(昭和 60 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

振動水柱型波浪発電装置の最適タービン径 と回転数について

——空気流位相制御の影響——

正員 宮 島 省 吾* 正員 木 下 健**
正員 増 田 光 一*** 正員 加 藤 渉***

Research on the Optimum Radius and Revolutions of the Turbine for
a O. W. C. Type Wave Energy Absorber
——Effects of Phase Control——

by Shogo Miyajima, *Member* Takeshi Kinoshita, *Member*
Koichi Masuda, *Member* Wataru Kato, *Member*

Summary

The system simulation for a fixed O. W. C. type wave energy absorber has been studied. It shows both the transient states of the system while the turbine revolution becomes high velocity and linear calculation method for high velocity revolution. However, because of the radius and the number of revolutions of turbine were not optimum controlled in previous studies, both efficiencies of primary energy conversion and turbine were not necessarily optimum.

This paper shows the method of optimum design for turbine on a O. W. C. type wave energy absorber. That is the optimum radius and the number of revolutions of turbine. Furthermore, in order to improve the efficiency the authors consider the system simulation with phase control and discuss the effects of phase control.

1 緒 言

著者らは、固定式振動水柱型波浪発電装置に対するシステム・シミュレーション法についての研究を行い、タービンが高速回転に達するまでの過渡状態や高速回転状態の線形近似計算法などを示した^{1),2)}。しかし、これらの研究においてタービンの大きさは一定とし、回転数の調整も行っていないため、空気室における一次変換効率やタービン効率は必ずしも最大となっていない。

そこで本論では、振動水柱型波浪発電装置におけるタービンの設計手法として、一次変換効率、タービン効率共に最大点で稼働できるような最適タービン径と回転数の決定法について述べる。なお、最適タービン径と回転数については、いままでには参考文献 3) で著者の一人らによって扱われたことがあるのみである。本論では、

より簡潔な方法を示すとともに空気室内の圧縮性も考慮しており、さらにシステム・シミュレーションを利用して空気流位相制御の影響についても考察する。

2 一次変換効率及びタービン効率が最大となるタービン半径と角速度の決定

前報²⁾の結果を用いて一次変換効率とタービン効率を同時に最大にする条件を本章では考えることにする。今回の計算に用いたタービンの形状と性能は、荒川ら³⁾が一様流中で性能試験を行った 8 枚矩型翼のものをを用い、浮体形状は Fig. 1 に示すものとし、浮体は固定されており、図中の斜線を施した水柱の上下揺れのみを考えることにする。

Fig. 2 に、定常往復空気流を想定した場合の一周平均のタービン効率 η_2 を示す⁴⁾。横軸 α_m は、タービンチップにおける相対流入角の振幅であり、空気流速振幅 v_0 とタービン半径 R_T 、角速度 ω_T より次式で与えられる。

* 日本大学大学院

** 東京大学生産技術研究所第 2 部

*** 日本大学理工学部

$$\alpha_m = \tan^{-1}\{|v_0|/(R_T w_T)\} \quad (1)$$

Fig. 2 より, このタービンの場合, α_m が約 11° の時に η_2 が最大となることがわかる。

また, タービン反力による負荷ダンピング d_T は,

$$d_T = \{p_0 A_w^2 / (\omega V_0)\} \{ \gamma A / (1 + A^2) \} \\ \div \{p_0 A_w^2 / (\omega V_0)\} \gamma A \quad (\because A^2 \ll 1) \quad (2)$$

で与えられ,

$$A = [\omega \rho_a \Psi_0 R_T w_T V_0 / \{4\pi R_T^2 (1 - \nu^2) p_0\}] / \gamma \quad (3)$$

$$\gamma = c_p / c_v \quad (4)$$

である²⁾。ここで, p_0 は大気圧, A_w は水柱水線面積, ω は入射波円周波数, ρ_a は空気密度, V_0 は空気室容積, ν はタービンハブ比, Ψ_0 は差圧係数の原点における相対流入角に対する傾きであり, 今回のタービンでは 6.03 である。また, c_p , c_v は各々, 定圧比熱と定容比熱である。(3) 式を (2) 式に代入して整理すると,

$$d_T = A_w^2 \rho_a \Psi_0 w_T / \{4\pi R_T (1 - \nu^2)\} \quad (5)$$

となり, 負荷ばね a_T は,

$$a_T = \omega A d_T \quad (6)$$

である。したがって, 一次変換効率およびタービン効率が最大となるタービン半径 R_T と角速度 w_T を決定するには, 次の連立方程式を解けばよいことになる。

$$\begin{cases} A_w^2 \rho_a \Psi_0 w_T / \{4\pi R_T (1 - \nu^2)\} = d_{T0} & (7) \\ \tan^{-1}\{|v_0|/(R_T w_T)\} = \alpha_{m0} & (8) \end{cases}$$

ここで, d_{T0} は一次変換効率 η_1 が最大となる負荷ダンピングの値, α_{m0} はタービン効率 η_2 が最大となる相対流入角度である。 d_{T0} と v_0 については, 次章で述べる。

3 最適負荷ダンピングと空気流速振幅

深海域を考えた場合の一次変換効率は, よく知られている通り,

Fig. 1 Section of the air-chamber

Fig. 2 Efficiency of the Wells turbine by time average

$$\eta_1 = \frac{2\omega^3 d_T}{\rho g^2}$$

$$\times \frac{F_H^2}{\{\rho g A_w + a_T - \omega^2 (M + am_H)\}^2 + \omega^2 (N_H + d_T)^2} \quad (9)$$

で求められる。ここで, F_H , am_H , N_H は振動水柱に作用する上下揺れ方向の強制力, 付加質量, 造波ダンピングであり, ρ は流体密度, g は重力加速度, M は振動水柱の質量である。そして, η_1 が最大値をとる時の d_{T0} の値は, η_1 を d_T で偏微分することにより求められる。また, 水柱上下揺れ振幅 z_0 は,

$$z_0 = |F_H| / [\{\rho g A_w + a_T - \omega^2 (M + am_H)\}^2 + \omega^2 (N_H + d_T)^2]^{1/2} \quad (10)$$

で計算できる。

そして, 空気流速と水柱上下揺れ変位との関係は²⁾

$$\{2\pi R_T^2 (1 - \nu^2) v_0 / (A_w \omega z_0)\} e^{i\theta} = 1 / (1 + iA) \quad (11)$$

であり, $A \ll 1$ とすると

$$v_0 = A_w \omega z_0 / \{2\pi R_T^2 (1 - \nu^2)\} \quad (12)$$

となる。

以上の計算により求められた d_{T0} や v_0 を (7), (8) 式に代入することにより, タービン半径 R_T と回転角速度 w_T が計算できる。

4 空気流位相制御を行った場合

長周期の波に対する効率の向上を検討するために, 空気流位相制御を考えた。これは, 空気室上部開口部に開閉弁を考え, 振動水柱に作用する強制力の最大点の $T_0/4$ 前に開き, $T_0/4$ 後に閉じて水柱の上下揺れを制御するものであり, T_0 は水柱上下揺れ固有周期である⁴⁾。弁閉鎖時も水柱は空気の圧縮性の影響で変動し, 空気室内圧力も変化する。一方, 空気流が止まるため, タービン回転は低下する。これらを考慮したシステム・シミュレーションを行った。水柱上下揺れ速度 $\dot{z}$ とタービン反力 E_T の時系列を求め (Fig. 7 参照), 各々のフーリエ一次成分より負荷ダンピング, 負荷ばねが計算できる。

5 結果および考察

位相制御を考えない場合の最適タービン半径と回転角速度の計算結果を Table 1 に示す。また, 位相制御を考えて計算を行った場合は, 一周期中の回転角速度の変動が約 1% ほどあった。タービン半径 R_T と回転角速度の一周期平均 $\bar{w}_T$ は, タービン特性が失速域寸前で最大効率を示すことから, タービン回転を高速域に保つ限界になるようにした上で, η_1 が最大となるように調節した。この時の R_T と $\bar{w}_T$ を Table 2 に示す。なお, 振動水柱の上下揺れ固有円周波数 ω_0 は 1.2 rad/sec ($T_0 \div 5.2$ sec) であり, K は波数 ($=\omega^2/g$), B は水柱の幅 7.5 m である。

Table 1 Radius and angular velocity of the turbine in optimum condition without phase control

KB	0.122	0.276	0.490	0.765	1.102	1.500
ω (rad/sec)	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
R_T (m)	0.7964	1.0134	1.2851	1.8086	2.3343	1.4253
w_T (rad/sec)	107.07	76.04	53.45	32.77	21.77	34.70

Table 2 Radius and mean angular velocity of the turbine in calculation with phase control

KB	0.122	0.276	0.490	0.620	0.765
ω (rad/sec)	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0
R_T (m)	1.675	1.675	1.876	2.010	2.010
w_T (rad/sec)	59.0	50.0	27.1	24.1	26.0

Fig. 3 Comparison between wave damping and load damping of reaction force

最適負荷ダンピングの計算結果を造波ダンピングの値と比較して Fig. 3 に示す。実線と黒丸は、各々、位相制御を考えない場合と、考えた場合の最適負荷ダンピングの値であり、破線は造波ダンピングである。Fig. 3 に示されているように、負荷ダンピングの最適値は低周波数ほど大きく、振動水柱の上下揺れ固有周波数では造波ダンピングと等しく、それより高い周波数では、また小さくなっている。Table 1 よりわかるように、固有周波数で R_T は最大となり、 w_T は最小となる。

Fig. 4 に負荷ばねの計算結果を振動水柱の復元力と比較して示す。位相制御を考えない場合には、水柱に作用する負荷ばねは小さいことがわかる。そして位相制御を考えた場合には、負荷ばねの値が負となり、そのために水柱の固有周波数が低周波側に移行し、低周波域での一次変換効率が向上する。

Fig. 5 に水柱上下揺れ振幅を示す。位相制御を考えた場合は、水柱上下揺れのフーリエ一次成分の振幅である。位相制御を行うと固有周波数が低周波数側へ移るために、低周波域で水柱上下揺れは大きくなる。一次変換効率とタービン効率の計算結果を Fig. 6 に示す。位相制御を考えた場合、一次変換効率は水柱上下揺れ速度とタ

Fig. 4 Load spring of reaction force

Fig. 5 Heaving amplitude of OWC

Fig. 6 Efficiency of primary energy conversion, turbine and final energy conversion

ービン反力の積の一周期平均より求めた。空気室形状が対称であるので、 η_1 は最大でも 0.5 である。タービンによる吸収エネルギーは、タービントルクと角速度の積の一周期平均で見積り、入射波エネルギーに対する割合 η_T を求めた。また、タービン効率 η_2 は、一次変換エネルギーに対する割合なので、 η_T/η_1 で求められる。そして位相制御を考えない場合には、 α_m を一定と仮定したので η_2 は各周波数で等しい値を示す。位相制御を考えると、空気流が 0 となり回転トルクが負となる時間が長くなるためタービン効率 η_2 は低下するが、 η_1 が向上するので入射波エネルギーに対する効率 η_T は大きくなる。Fig. 7 にシミュレーション計算結果の一周期分の時刻歴の一例を示す。弁を閉じた状態でも水柱は変動し、水柱に対するタービンの反力が大きくなることがわか

Fig. 7 Time history of the results of simulation with phase control

る。また、比較のために空気室高さが2mの場合の上下揺れ変位も示したが、これより空気室容積が小さい方が全閉時の水柱の変動は小さいことがわかる。

以上の結果より、空気流位相制御を行い、タービン半径および回転数を適当に調整すると、低周波側における一次変換効率やタービンにより吸収されるエネルギーは向上することがわかる。ただし、位相制御を行う場合は、その最適タービン径が大きくなり回転数が下がることに注意する必要がある。(Table 1, 2 参照のこと)

6 結 言

本研究の結果、振動水柱型波浪発電装置における最適

タービン径と回転数の決定方法を示すことができた。今後、波浪発電装置におけるタービンの設計に対して有効な手段になると思われる。

謝 辞

本研究に関して御討論いただいた、東京大学生産技術研究所の前田久明教授、東京大学工学部船用機械工学科の荒井忠一助教授、鈴木正己助手及び JAMSTEC の堀田平氏、鷲尾幸久氏、港湾技術研究所の高橋重雄氏に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 木下 健, 増田光一, 宮島省吾, 加藤 渉: 固定式振動水柱型波浪発電装置のシステム・シミュレーション, 日本造船学会論文集, 第156号(1984).
- 2) 木下 健, 増田光一, 宮島省吾, 加藤 渉: 固定式振動水柱型波浪発電装置に対する空気室内空気の圧縮性の影響について, 日本造船学会論文集, 第157号(1985).
- 3) 荒川忠一, 鈴木正己, 木下 健: ウェルズタービンを用いた固定式振動水柱型波浪発電装置の研究(第1報 初期設計法), 日本機械学会講演論文集, No. 830-12 (1983).
- 4) 堀田 平, 鷲尾幸久: 空気タービン式波力発電装置における空気流位相制御と空気タービンのマッチングについて, 第1回波浪エネルギー利用シンポジウム, 海洋科学技術センター (1984).