\eta_I = \frac{1}{\rho_w g} f(kh, kd_0) p^* + \frac{kB}{\tan kB} \eta$$

$$+ \frac{kB}{\sigma} \frac{d\eta}{dt} \frac{1}{\cos \theta_{Mt}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$I_{tg} \frac{d\omega}{dt} = T_{qt} - T_{qg} - T_{ql} \quad \dots\dots\dots (4)$$

これらは、順に空気室の空気の質量保存式とエネルギー保存式、空気室開口部における波の連続式、そしてタービン・発電機の運動方程式であり、主たる未知変数は、

- η : 空気室の水位の変動成分
- p^* : 空気室の空気圧の変動成分
- T^* : 空気室の温度の変動成分
- ω : タービン・発電機の回転速度 (角速度)

である。また補助変数として以下のものが定義されている。

$$w_p = \pm \varphi_t \sqrt{\frac{2}{\rho_a}} \sqrt{|p^*|} \quad (p^* > 0 \text{ のとき } w_p > 0) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$w_{pv} = \pm \varphi_v \sqrt{\frac{2}{\rho_a}} \sqrt{|p^*|} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$T_{qt} = 0.5 \rho_a (u_t^2 + w_p^2) A_t R_t C_t \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{qg} = f_g(\omega) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$T_{ql} = f_l(\omega) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 w_p : タービン内の空気流速

w_{pv} : 開放弁内の空気流速

T_{qt} : タービントルク

T_{qg} : 発電機トルク

T_{ql} : タービン・発電機の損失トルク

である。なお、 $f(kh, kd_0)$ は次式で与えられる。

$$f(kh, kd_0) = \frac{2 \cosh kh \sinh k(h-d_0)}{\cosh k(h-d_0) \sinh k(h-d_0) + k(h-d_0)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

以上の式は、数値的に各時間ステップごとに解くことができる。ただし、以下に示す入射波、空気室、タービン・発電機の諸元や特性が与えられていなければならない。

- η_I : 入射波の水位
- σ : 波の角周波数 (有義波周期に対する $\sigma_{1/3}$)
- k : 波数 (有義波周期に対する $k_{1/3}$)
- θ_{Mt} : 時々刻々変わる波向き³⁾
- h : 水深

* 正会員 工博 運輸省港湾技術研究所水工部 耐波研究室長
** 運輸省港湾技術研究所水工部海洋エネルギー利用研究室

- B : 空気室幅
 D_0 : 空気室の実質的高さ (空気室の静水面上の体積 V /空気室の水平面積 A_w)
 d_0 : 前壁カーテンウォール没水水深
 l_B : 空気室の法線方向の長さ
 I_{t0} : タービン・発電機の慣性モーメント
 R_t : タービンのチップ半径
 A_t : タービンの開口面積
 ε_t : タービンの開口率
 c_{at} : タービンの縮流係数 (計算では 1.0 とする)
 u_t : タービンのチップ速度 (ωR_t)
 α_t : タービン翼の迎角 ($\tan^{-1} w_p / u_t$)
 φ_t : タービンの軸方向速度係数 (α_t の関数)
 C_t : タービンのトルク係数 (α_t の関数)
 $f_g(\omega)$: 発電トルク (ω の関数)
 $f_l(\omega)$: タービン発電機の損失トルク (ω の関数)
 ε_v : 開放弁の開口率
 c_{av} : 開放弁の縮流係数
 φ_v : 開放弁の速度係数 (計算では 1.0 とする)

なお, 開放弁とは空気室内の過大圧力を低減する圧抜き弁や, タービン開口部における空気流量を調節するために別にあけるノズルである, また, 計算における定数には次のものがある.

- γ : 比熱比 (=1.4)
 ρ_w : 水の比重 (海水の場合は 1.030 kg/m^3)
 ρ_a : 空気の比重 (1.225 kg/m^3)
 g : 重力加速度 (9.8 m/s^2)
 T_0 : 大気の絶対温度 ($15^\circ\text{C}=288 \text{ K}$)
 p_0 : 大気の圧力 ($1 \text{ 気圧}=1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$)

波パワー $\bar{W}_l$ は, 波の諸元と l_B から求められ, 空気パワー W_a , タービンパワー W_t そして発電パワー W_g は,

$$W_a = p^* w_p A_t \dots\dots\dots (11)$$

$$W_t = \omega T_{qt} \dots\dots\dots (12)$$

$$W_g = \omega T_{qg} \dots\dots\dots (13)$$

である. 空気出力効率 $\overline{EFF}_a$, タービン効率 $\overline{EFF}_t$ そして発電効率 $\overline{EFF}_g$ は, 各段階のパワーの比であり, 通常は時間的に平均した値の比である.

(2) 等価浮体近似法

木下らは, 空気室内の水塊を等価な浮体として取扱う方法 (等価浮体近似法) を提案している⁴⁾. その最も初期の方法では, 空気室内の波パワーから空気パワーへの変換を次式の等価浮体の運動方程式で計算する.

$$(m + m_s^*) \ddot{X}_2 + (d_2 + N_s^*) \dot{X}_2 + (k_2 + \rho_w g a_1 \varepsilon_2 e^{i\omega t}) X_2 = \rho_w g a_1 \varepsilon_2 e^{i\omega t} \dots\dots\dots (14)$$

ここに, m : 等価な浮体の質量

m_s^* : 付加質量

X_2 : 浮体の鉛直変位 (熱力波動法の η に相当)

- d_2 : 負荷減衰 (ノズル等による負荷減衰)
 N_s^* : 浮体の造波減衰
 k_2 : 負荷ばね (空気室内の空気圧に相当)
 ε_2 : 波強制力
 a_1 : 入射波高

である. 式 (14) は, 規則波に対するものであるが, 木下らは, 熱力波動法のように不規則波に適用できるように拡張している. また, 空気の圧縮性についても, 考慮できるように拡張し, 基本的には熱力波動法の式 (1) と (2) に相当する空気の保存式を用いている⁵⁾. すなわち, 拡張した等価浮体近似法と熱力・波動法の違いは, 式 (14) の等価浮体の運動方程式を用いるか, 式 (3) の波の連続式を用いるかの違いに過ぎない. その計算結果も, 設計に用いるような条件では, 比較的似ている.

しかしながら, 等価浮体近似法の基本的考え方は, 式 (14) で示されるシステムの線形性であり, 負荷減衰も線形なものを基本としている. タービン・発電機を含めたシステムの設計法もその考え方に基づいている. 一方, 熱力波動法のシステム設計法は, 次章に述べるように非線形の負荷である空気ノズルを介したものとなっており, 大きな違いがある.

3. 空気室, タービン, 発電機の設計法

波エネルギー変換装置の設計法は一般に複雑である. それは, 装置の各部が互いに影響しているためである. 波パワーの変換の順で各部の設計ができれば, 設計は分りやすく簡単になる. ここでは, その考え方に基づいて空気室, タービン, 発電機の順に設計する方法を示す. ただし, 4章の実験に用いる大型の模型装置を対象に説明する. 実験は, 幅 3 m, 深さ 2.5 m, 長さ 105 m の水路で, 水深を 1.6 m にとって行われた. 模型の設計において, 発電対象周期を 4 s としている. 模型縮尺を 1/3 とすると現地では 7 s に相当する.

(1) 空気室

空気室の設計では, 幅 B , 実質的高さ D_0 , カーテンウォールの没水深さ d_0 , 空気ノズルとしての開口率 ε を決める必要がある.

空気室の幅 B は, 空気出力効率から通常対象波の波長の 10%~20% が適切であるが, ここでは周期 4 s の波長の 13% の 2 m とした. この数値は, 空気室の幅をかえた数ケースの計算によって求めた. ただし, タービンでなく単に空気ノズルをおいた場合 ($\varphi_t=1$) として計算している. $B=2 \text{ m}$ は, 必ずしも空気出力を最大にする値ではない. 経済性の観点から, できるだけ小さいが空気出力が最大値に近くなるものを選んでいく. 空気室の実質的高さ D_0 は, 空気出力効率には大きく影響しなく, 空気室内の水位が上昇してタービン開口部から水が

タービン室に侵入することがないように決められる。ここでは、 $D_0=1.2\text{ m}$ とした。カーテンウォールの没水深さ d_0 は、空気室前面の水位がカーテンウォール下端より下がり、空気パワーが逃げるのが少ないように、 0.3 m とした。ただし、比水深 (h/L) が小さい場合は、 d_0 が大きいと空気出力効率が小さくなる。また、 d_0 が小さすぎると上昇する水面によって空気室の空気が衝撃的に圧縮を受け、大きな空気圧が発生することに留意する必要がある。図-1 は、製作した空気室の断面形状をタービン・発電機とともに示すものである。

図-2 は、各ノズル開口率 ε における空気出力効率をプロットしたものである。 ε は小さいほど経済的であり、ここでは $1/180$ とした。

(2) タービン (ウェルズタービン)

タービンの設計においては、まず形状を決め次にその直径を決めなければならない。現状では、最適な形状が確定しているわけではないが、16枚翼でハブ比が 0.7 から 0.8 、平均ソリディティが 0.7 程度のものが、変換効率および初期起動性の面から優れているといわれている。ここでは、16枚翼で、ハブ比が 0.748 、平均ソリディティが 0.7 のタービンに決めた。こうした形状のみならず、直径を決めたりタービン出力の予測のためにも小型の模型タービンによる特性試験 (定常空気流試験) 結果が必要である。すなわち、定常風に対するタービン特性の無次元値、 φ_t 、 C_t 、 $\overline{EFF}_t$ 、と α_t の関係が不可欠である。したがって既存データが得られないときには、特性試験を自ら実施しなければならない。ただし、小型模型の試験結果は、実機との Reynolds 数の違いなどを考慮しなければならない⁶⁾。ただし、ここでもちいた形状のタービンは、すでに実機とそのデータが存在する^{7), 9)}。

図-3 は、不規則波による変動風に対する 16 枚翼タービンの特性図⁹⁾である。この図は、実機の実験結果⁷⁾を用いて 2 章で述べた計算を、タービン回転数一定の条件で行って作成した。これはタービンの直径を決めるのに用いられる。すなわち、不規則波に対するタービンの効率はピーク迎角 $\alpha_{t1/3}$ が 15° 付近で最大となる。このときピークタービン軸方向速度係数 $\varphi_{t1/3}$ は 0.19 であり、単なるノズルの速度係数 1.0 の 0.19 倍である。したがって、ノズルとしての開口率が $1/180$ であれば、同じ圧力で同じ空気流量となるタービン開口率 ε_t は $1/180$ を 0.19 で除した 0.029 となる。空気室面積 A_w が 5.46 m^2 であるので、タービン開口部面積 A_t は 0.156 m^2 、タービン直径が 0.673 m となる。なお、製作されたタービンの特性試験も行った。その結果は図示していないが、設計特性に比較的良く一致している。

(3) 発電機

図-4 は、横軸にタービン回転数 N をとり、それぞれ

の有義波高におけるタービンパワー $\overline{W}_t$ を示す。これは、タービン回転数を一定として得られた計算結果であり、有義波周期が 4 s の場合である。たとえば有義波高が 0.6 m の場合、 N が 600 rpm 以上で大きくなり、 1400 rpm 付近で最大の 670 W となることがわかる。図中の点線は、ピーク迎角 $\alpha_{t1/3}$ が一定となる線であり、 $\alpha_{t1/3}$ が 15° の線は、各有義波高における最大出力点を結んだ線となっている。

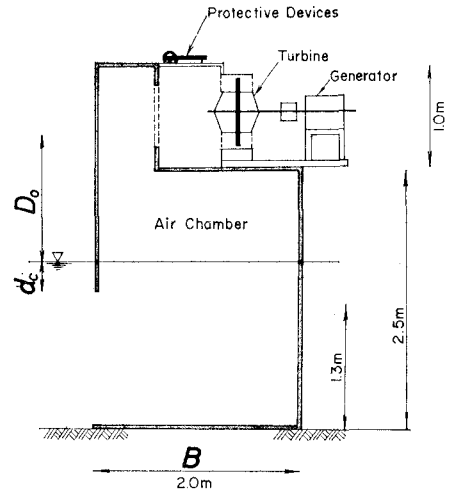


図-1 空気室模型断面図

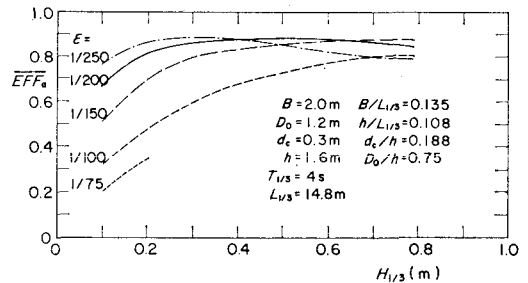


図-2 空気出力効率

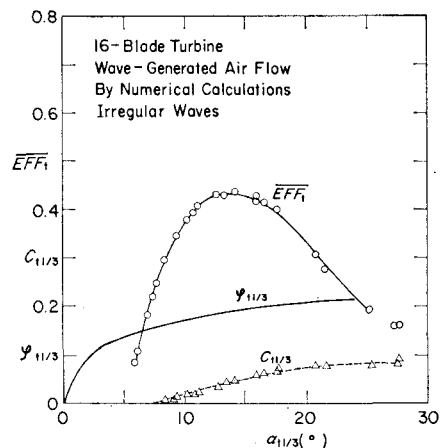
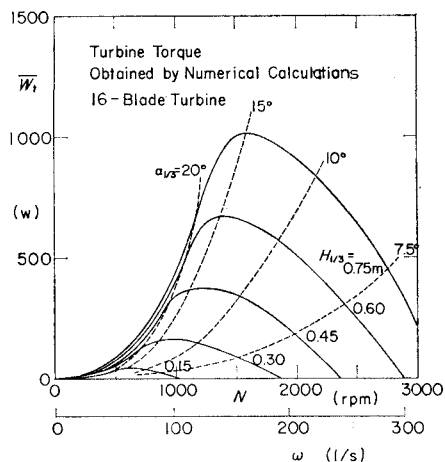
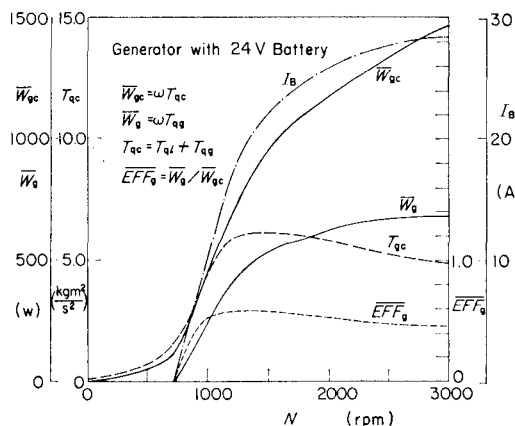


図-3 不規則波による変動風に対するタービンの特性



図—4 タービンの回転数とタービンパワー



図—5 発電機特性 (24 V バッテリー負荷時)

実験に用いた発電機は、定格 1 kW の誘導式自励型三相交流発電機である。発電電流は、整流器によって直流に変換し 24 V バッテリーに貯蔵した。図—5 は、24 V バッテリーに接続したときの発電機の特長図である。図中の $\bar{W}_{go}$ は発電出力 $\bar{W}_g$ と損失 $\bar{W}_t$ の和であり、 $\bar{W}_{go}$ が図—4 の $\alpha_{1/3}=15^\circ$ の線で表される $\bar{W}_t$ に等しくなるように設計された。ただし、実際には $\bar{W}_t$ よりやや大きくなった。

4. 発電実験

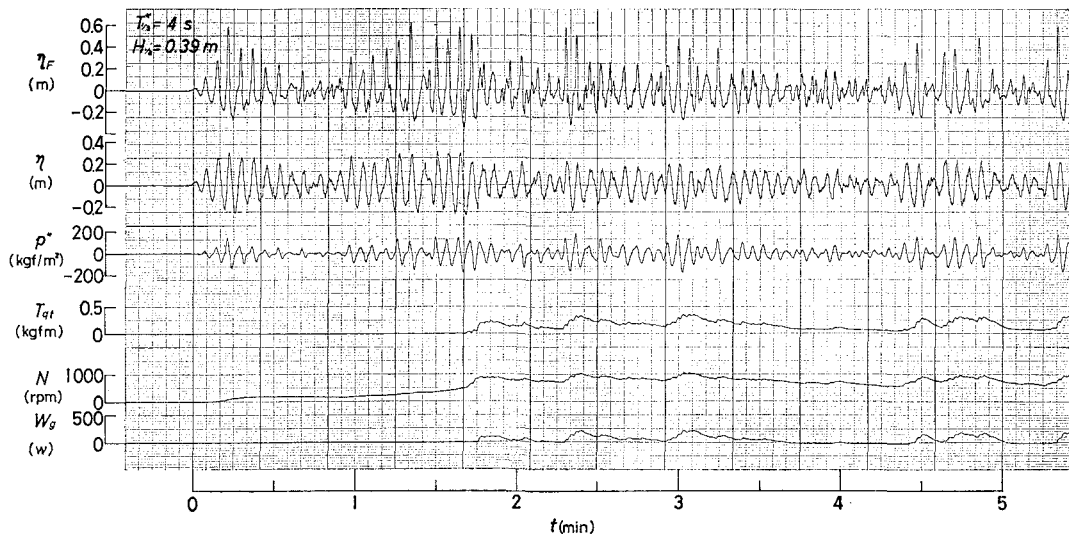
(1) 実験方法

実験は、前述した水路に大型の模型装置を設置して行った。実験波は、主に不規則波である。実験では、空気室内の圧力と水位、タービンの回転数とトルク、発電された電圧と電流等を測定した。

(2) 実験結果

図—6 は、有義波周期 $T_{1/3}$ が 4 s、有義波高が $H_{1/3}$ が 0.39 m の場合の測定記録の例を示すものである。空気室前面の水位変動 η_F 、空気室内の水位変動 η 、圧力 p^* 、タービントルク T_{qt} 、タービン回転数 N 、発電出力 W_g が示されている。入射波の不規則性により、前面の水位は不規則に変化し、空気室の水位や圧力もそれに伴って変化している。回転数 N は、0 から次第に増加し、500 rpm 付近から急に増大しいわゆる高速回転領域に入る。回転数の変動周期は、約 20~60 s で、一波一波というよりは、波の連動に応じて変動している。発電出力の変動は、タービン回転数の変動にほぼ対応している。

図—7 は、横軸に有義波高をとって $T_{1/3}=4$ s の場合の実験結果を示したものである。各段階のパワー、回転数の平均値と最大値、さらに変換効率と反射率が示して

図—6 測定記録の例 ($T_{1/3}=4$ s, $H_{1/3}=0.39$ m)

ある。たとえば、有義波高が 0.39 m の場合、波パワーが 763 W、空気パワーが 524 W、タービンパワーが 205 W、発電パワーが 97 W であり、空気出力効率が 0.69、タービン効率が 0.39、発電機効率が 0.47 である。タービン回転数の平均値と最大値は、876 rpm と 1 278 rpm

である。有義波高が 0.2 m 以下では、タービンは高速回転領域に達せず、タービン効率や発電機効率が低い。有義波高が大きいくときには、高速回転領域で回転しタービン効率も発電機効率もほぼそれぞれのピーク値となっている。図中の曲線は、2 章で示した計算法による予測値であり、実験値と比較的良好一致している。こうした結果は、設計の妥当性を示すものである。図は示していないが、 $T_{1/3}$ が 3 s と 5 s の場合の実験も行っている。周期が異なっても、タービンや発電機の効率はピーク値となっており、幅広い波の条件で適切な運転ができることが分かった。

図-8 は、負荷を電気抵抗に変えた場合であり、横軸は抵抗値であり、 $T_{1/3}=4$ s、 $H_{1/3}=0.39$ m の場合の結果である。タービン回転数は 5 Ω のとき最小となり、タービン効率も最大となる。ただし、タービン効率の変化は小さい。発電機効率の変化はやや大きく、1 Ω 付近で最大となる。発電出力は 1~5 Ω 付近で最大値約 80 W となり、その値は 24 V バッテリーの場合より小さい。発電機の負荷をも含めた全体のシステムの設計が重要であることが分る。

5. あとがき

固定式水柱振動型の波力発電装置による波パワーの変換理論、およびそれに基づく装置の設計法を示した。また、大型の模型装置を作り、その設計法の妥当性を検証した。この研究にあたり、東京大学の木下健助教授、荒川忠一助教授、鈴木正巳助手、海技センターの堀田平博士、緑星社の梶原勝正氏、港湾技術研究所の合田良実前所長、谷本勝利部長らに多くの助言を得ている。

参 考 文 献

- 1) 小島朗史ほか：波力発電ケーソンの空気出力に関する理論と実験，第 30 回海岸工学講演会論文集，pp. 638~642，1983.
- 2) 高橋重雄ほか：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.
- 3) 高橋重雄ほか：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.
- 4) 木下 健ほか：空気タービン式波浪発電装置の総合設計と特性解析（第 1 報），生産研究，35 巻 8 号，pp. 33~36，1983.
- 5) 木下 健ほか：System simulation and optimum design of OWC-Wells turbine wave power generator，東大生研報告，第 32 巻 5 号，32 p.，1986.
- 6) 鈴木正巳ほか：波力発電用ウエルズタービンの性能に及ぼす諸因子の影響，第 2 回波浪エネルギー利用シンポジウム，pp. 73~81，1987.
- 7) 海洋科学技術センター：波力発電装置「海明」第 II 期計画研究報告書，214 p.，1987.
- 8) 宮崎弘志ほか：波力利用熱回収システムの開発，第 2 回波浪エネルギー利用シンポジウム，pp. 361~369，1987.
- 9) 高橋重雄ほか：波力発電ケーソンに設置されたウエルズタービンの出力計算法，港研報告，第 24 巻 2 号，pp. 205~238，1985.

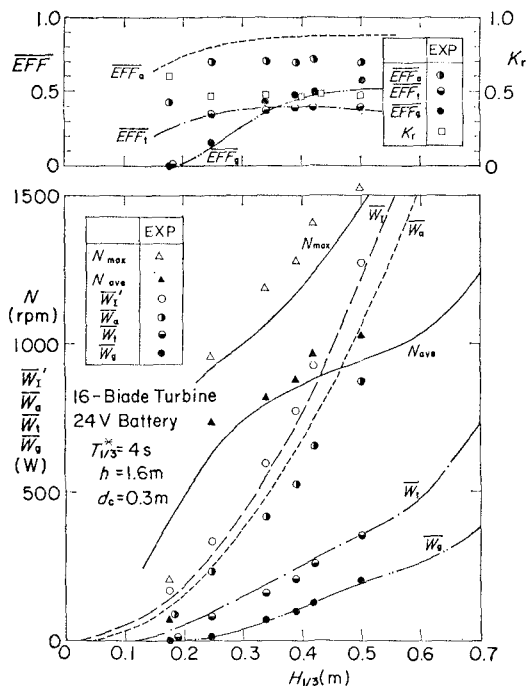


図-7 波パワーの変換に及ぼす波高の影響

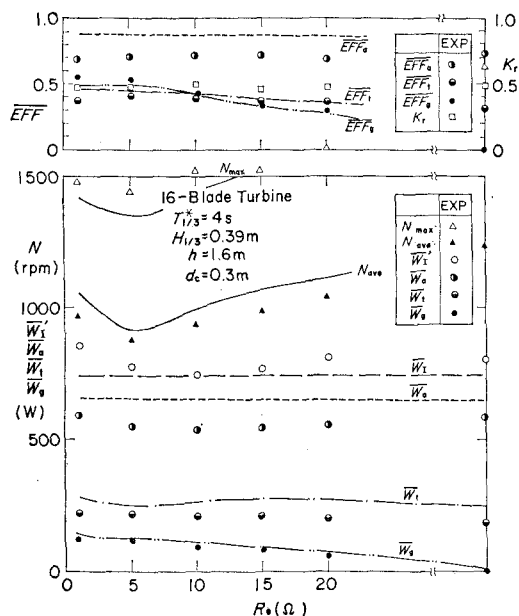


図-8 波パワーの変換に及ぼす電気抵抗値の影響