

波力発電のウェルズ・タービン制御に関する研究

浜 本 剛 実*・寺 田 郁 二**

Study on Control of Wells Turbine for Wave power Generating System

Masami Hamamoto and Yuuji Terada

Up to now, the oscillating water column device with Wells turbine and electric generator will be one of the most prospective concepts for wave power generating system. The theoretical and experimental approaches have been developed to estimate the interaction of incident waves and the water elevation in the air chamber. Since the incident wave power of north coast in Fukui is seasonally changed from 2 kW/m in summer to 20 kW/m in winter, it is necessary for a power control device to improve the efficiency of Wells turbine. This paper is concerned with the feed back control system to make it optimum to adjust the air flow area of Wells turbine. A simulation model is proposed for the feed back control system consisting of the displacement of oscillating water column as the input and the revolution of Wells turbine as the output. Numerical simulations were carried out for both the constant air flow area without control and optimum air flow area with control. Finally the results of numerical simulation indicate that the turbine power with control is up to twice as much as the case without control.

1. まえがき

海洋からのエネルギー確保を目的とした波力発電は、風力発電と共に海洋に囲まれたわが国では、無尽蔵に得られる自然エネルギー獲得法として注目され、従来から数多くの研究がなされてきた。近年では 1970 年代から 1980 年代にかけて、港湾技術研究所¹⁾、海洋科学研究所が実証実験²⁾を実施し、技術的⁴⁾、経済的検討行われたが、風力発電に比べて発電効率が低いことから、強力な推進が見送られた。しかし新たな環境アセスメント（京都議定書）の観点から見直されつつあり、地理的特長を生かしたクリーンエネルギーの有力な獲得手段として、その可能性は十分に認識されている³⁾。特に最近著しく進展している IT 技術を駆使してその発電効率を向上させる研究も着手されており、能動的な制御システムを付加した高効率のウェルズ・タービンの研究及び開発はわが国のエネルギー政策としても重要な課題である。

本研究ではこれまでの研究成果をもとに、最新の制御技術を活用した新しいシステムについて考

* 地球環境工学専攻 ** 経営工学科

察し、波浪の振幅と周波数に同期させて、タービン開口面積を自動調整するフィードバック制御によりタービン効率を向上させる手法を検討することを目的とする。

2. タービンのトルク係数、差圧係数と効率

振動水柱型ウェルズ・タービン方式波力発電装置において、面積 A_w の空気室水面が振幅 $\bar{\zeta}_G$ 及び周波数 ω で上下運動すると、タービンを通過する空気流量振幅 $A_w \bar{\zeta}_G \omega$ の往復流が発生し、ウェルズ・タービンが一定方向に回転する。このタービンの空気力学的特性及び効率 η_T は、回転に伴って発生するタービン前後の圧力差 Δp と回転トルク T_T の両者によって定義される次の差圧係数 ψ とトルク係数 C_T で特定される。

$$\psi = \Delta p / \frac{1}{2} \rho_a U^2, \quad C_T = T_T / \frac{1}{2} \rho_a U^2 A_T R_T, \quad \eta_T = \frac{T_T \dot{\theta}}{\Delta p A_T v} = \frac{C_T}{\psi \tan \alpha} \quad (1)$$

ここで、 ρ_a は空気の密度、 U はタービン翼に流入する合成速度、 A_T はタービンの環状流路断面積、 R_T はタービン翼端の半径で、タービンを通過する空気の上下速度を v 、タービン翼端の迎角を α 、タービンの回転角速度を $\dot{\theta}$ 、タービンのボス半径を R_B とすれば、それぞれ次式で定義される。

$$\begin{aligned} U &= \sqrt{v^2 + (R_T \dot{\theta})^2} & v &= \frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T} \sin \omega t \\ \alpha &= \tan^{-1} \frac{v}{R_T \dot{\theta}} = \tan^{-1} \frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T \dot{\theta}} \sin \omega t & A_T &= \pi (R_T^2 - R_B^2) \end{aligned} \quad (2)$$

この場合、タービンの回転トルク $T_T(t)$ は

$$T_T(t) = \frac{1}{2} \rho_a C_T(\alpha) A_T R_T \left[\left(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T} \right)^2 \sin^2 \omega t + (R_T \dot{\theta})^2 \right] \quad (3)$$

で与えられるので、タービンの回転運動方程式は、タービンと発電機ロータの慣性モーメントを I 、発電機の負荷トルクを $T_L(\dot{\theta})$ とすれば、次式で記述することが出来る。

$$I \frac{d\dot{\theta}}{dt} + T_L(\dot{\theta}) = T_T(t) \quad (4)$$

タービンの主要目とトルク係数、差圧係数、効率が迎角の関数として与えられると、この回転運動方程式の解よりタービンの回転角速度を推定することが出来る。

2.1 タービンの主要目と特性曲線

本シミュレーション計算では、港湾技術研究所が 1983 年から 1984 年に酒田港で実海域実験を実施し、公表されているウェルズ・タービンの主要目と性能曲線を用いる。タービンの主要目を表 1、タービンのトルク係数曲線を図 1、差圧係数曲線を図 2、効率曲線を図 3、タービンの運転方

式を図4にそれぞれ示す。運転方式については、タービンに働く軸力を相殺するタンデム並列運転方式を用いる。この場合、環状流路断面積 A_T は単段運転方式の2倍となる。

表1. ウェルズタービンの主要目¹⁾

翼断面	NACA0021	チップ半径 R_T	0.67 m
弦長	162.5 mm	ボス半径 R_B	0.5 m
翼厚	34.1 mm	環状流路断面積 A_T	$0.62 \times 2 \text{ m}^2$
弦節比	0.62	空気室水面の面積 A_W	50 m^2
翼枚数	16	空気室流量 Q	$12 \times 2 = 24 \text{ m}^3 / \text{sec}$
重量	351 kg	慣性モーメント GD^2	$220 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

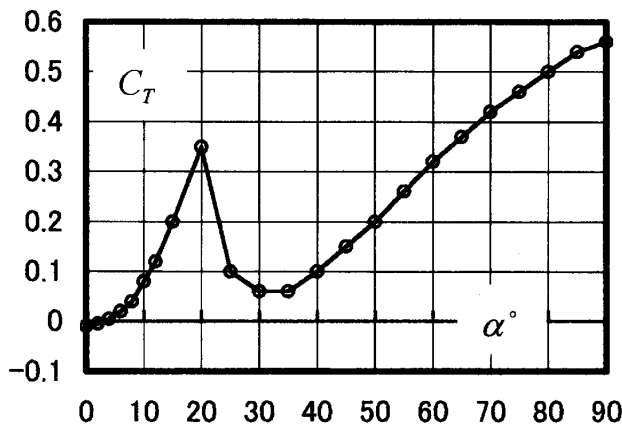


図1 タービンのトルク曲線

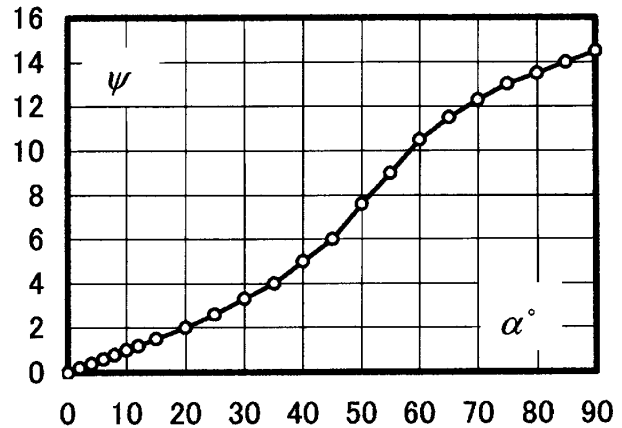


図2 タービンの差圧曲線

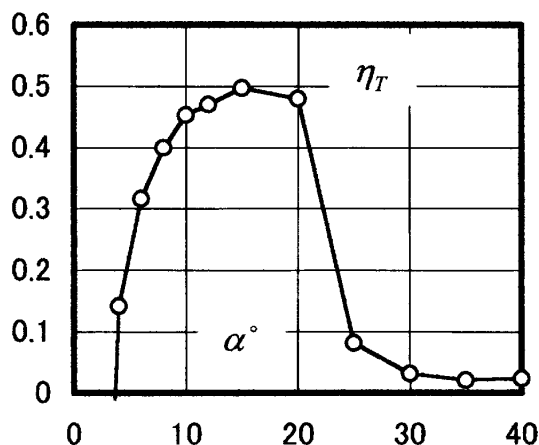


図3 タービンの効率

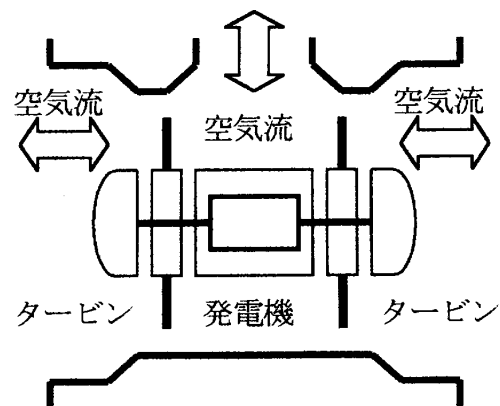


図4 タンデム並列運転方式

2.2 定常高速回転時のトルクと回転運動特性

タービンが高速回転している時、空気流のタービン翼への迎角 α が $0^\circ < \alpha < 20^\circ$ の範囲にあるので、図1に示すトルク係数 $C_T(\alpha)$ を迎角の二次曲線で近似すれば

$$\begin{aligned}
 C_T(\alpha) &= C_{T\alpha}\alpha^2 - C_{T0} \\
 &= C_{T\alpha}(\tan^{-1} \frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T \dot{\theta}} \sin \omega t)^2 - C_{T0} \approx C_{T\alpha}(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T \dot{\theta}} \sin \omega t)^2 - C_{T0}
 \end{aligned} \quad (5)$$

を得るので、このトルク係数を (3) 式に代入すると、高速回転時のトルクは次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 T_T(t) &= \frac{1}{2} \rho_a A_T R_T [C_{T\alpha}(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T \dot{\theta}} \sin \omega t)^2 - C_{T0}] [(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T} \sin \omega t)^2 + (R_T \dot{\theta})^2] \\
 &= \frac{1}{2} \rho_a A_T R_T^3 [\frac{C_{T\alpha}}{\dot{\theta}^2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T} \sin \omega t)^4 + (C_{T\alpha} - C_{T0})(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T} \sin \omega t)^2 - C_{T0} \dot{\theta}^2]
 \end{aligned} \quad (6)$$

また、このタービンに直結された発電機を駆動するトルク $T_L(\dot{\theta})$ は回転角速度と回転摩擦の関数となるので、角速度の二乗に比例するトルク係数を C_G 、回転摩擦トルクの係数を C_F とし、発電負荷トルクを

$$T_L(\dot{\theta}) = \frac{1}{2} \rho_a A_T R_T^3 (C_G \dot{\theta}^2 + C_F) \quad (7)$$

と仮定すれば、(4) 式より回転運動方程式を次式のように記述することが出来る。

$$\begin{aligned}
 I \frac{d\dot{\theta}}{dt} + \frac{1}{2} \rho_a A_T R_T^3 (C_G \dot{\theta}^2 + C_F) \\
 = \frac{1}{2} \rho_a A_T R_T^3 [\frac{C_{T\alpha}}{\dot{\theta}^2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T} \sin \omega t)^4 + (C_{T\alpha} - C_{T0})(\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T} \sin \omega t)^2 - C_{T0} \dot{\theta}^2]
 \end{aligned} \quad (8)$$

この非線型微分方程式を数値的に解くと回転角速度を求めることが出来るが、まづ、物理的考察をするために、近似的に解析解をもとめる。この場合、波の周期は6秒程度で緩やかであり、近似的に準定常として取り扱うことが出来るので、(8) 式の右辺のトルク $T_T(t)$ について一周期間 T の平均トルク \bar{T}_T

$$\bar{T}_T = \frac{1}{T} \int_0^T T_T(t) dt = \frac{\rho_a}{2} A_T R_T^3 [\frac{3C_{T\alpha}}{8\dot{\theta}^2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T})^4 + \frac{C_{T\alpha} - C_{T0}}{2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T})^2 - C_{T0} \dot{\theta}^2] \quad (9)$$

を用いると、(8) 式より次式を得る。

$$I \frac{d\dot{\theta}}{dt} = \frac{\rho_a}{2} A_T R_T^3 [\frac{3C_{T\alpha}}{8\dot{\theta}^2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T})^4 + \frac{(C_{T\alpha} - C_{T0})}{2} (\frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T})^2 - (C_{T0} + C_G) \dot{\theta}^2 - C_F] \quad (10)$$

この微分方程式の解析解より定常回転角速度 $\dot{\theta}_\infty$ は次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta}_\infty &= \frac{A_w \bar{\zeta}_G \omega}{A_T R_T} C \\
 C &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{C_{T\alpha} - C_{T0}}{C_G + C_{T0}}} \left[\sqrt{\delta^2 + \frac{6C_{T\alpha}(C_G + C_{T0})}{(C_{T\alpha} - C_{T0})^2}} + \delta \right]^{1/2}, \quad \delta = 1 - \frac{2C_F}{C_{T\alpha} - C_{T0}} (\frac{A_T R_T}{A_w \bar{\zeta}_G \omega})^2
 \end{aligned} \quad (11)$$

この場合、毎分回転数は $N_\infty = 30\dot{\theta}_\infty / \pi$ 、タービンのトルクは (9) 式に (11) 式を代入すれば

$$\bar{T}_T = \frac{\rho_a}{2} \left(\frac{R_T}{A_T} \right) (A_w \bar{\zeta}_G \omega)^2 \left[\frac{3C_{T\alpha}}{8C^2} + \frac{C_{T\alpha} - C_{T0}}{2} - C_{T0}C^2 \right] \quad (12)$$

また、タービンの回転トルク・パワー P_T は次式で与えられる。

$$P_T = T_T (\dot{\theta}_\infty) \dot{\theta}_\infty = \frac{\rho_a}{2} \cdot \frac{(A_w \bar{\zeta}_G \omega)^3}{A_T^2} \left[\frac{3C_{T\alpha}}{8C} + \frac{(C_{T\alpha} - C_{T0})C}{2} - C_{T0}C^3 \right] \times \frac{9.8}{1000} [kW] \quad (13)$$

この回転パワー P_T を係数 C の関数として図 5 に、係数 C を発電負荷係数 C_G の関数として図 6 にそれぞれ示す。ここで、タービンは図 4 に示す並列タンデム運転とするので、環状流路断面積

$A_T = 0.62 \times 2 m^2$ 、トルク係数は $C_{T\alpha} = 3, C_{T0} = 0.0075$ 、 $\delta = 1$ とする。

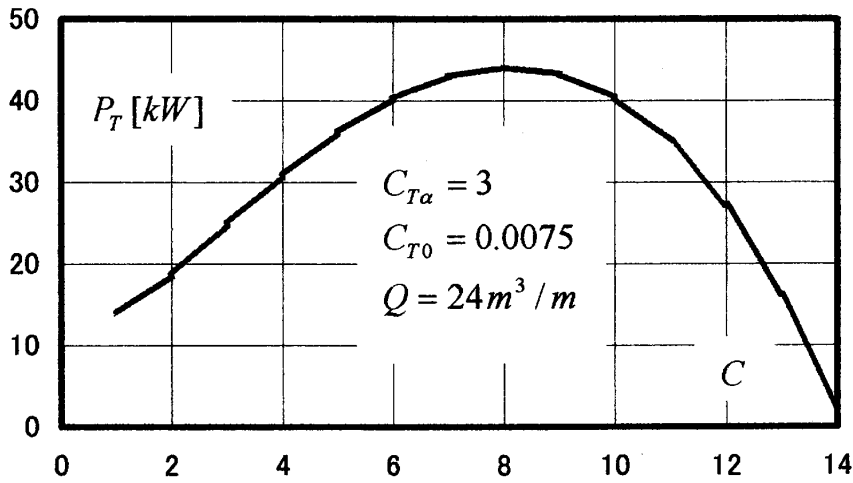


図 5 係数 C に対する回転パワー

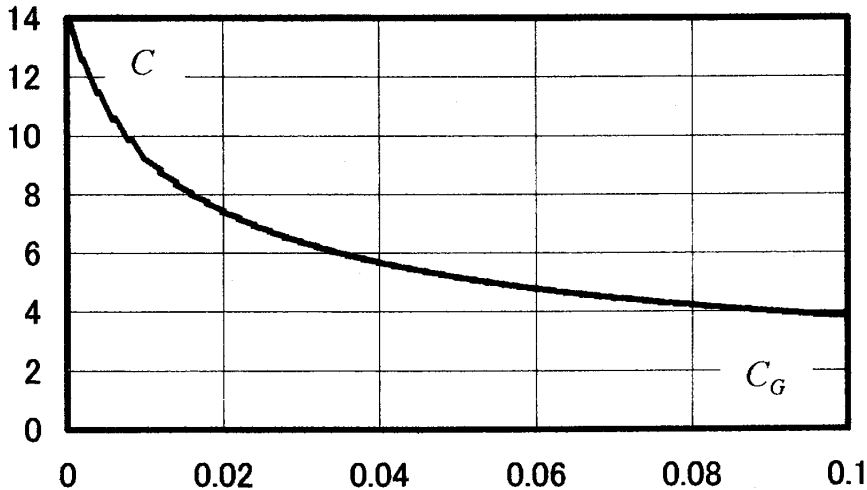


図 6 発電負荷係数に対する係数 C

この場合、図 5 に示すパワーが最大となる C は $\partial P_T / \partial C = 0$ より

$$C = \sqrt{\frac{C_{T\alpha} - C_{T0}}{12C_{T0}}} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{18C_{T\alpha}C_{T0}}{(C_{T\alpha} - C_{T0})^2}} \right]^{1/2} \quad (14)$$

で与えられるので、これが (11) の C と等しいとき、パワーが最大となる最適発電負荷係数が近

似的に次式で与えられる。

$$C_G = 2C_{T0} = 0.015 \quad (15)$$

最適発電負荷を設定した場合のタービンの回転角速度、トルク及びパワーを定格空気流量近傍の空気流量に対して図7に示す。

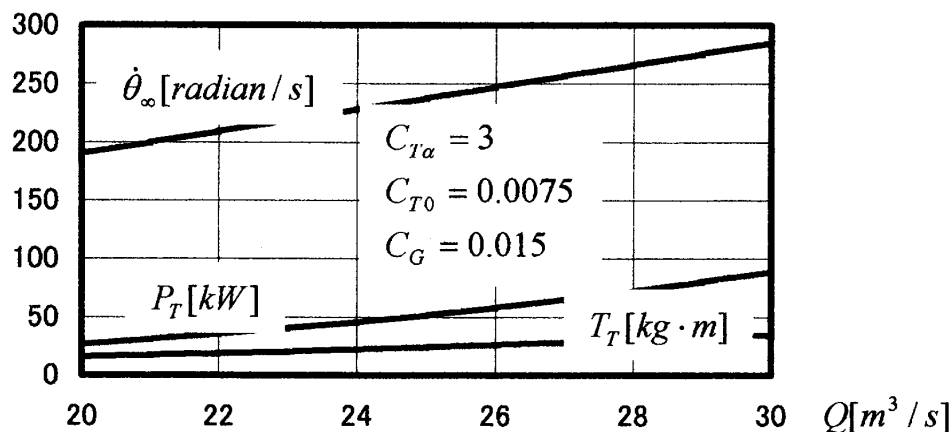


図7 空気流量に対するタービンの回転角速度、トルク及びパワー

3. タービン出力向上のための制御系

タービンが定常回転している時、空気室流量が減少すると、タービン翼への流入角度が変動し、タービンの回転出力パワーが低下する。この場合、出力低下を避けるためには空気流速の変動を最小限に抑える方法が得策である。空気流速の変化を最小限に抑える方法の一つとして、タービンの環状流路断面積を空気室流量の変動に応じて、変化させる方法が考えられる。

図8はこの方法によるタービンの出力向上を目的としたフィードバック制御系で、制御量をタービン出力とし、フィードバック量をタービン回転角速度として、その変化量をもとに環状流路断面積を制御する。タービン駆動部ではタービン回転トルク及び発電機負荷トルクより、(10)式を解いて回転角速度を求める。制御演算部ではタービン回転角速度を検出し、空気流量の変化に応じてタービン回転角速度の変化量が最小になるように環状流路断面積の変更量を求めるフィードバック制御演算を行う。

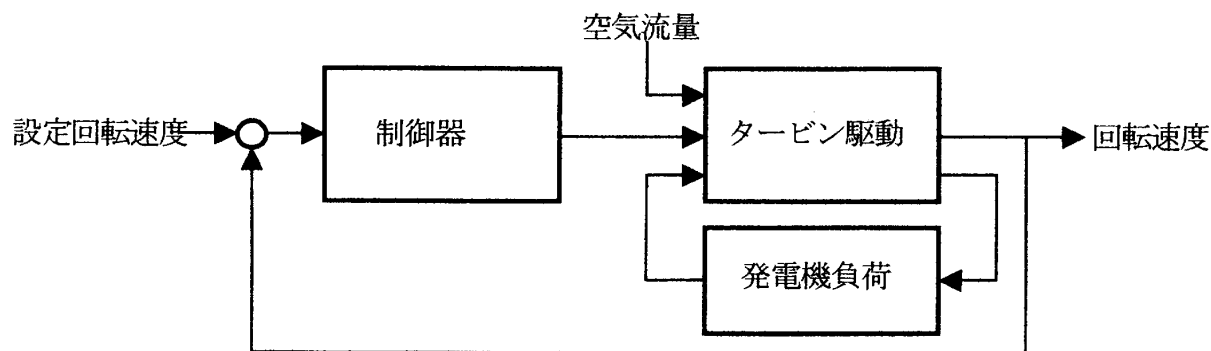


図8 タービンの回転速度制御系

4. フィードバック制御シミュレーション

(11) 式よりタービンに流入する空気流量が $Q = 24\text{m}^3/\text{s}$ の時、定常回転数は $N = 1820\text{rpm}$ で与えられ、空気流量が 10% 減少した時、回転数は 1640rpm に低下する。この場合、図 8 に示すフィードバック制御を行うと、どの程度改善可能かをシミュレーションにより確認する。

図 9 は空気流量が急に 10% 減少した時、タービン回転数の時刻暦を制御なし、とありの場合を比較して示したものである。制御なしの場合には、空気流量が減少するとタービン回転数が大幅に低下するが、制御を加えることにより過渡的には若干の回転数低下が見られるものの、速やかに定格回転数に復帰していることが分かる。

図 10 と図 11 は空気流量が急に 10% 減少した時、タービンの回転トルクと回転出力の時刻暦を制御なし、とありの場合を比較して示したものである。制御なしの場合には、回転数低下に伴うタービントルクと回転出力の低下量が定格時の 25% 以上に達するが、制御を加えると、回転トルク及び出力は速やかに定格値に復帰する。制御なしの場合には環状流路断面積は一定であるが、制御に伴い環状流路断面積が図 12 に示すように変化する。

図 13 は、この時のタービンチップの迎角を示したもので、制御しない場合には、タービン回転数低下に伴い、タービンチップ迎角も減少し効率が低下するが、制御を加えると、効率の高い領域での運転が可能となる。

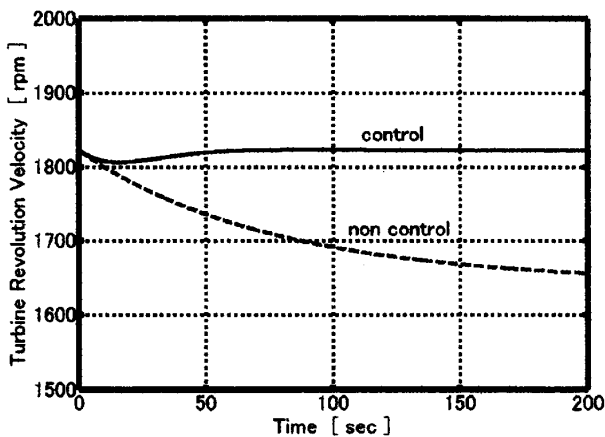


図 9 タービンの回転数

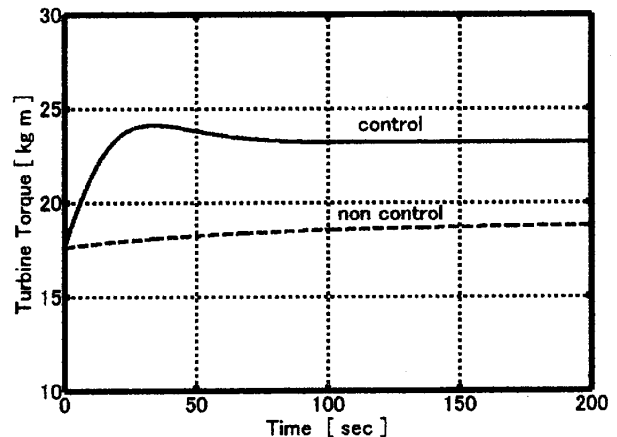


図 10 タービンの回転トルク

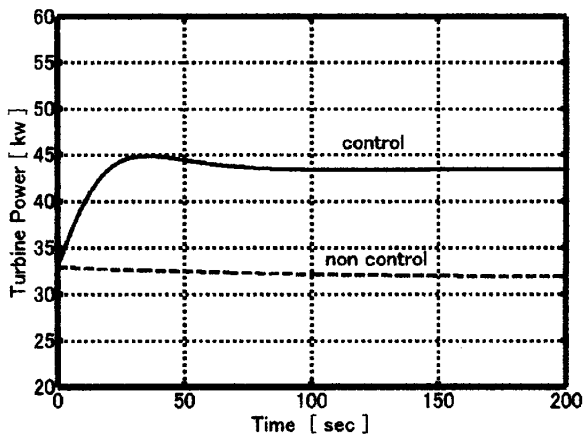


図 11 タービンの回転出力

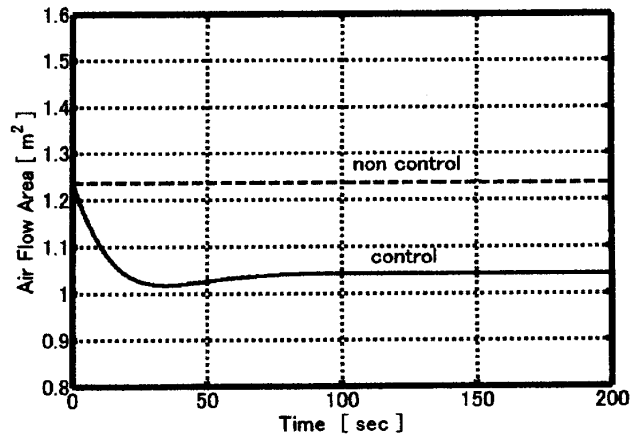


図 12 環状流路断面積

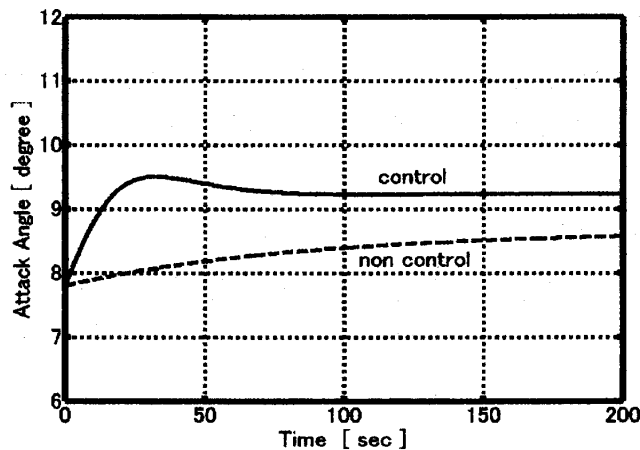


図13 タービンチップ迎角

5. あとがき

波力発電用ウェルズタービンの回転運動特性ならびに定常高速回転時のトルクと回転運動方程式を導出し、最適発電負荷を求め、その理論考察結果をもとに、タービン出力向上を目的としたフィードバック制御系を構成しシミュレーション解析を行った。制御系としては空気室水面の上下振動振幅の低下量に同期させて環状流路断面積を絞り込むことにより、入力振幅低下によるタービン出力低下量を抑える方法を採用した。

この結果、ウェルズタービンの定格運転中に波入力振幅が10%低下すれば通常運転の場合には回転速度低下は避けられないが、回転速度変化に応じて環状流路断面積を絞り込む自動制御を加えることにより回転速度を速やかに定格状態に復帰させ、タービンチップ仰角も効率の高い領域の状態に戻り、タービン出力低下を抑えることが可能であることが判った。

参 考 文 献

- 1) 鈴木正巳、荒川忠一：波力発電防波堤の発電装置特性—酒田港波力発電実証実験—
海洋科学センター第3回エネルギーシンポジウム、pp.219-228、1991
- 2) 波浪エネルギーと魚礁の研究開発委員会：波力発電と魚礁システムの開発、福井工業大学
研究紀要、第32号 pp.303-405、2002
- 3) 丸山隆英：防波堤利用の波力発電、日本造船学会誌 第809号 pp.800-804、1996
- 4) 鈴木正巳、荒川忠一、田古里哲夫：波力発電用ウェルズタービン性能に及ぼす諸因子の
影響、海洋科学技術センター第2回エネルギーシンポジウム、pp.73-81、1987

(平成14年12月6日受理)