

運輸省港湾技術研究所

港湾技術研究所 報告

REPORT OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH
INSTITUTE

MINISTRY OF TRANSPORT

VOL. 24 NO. 2 JUNE 1985

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



港湾技術研究所報告 (REPORT OF P.H.R.I.)

第24巻 第2号 (Vol. 24, No. 2) 1985年6月 (June 1985)

目 次 (CONTENTS)

1. An Effective Stress Analysis of Liquefaction at Ishinomaki Port during 1978 Miyagi-ken-oki Earthquake
..... Susumu IAI, Hajime TSUCHIDA and W. D. Liam Finn..... 3
(1978年宮城県沖地震の石巻港における液状化現象の有効応力解析
..... 井合 進・土田 肇・W. D. Liam Finn)
2. 不規則波に対する消波ブロックの安定性に関する実験的考察
..... 谷本勝利・原中祐人・山崎一雄.....85
(Experimental Study on the Stability of Wave Dissipating Concrete Blocks against Irregular Waves.....Katsutoshi TANIMOTO, Suketo HARANAKA and Kazuo YAMAZAKI)
3. 砂れん上の底質の浮遊過程を考慮した漂砂観測法に関する実験的研究
..... 入江 功・寺崎賢次・加藤一正... 123
(Laboratory Study on the Observation Methods of Sediment Transport as Focussed on Suspension of Sediment above Sand Ripples
..... Isao IRIE, Kenji TERASAKI and Kazumasa KATOH)
4. 底質の移流沈降過程を入れた航路・港内埋没の予測
..... 入江 功・栗山善昭... 157
(Prediction of the Rate of Sedimentation in Channels and Basins by Considering the Deposition Process Due to Convective Move of Bed Materials..... Isao IRIE, Yoshiaki KURIYAMA)
5. 波力発電ケーソンに設置されたウェルズタービンの出力計算法
——波エネルギーに関する研究 第4報——
..... 高橋重雄・鈴木諭史・明瀬一行... 205
(Turbine Power of Pneumatic-type Wave Power Extractors Utilizing Caisson Breakwaters
——A Study on Development of Wave Power, 4th Report——
..... Shigeo TAKAHASHI, Satoshi SUZUMURA and Kazuyuki MYOSE)
6. 淡塩二層密度界面の抵抗と混合特性.....中野 晋・鶴谷広一・一戸秀久... 239
(Friction and Entrainment at the Interface of Two-Layered Stratified Flow Susumu NAKANO, Hiroichi TSURUYA and Hidehisa ICHINOHE)

7. コンクリートかさ上げの付着特性……………林 洋介・佐藤勝久… 275
(Bond Characteristics of Concrete Overlays
…………… Yousuke HAYASHI and Katsuhisa SATO)
8. 飽和砂地盤上の盛土の破壊振動実験と円形すべり安定解析
……………上部達生・北澤壮介・檜垣典弘… 305
(Shaking Table Tests and Circular Arc Analysis for Large Models
of Embankment of Saturated Sand Layers……………Tatsuo UWABE,
Sosuke KITAZAWA and Norihiro HIGAKI)
9. 土砂輸送パイプの摩耗に関する研究 (第2報)
——大口径ポリウレタンライニング管の耐摩耗性に関する現地実験
(苫小牧, 岸和田)——……………岡山義邦・浜田賢二・釜場和宏・中村裕二… 361
(Study on the Wear of Slurry Pipelines (2nd Report)——Field Tests
on Wear Resistance of Large Polyurethane Lined Pipe——
……………Yoshikuni OKAYAMA, Kenji HAMADA, Kazuhiro UKEBA
and Yuji NAKAMURA)

5. 波力発電ケーソンに設置された ウェルズタービンの出力計算法 —波エネルギーに関する研究・第4報—

高橋重雄*・鈴木諭司**・明瀬一行**

要 旨

港湾技術研究所では波力発電ケーソンの開発を行っている。波力発電ケーソンは、空気室と呼ばれる部分で波のエネルギーを吸収し、タービンおよび発電機によって発電することができる特殊なケーソンである。このケーソンは防波堤や護岸に利用可能である。波力発電ケーソンのタービンとして、ウェルズが発明したタービンを用いることにした。本報告は、ウェルズタービンの特性、そしてそれを含む波力発電システムについて理論的・実験的に検討したものである。

主要な結論は以下のとおりである。

- 1) ウェルズタービンの特性は、トルク係数と軸方向速度係数によって表され、これらは空気流のタービン翼に対する迎角によって変化する。
- 2) ウェルズタービンおよび発電機を設置した波力発電ケーソンにより、波パワーが電気のパワーに変換される。この過程を表す理論モデルを提案した。これは4つの微分方程式からなり、各時間ステップごとに数値的に解くことができる。
- 3) タービンを等価なノズルと考えることにより、空気パワーが近似計算法によって簡単に求められる。タービンパワーも、迎角と平均トルク係数の関係図より求められる。
- 4) 4枚翼のウェルズタービンを用いた模型実験を行った。実験では、D. C. モーターでタービンを一定回転に制御し、波の作用によるトルクを測定した。実験結果は計算結果によく一致した。
- 5) さらに、D. C. モーターを発電機とみなし、負荷抵抗を接続して発電実験を行った。波作用時のタービンの回転数や発電出力等の実験結果は、計算結果によく一致した。
- 6) 波力発電ケーソンに設置するウェルズタービンの、最適な大きさや回転数を簡単に決定する方法が示された。

* 水工部 波エネルギー研究室長

** 水工部 波エネルギー研究室

5. Turbine Power of Pneumatic-type Wave Power Extractors Utilizing Caisson Breakwaters —A Study on Development of Wave Power, 4 th Report—

Shigeo TAKAHASHI*
Satoshi SUZUMURA**
Kazuyuki MYOSE**

Synopsis

A wave power extraction system is under development at the Port and Harbour Research Institute. The extractor is a wave power convertor of the so-called Oscillating-Water-Column type. The device is essentially a caisson with a large submerged opening at the front and a small nozzle at the ceiling, which is rested on a sea bottom. An air turbine with an electric generator is connected to the nozzle. The water column within the lower half of the caisson is caused to oscillate vertically by the incident waves through openings, and it induces the compression and expansion of air mass within the upper half of the caisson. The air motion generates the high-velocity flow through the nozzle, which activates the air turbine and generates electricity. The extractor can be quite easily fitted to a vertical breakwater.

The turbine invented by Wells is selected as the air turbine of the present extracting system. The turbine can produce rotational power of uni-direction without a valve system even when the air flow reverses its direction. The performance of the turbine is characterized by a torque coefficient and a pressure drop coefficient, both of which are the functions of the attacking angle of the air flow to the turbine blades.

An explicit theory without any empirical parameters was derived to predict the conversion from wave power to air power by Ojima et al. of the same institute. The theory is extended to include the turbine and generator system utilizing the turbine characteristics, i.e. the two coefficients. The extended theory comprises four differential equations, which can be solved through step-by-step numerical calculations. The equations can also be solved analytically with some approximations when the incident waves are regular and the rotational speed of the turbine is constant.

A series of experiments are conducted to measure the torque of the turbine by the air flow generated by regular and irregular waves. The turbine in the experiments is controlled to rotate with a given constant speed by a D.C. motor. Another series of experiments are also conducted, where the motor is used as an electric generator with an electric resistance. The rotational speed and the generated electricity are measured in the experiments. The results of the two series of experiments well confirm the validity of the theory.

The theory and the experimental results as well as the design procedure of the turbine are presented in this report.

* Chief of the Wave Power Laboratory, Hydraulic Engineering Division

** Member of the Wave Power Laboratory, Hydraulic Engineering Division

目 次

要 旨	205
1. まえがき	209
2. ウェルズタービンの基本的性質	209
2.1 ウェルズタービンの原理と特性	209
2.2 4枚翼ウェルズタービンの定常空気流試験	212
3. パワー変換の理論	216
3.1 基本式と逐次計算法	216
3.2 ピーク軸方向速度係数と平均トルク係数	218
3.3 タービンが一定回転の場合の近似計算法	220
4. 波パワーからタービンパワーへの変換に関する実験	221
4.1 実験方法	222
4.2 規則波に対する実験結果	223
4.3 不規則波に対する実験結果	227
5. 発電実験	231
5.1 発電機の特 性	231
5.2 波による発電	233
6. 現地への適用	234
7. 結 論	236
参考文献	237
主要記号表	237

1. まえがき

港湾技術研究所では、波エネルギーを電気のエネルギーに変換する装置を有する防波堤の開発を行っている。この防波堤(図-1)は、波エネルギーを空気流のエネルギーに変換する特殊な形状をしたケーソンを持ち、空気流のエネルギーを電気のエネルギーに変換するタービンおよび発電機を含むものである。このケーソンを波力発電ケーソンと呼んでおり、波エネルギーを空気のエネルギーに変換する部分を空気室と呼んでいる。

波力発電ケーソンの研究に関して、すでに3編の研究報告が発表されている。すなわち、第1報¹⁾では、波力発電ケーソンの空気出力に関する理論が提案され、実験的に検証されている。第2報²⁾では、模型実験によりケーソンに作用する波力、特に極度の暴風時の波力について検討されている。さらに、第3報³⁾では、空気出力理論を入射波が不規則波の場合にも適用できるように拡張している。したがって、空気出力および耐波安定性の観点からは、ケーソンの基本的諸元の決定をすることができる。

本報告では、タービンと発電機、特にタービンについての検討結果を述べる。波力発電ケーソンによって発生した空気流は、流れる方向が逆転する往復流である。そのため、従来のタービンには流れを一方に保つためにバルブシステムが必要であった。このバルブシステムは装置を複雑にしており、また構造的な弱点となる。ウェルズは、流れの方向が逆転しても常に一方のトルクをとりだせるタービン(ウェルズタービン)を考案している。ウェルズタービンは、単純な機構のわりに効率も良く、波力発電ケーソンに用いることとした。ウェルズタービンの基本性能(特性)は、定常風による特性試験によって明らかにすることができる。その結果を適用すれば、波の作用によって生じる空気流の非定常な流れに対しても、タービンの挙動や得られるトルクが求められるであろう。ここでは、これまでの空気出力理論を拡張し、「入射波→空気出力→タービン出力→電気出力」の各変換過程を含む理論を提案している。すなわち、これまで

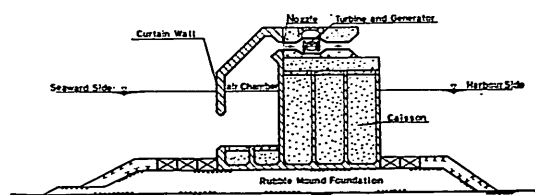


図-1 波力発電ケーソン

の理論では、タービンではなく単なるノズルにおける空気出力を検討したものであったが、さらに、タービンおよび発電機を含む理論に拡張している。理論は基本的には4つの微分方程式からなり、各時間ステップごとに数値的に解くことができる。ただし、比較的簡単な近似計算法も示している。近似計算法では、タービンがある場合の負荷に対応する等価な開口率をもつノズルを考え、そのノズルに対する空気パワーを近似的に求める。さらに、あらかじめ用意された図によってこの空気パワーからタービンパワーが求められる。

理論および計算法の妥当性は模型実験によって検証された。実験は3種類あり、定常空気流試験、波パワーからタービンパワーへの変換に関する実験、そして発電実験である。実験に用いたウェルズタービンは4枚翼のものであり、まず定常空気流試験によってその特性を調べた。次に、波を作用させ、波によって生ずる空気流によるタービントルクを測定した。この際タービンはD. C. モーターにより強制的に一定回転としている。さらに、このD. C. モーターを発電機とみなし、これに負荷抵抗を接続した発電実験も実施している。

この報告の目的は、以上述べたように波パワーからタービンパワーそして電気パワーの変換を計算できるようにすることである。また、波力発電ケーソンに設置するウェルズタービンの設計法、特に、空気室や波の諸元に対するタービンの大きさの決定法を確立することである。ただし、ウェルズタービンはその翼の形状等によって性能が異なる。種々の形状による性能の差については、定常空気流試験による研究が進んでおり、本報告では、どの形状のものを用いれば最適になるかについては特に言及しない。

2. ウェルズタービンの基本的性質

2.1 ウェルズタービンの原理と特性*

(1) 原理

Wells は1977年に、空気流が往復流であっても常に一方の回転力が得られるタービン、いわゆるウェルズタービンを考案した。その後、英国 CEBG (Central Electric Generating Board) の Sturge⁴⁾ や Grant & Johnson⁵⁾ によって研究がなされ、日本においても荒川⁶⁾⁷⁾、尾尾⁸⁾⁹⁾や井上¹⁰⁾らによって研究が進められている。

* この項の記述は文献6)によるところが多い。また、図-2, 3, 5, 6 は荒川らのものを一部書き変えたものである。

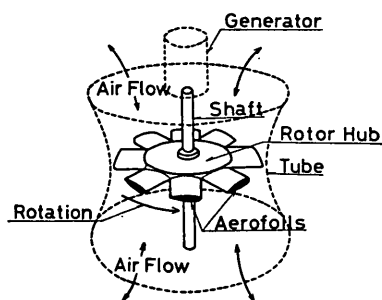


図-2 タービン概念図

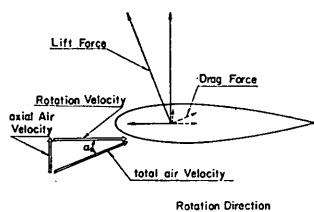


図-3 タービン翼に作用する力

ウェルズタービンは、図-2に示す円板（ローター）の周辺に複数の翼が配置されたもので、空気流に対し直角な方向に置かれる。空気流が作用すると図中に示した方向の回転力が得られる。この図では、ローターの部分にも空気流が作用するように書かれているが、実際には空気流は翼の部分のみを通るように内側にケーシングがあり、空気流は円環状の管内を通る。図-3は、ローターが回転している時のタービン翼に作用する力を示すものである。タービンが回転しているために翼に向う空気流の角度は 90° ではなくある迎角 α_t をもつ。空気流により揚力と抗力が生じ、揚力の接線方向成分（回転方向成分）が抗力のそれより絶対値が大きければ、回転方向に力が得られることになる。翼にはこの他、揚力と抗力の軸方向成分が作用する。空気流がこの図とは逆に下方からではなく上方から来た場合にも、接線方向力は同じであり、ただ軸方向力が下向きとなる。通常抗力の接線方向の力は小さく、一定方向の回転力が得られる。

なお、迎角 α_t はタービンのチップでの回転速度 u_t に対する軸方向の空気流速 w_p の比で表され、

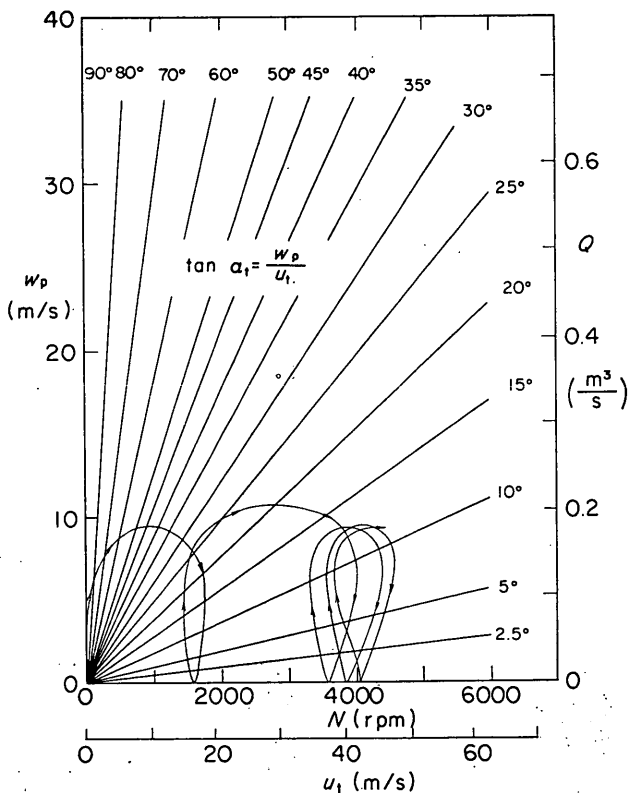


図-4 迎角 α_t の流量と回転数による変化

$$\tan \alpha_t = \frac{w_p}{u_t} \quad (1)$$

である。図-4は後述する実験に用いたタービン模型における、タービンの回転数 N と空気の流量 Q に対する迎角 α_t の変化を示すものである。回転数 N に対しチップ回転速度 u_t が決まり、流量 Q に対して空気流の速度 w_p が決まる。したがって、この図は u_t と w_p の変化に対する α_t 変化をみる図ともみなせる。当然、タービンが回転していなければ α_t は 90° であり、流量 Q が一定ならば、タービンの回転数が増すにつれて α_t は小さくなる。一方一定回転では、流量が増すほど α_t が大きくなるのがわかる。

同図に曲線で示したのは、このタービンに規則的な波による空気流が作用したときの Q と N の変化である。ただし、この場合空気流の速度は絶対値である。最初は $Q=0$ 、 $N=0$ であり図の原点から始まり、回転数は振動しながら徐々に上昇し、あるところで準定常の状態となる。タービンや発電機の慣性が大きいほど回転数は一定の状態になる。図からわかるように、起動時およびその近くでは α_t は $0^\circ \sim 90^\circ$ まで変化しているが、タービンが高速回転するにつれて α_t の上限が低下する。この様に空気流が定常でないとき α_t は複雑な変化を示す。ただし、実際の海の波は不規則であり、 α_t の変化はさらに複雑となる。

(2) タービンの形状

タービンの翼の断面形状は、通常その揚力に対する抗力の比が小さい NACA の 4 桁のシリーズ、NACA 0010 ~ NACA 0021 のものが多く用いられる。この番号は、翼の断面方向の長さに対する厚さの比をパーセントで表すものである。翼の平面形状には矩形、扇形等種々の形がある。ローターの周辺にとりつけられる翼の数も、4 枚 ~ 20 枚程度まで種々ある。

ローターの外縁、すなわち翼の根本をハブと称し、翼の外縁をチップと称する。ハブまでの半径とチップまでの半径の比をハブ比という。翼の弦長の円周上の総和に対する円周の長さの比をソリディティと呼んでおり、通常はチップにおけるソリディティ、チップソリディティ σ_t で表される。これはタービンを上からみたときの、円環状の開口部の面積に対する翼がある部分の面積の割合にはほぼ相当するものである。また、翼の断面方向の長さに対する翼のローター直径方向の長さを、アスペクト比と呼んでいる。

タービンを流れる空気流は、チップからハブまでの円環状の開口部を通るわけであるが、この開口部にはガイドベーンと呼ばれる案内翼がタービン翼の前後に設けられることが多い。案内翼は空気流を軸方向より少し傾かせタービンの出力を向上させるのである。

(3) トルク係数と流量係数

ウェルズタービンの形状にはいろいろあり、それぞれ少しずつ特性が異なる。それぞれの特性を記述するのは、トルク係数 C_t と流量係数 ψ である。トルク係数は、タービンが得るトルク T_{qt} をタービンに向う空気流の速度で無次元化したもので、以下の式で表される。

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

ここに、空気流の速さ w_p 、タービンのチップでの回転速度 u_t 、空気の密度 ρ_a 、タービン開口部の環状面積 A_t 、そしてチップ半径 R_t である。また、流量係数は、タービン前後での圧力差 p^* をタービンに向う空気流の速度で無次元化したものである。すなわち、

$$\psi = \frac{p^*}{0.5 \rho_a (u_t^2 + w_p^2)} \quad (3)$$

で表される。トルク係数も流量係数も迎角 α_t の関数と

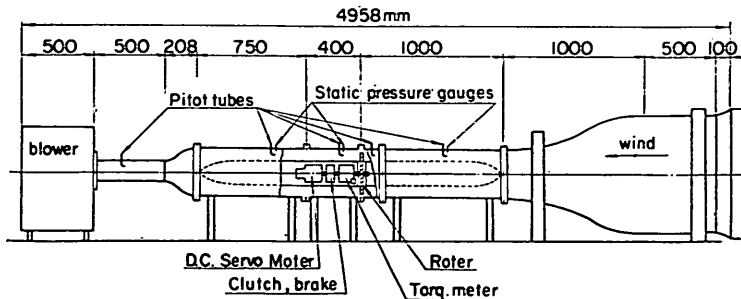


図-5 タービン翼定常流試験装置 (東大工学部)

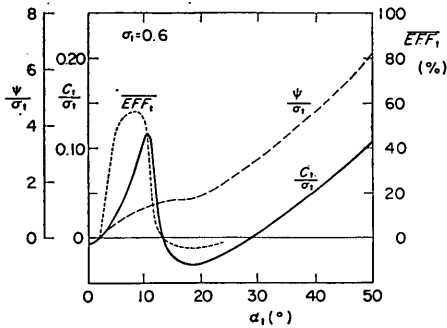


図-6 迎角に対する流量係数，トルク係数，そしてタービン効率の変化 (6枚翼タービン)

して表される。図-5は、荒川らが用いたタービンの特性試験を行う装置である。送風機により風を吸い込み、円筒の内にタービンを設置し、そのタービンに作用するトルクを測定し、同時に空気流速やタービン前後の圧力を測定するものである。送風機の流量およびタービンの回転数を変化させることにより、タービンへの迎角を変化させて測定を行う。

図-6は、鈴木・荒川・田子里が行った定常流によるタービンの特性試験結果の例⁷⁾である。トルク係数、流量係数、そしてそれらから求められるタービン効率 EFF_t を示している。ただし、 ψ 、 C_t ともソリディティ σ_t によって除した値である。流量係数は α_t の増加とともに比較的単調に増大する。これに対しトルク係数は α_t が 0° 付近で負であるが、 α_t の増加とともに増加し、 $\alpha_t = 12^\circ$ 付近でピークとなる。これは、 α_t が 0° 付近では翼に作用する抗力が大きく C_t は負となるが、 α_t が増大するとともに揚力が大きくなるからである。 α_t が 12° 以上で C_t は急激に低下する。これはその領域では翼付近の流れが大きな剝離をともなった流れとなり、失速状態となるためである。 α_t が 3° から 12° 付近までの領域を、高速運転領域と呼んでいる。この領域では、タービンの効率は図では50%程度である。タービンは通常この領域で運転できるように設計されなければならない。ただし、前掲図-4でみたように、タービンが起動する時には、 α_t は 0° から 90° まで変化する。したがって、高速運転領域以外のタービンの特性も重要である。

なお、タービン効率 EFF_t は次式で定義される。

$$EFF_t = T_{qt} \omega / Q \rho^* \quad (4)$$

ここに、 ω はタービン角速度で $\omega = 2\pi N / 60$ である。定

常流の場合、トルク係数と流量係数によりタービン効率は表され、

$$EFF_t = C_t / (\psi \tan \alpha_t) \quad (5)$$

である。

(4) 最適なウェルズタービン

ウェルズタービンは広い迎角の範囲で効率がよく、しかも起動特性が良い必要がある。どのような形状のものが最適であるかについては、現在研究が進んでおり、本報告では特に検討しない。ただし、現在まで明らかとなった点を以下に簡単に示しておく。

- 1) 翼厚は薄い方が効率は良いが、厚い方が起動特性が良い。
- 2) ソリディティは0.6程度が最も効率がよい。ただし、起動特性はソリディティが大きいほど良い。
- 3) ハブ比が大きいほど圧力差を大きくすることができる。ハブ比が0.7程度のものが効率と圧力差のバランスから良い。
- 4) ガイドベーンによって5%から10%程度の効率の上昇がはかれる。

2.2 4枚翼ウェルズタービンの定常空気流試験

4枚翼のウェルズタービンの定常空気流試験を行った。このタービンを後で述べる波パワーからタービンパワーへの交換に関する実験や、発電実験に用いている。本章では、試験方法と結果を述べる。

(1) タービンの形状

試験に用いたタービン翼はアルミ製であり、その形状

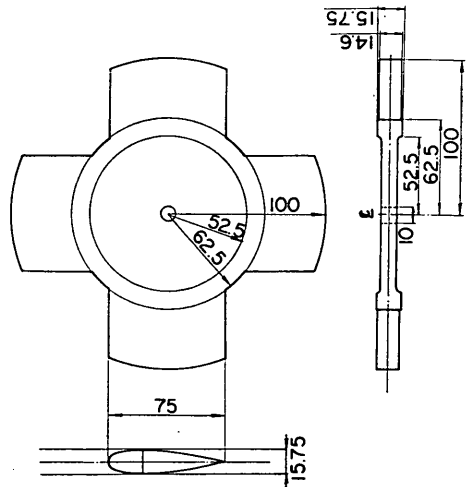


図-7 実験に用いたタービン翼 (4枚翼)

波力発電ケーソンに設置されたウェルズタービンの出力計算法

表-1 タービン翼の諸元

blade section	NACA 0021
number of blade	4
tip diameter	200mm
hub diameter	125mm
air flow area A_t	191.4cm ²
blade thickness	15.75mm
chord	75mm
solidity σ_t	0.478
weight	695 (1523)* gf
$G D^2/4$	31 (68.1)* kg cm ²

* 2段の場合

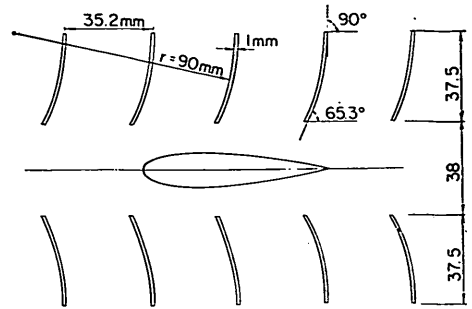


図-9 タービン翼とガイドベーンとの関係 (タービン円周上での展開図)

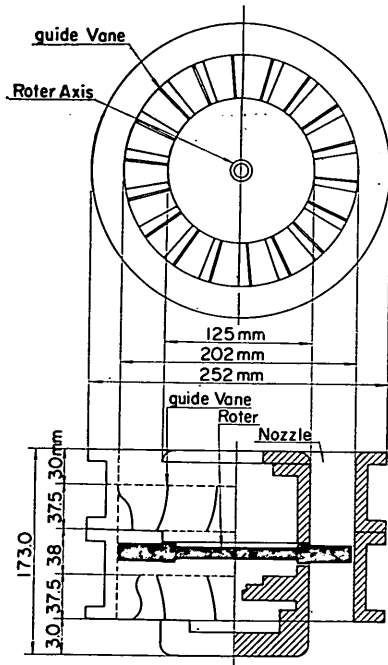


図-8 実験に用いたタービン

は図-7に示すとおりである。その諸元は表-1に示しているが、タービンのチップでの直径が200mmあり、ソリディティが0.478とやや小さく、ハブ比も0.625とやや小さいのが特徴である。タービン翼は図-8に示すアクリル合成樹脂製の2重円筒中に固定されている。この2つの

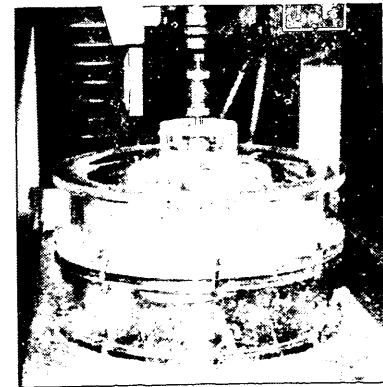
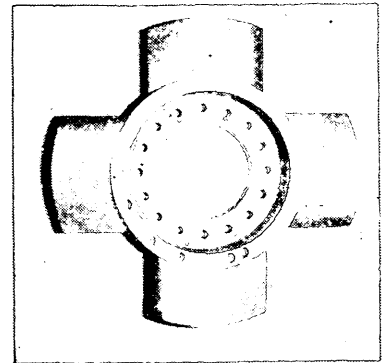


写真-1 タービン翼(上)とタービン(下)

円筒の間の円環状の部分がタービンの開口部であり、ここを空気が流れる。円環内にはガイドベーンが設けられている。円筒の外側から円周まわりを見ると、図-9のようにガイドベーンではさまれた空間を翼が進行することになる。ガイドベーンは翼の進行方向に直角ではなく、65.3°の傾きとなっており、空気流の翼に対する角

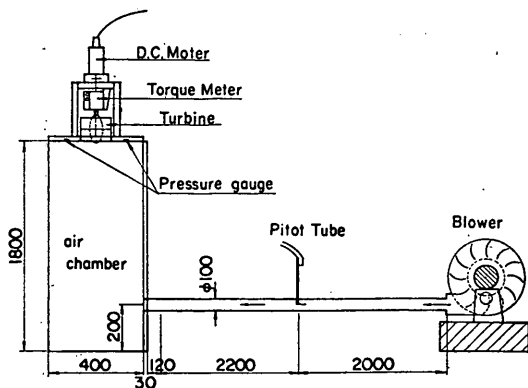


図-10 空気室によるタービン異定常流試験装置

表-2 空気室の諸元

width air chamber, B	80cm
length of chamber, l_B	78cm
height of air chamber, D	80cm
opening ratio of turbine nozzle, ε_t	1/31.3
depth of curtain wall, d_c	20cm

度を強制的に変えている。写真-1にタービン翼とタービン全体を示す。

タービンの形状の種類は以上述べたもの他に、タービン翼を2段にしたものもある。4枚翼のローター2枚を45°ずらして重ねさせたものである。この2枚のローターの中心間の距離は37.5mmである。2段のタービンのソリディティは1段のもの2倍であり $\sigma_t = 0.956$ となる。

(2) 試験方法

タービンの定常空気流に対する特性試験は、通常前掲図-5のように流れを乱さないよう十分留意して、長い円筒中にタービン翼を設置して行われる。しかしながら、ここではできるだけ実際にタービンを設置する状態で測定することを考えた。すなわち、図-10に示すように、空気室の上部に設置した状態で行った。空気室に波を作用させる代わりに、空気室の波の入口を閉じ、ここに2.2kWの送風機により内径10cmのパイプで定常風を送り込んでいる。表-2に空気室の諸元を示している。空気室の幅 B は0.8mであり、長さ l_B が0.78mである。空気室の面積 A_n に対しタービンの円環部の面積 A_t は1/31.3である。

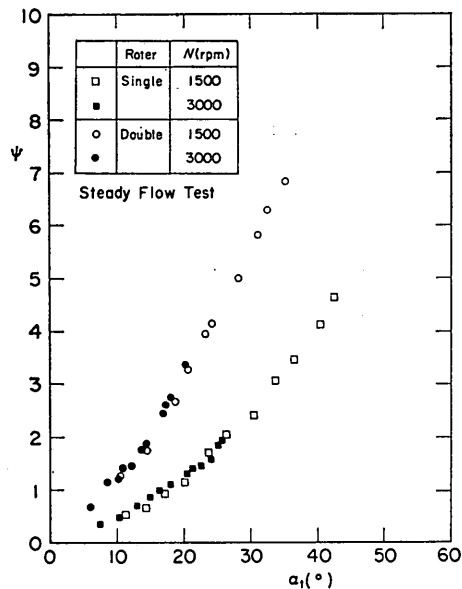


図-11 空気室による流量係数 (定常流試験結果)

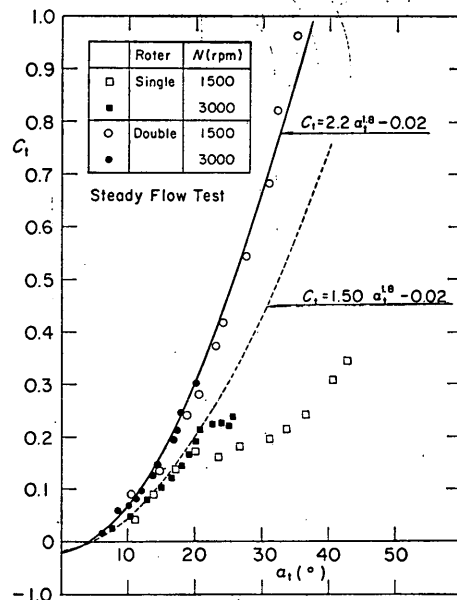


図-12 空気室によるトルク係数 (定常流試験結果)

空気の流量は送風機の入口で調整して変化させ、その値はパイプ内の風速分布をピトー管で測定することによって求めている。また、空気室内の圧力は、天井部に取付けられた2個の圧力計で測定した。タービン上部にト

トルクメータおよび回転計を取付け、タービンに作用するトルクおよびタービンの回転数を測定した。さらに、トルクメータの上部には、ギアを介してD. C. モーターを取り付け、タービンを回転させる。このときD. C. モーターはサイリスタによって強制的に回転数を一定に制御することができる。なお、風速については熱線風速計でも検証している。

実験ケースはタービン翼が2段と1段の2種類、タービンの回転数は1500rpmと3000rpmである。風量を変化させることにより、迎角を変えている。

(3) 試験結果

図-11は迎角 α_t を横軸にとって、流量係数 ϕ を示したものである。流量係数は○印の2段のものが□印の1段のものの2倍となっており、同じ圧力でも流量が小さいことがわかる。流量係数 ϕ をソリディティ σ_t で除すと、その値は2段の場合と1段の場合とでは差が小さい。またその値は、前掲図-6の流量係数をソリディティで除した値とほぼ同じとなる。

図-12は迎角 α_t を横軸にとって、トルク係数 C_t を示したものである。○印の2段の場合には、回転数が1500rpmでも3000rpmでも α_t が増加するにつれて増大する。□印の1段の場合には、やや α_t が25°付近で C_t の増大が鈍化するものの、全体的には α_t の増加とともに C_t は増大する。これらの傾向は前掲図-6の C_t の傾向と全く異なっており、失速による C_t の低下が表れていない。この理由として、定常風試験の方法が異なることが考えられる。すなわち、荒川らの試験ではタービンは乱れ度の小さい流れが作用しているが、空気室から直接タービンに流れ込む流れは非常に乱れている。乱れ度が大きいときに失速角が遅れることは、すでに井上ら¹⁰⁾が指摘しているところである。乱れ度の影響については今後検討すべき問題の一つである。ただし、今回のように、実際に用いる場合と同様な乱れ度を与えた定常風試験を行った方がより実際のであると思われる。

図-13はタービン効率を示すもので、○印の2段の場合も□印の1段の場合にも、前掲図-6の場合と同様に α_t 10°が付近でピークとなるが、それより α_t が大きいところでは急激に0あるいは負とはならず、徐々に低下している。2段の場合と1段の場合と比較すると2段の方が効率が悪い。これはソリディティが2段の場合1.0に近く、翼間の流れが非常に高速となり損失が大きいためと考えられる。

なお、2段のタービンのトルク係数は、

$$C_t = 2.2\alpha_t^{1.8} - 0.02 \quad (6)$$

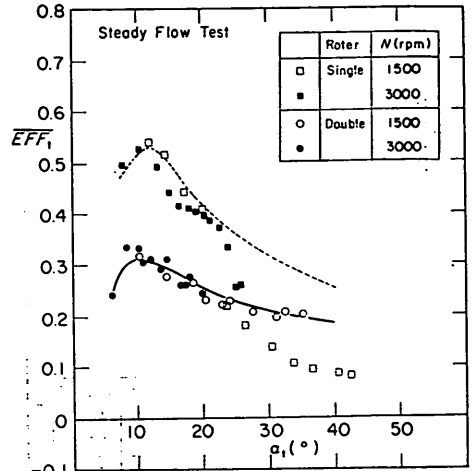


図-13 タービン効率 (定常流試験結果)

で近似できる。また1段の場合、 α_t が20°付近までは

$$C_t = 1.50\alpha_t^{1.8} - 0.02 \quad (7)$$

で近似できる。後に述べる計算において式(6)あるいは式(7)を用いた。1段のタービンでは式(7)を簡単のために α_t の全領域に用いた。したがって α_t が20°以上では過大な値を用いることに留意すべきである。

(4) 軸方向速度係数の提案

タービンの圧力と流量の関係は、式(3)で示される流量係数によって定義され、迎角の関数で表される。ここで、新たに圧力 p^* と空気流の速度 w_p の関係を定義する軸方向速度係数 φ_t を提案する。すなわち、 p^* と w_p と φ_t の関係を次式で定義する。

$$w_p = \pm \varphi_t \sqrt{\frac{2}{\rho a} \sqrt{|p^*|}} \quad (p^* > 0 \text{ のとき } w_p > 0) \quad (8)$$

タービンではなくノズルのみの場合は、ノズルでの損失がなければ φ_t は1.0とみなせる。しかしながら、タービンの場合には回転するローターの存在により、 φ_t は1.0より小さくなる。 φ_t は ϕ の別の表現であり、

$$\varphi_t = \sqrt{\frac{\tan^2 \alpha_t}{\phi(1 + \tan^2 \alpha_t)}} \quad (9)$$

の関係がある。 ϕ よりも φ_t の方がノズルと比較しやすく、また、その意味が明確であるので、本報告では ϕ の代わりに φ_t を用いることとする。

図-14は横軸を迎角 α_t にとり φ_t をプロットしたものである。□印の1段のタービンは、2段のタービンより

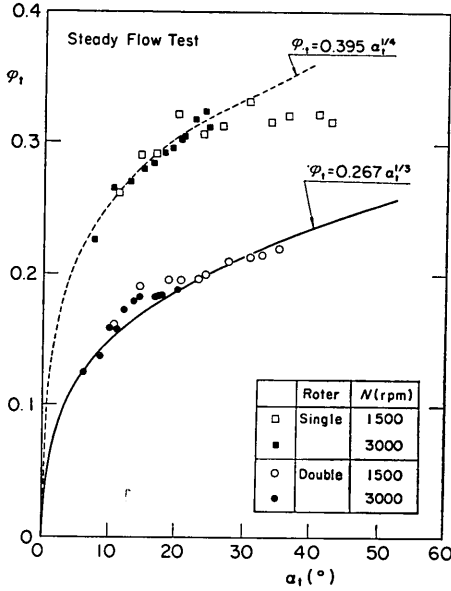


図-14 軸方向速度係数 (定常流試験結果)

空気が流れ易いことがよくわかる。図中の2段の場合の φ_t は、

$$\varphi_t = 0.267 \alpha_t^{1/3} \quad (10)$$

で近似でき、1段の場合には、

$$\varphi_t = 0.395 \alpha_t^{1/4} \quad (11)$$

で近似できる。

3. パワー変換の理論

3.1 基本式と逐次計算法

波のパワーは、波力発電ケーソンによって空気パワーに変換される。この空気パワーはケーソン上に設置されたタービンおよび発電機により、タービンパワーそして電気パワーに変換される。この一連の変換過程は、それぞれの変換過程に対する理論を組合せることによって、一つの数学的なモデルで表わすことができる。

木下らは、空気室の水塊の振動を浮体のヒービング運動とみなす「等価浮体近似法」を用いて空気パワーを計算し、さらに、水塊の振動とタービンの回転との相互作用を考慮して、タービンと発電機を含むパワー変換の理論を提案している¹¹⁾。これに対し、この研究シリーズの第1報では、波と空気室内の空気の相互作用に基づき空気パワーを求める理論を提案している。この理論では実験的に決める定数を必要としなく、波と空気室の諸元から与えられれば、空気パワーが求められる。ここでは、そ

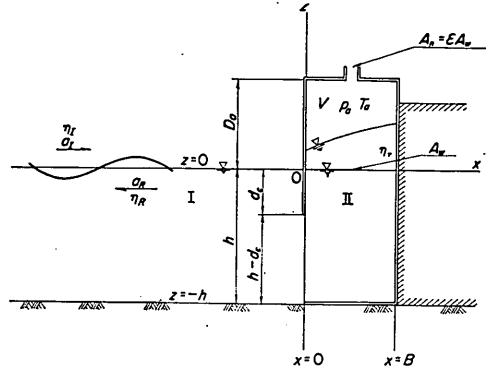


図-15 空気室の定義

の理論を拡張し、タービン発電機によるパワー変換を含む理論を提案する。

(1) 波パワーから空気パワーへの変換(ノズルの場合)
波パワーから空気パワーへの変換については、すでに前報までの報告で詳しく述べている、すなわち、図-15に示す空気室に波が作用するとき、空気室内の水位が変化し、圧力および温度が変化するとともに、ノズルから空気が入り出る。ここで、入射波の水位を η_I 、空気室内の場所的な平均水位 η を、空気室内の圧力の外気圧 p_0 との差を p^* 、空気室内の温度の外気温 T_0 との差を T^* 、そして開口率 ϵ のノズルからの空気流の速度を w_p とすると、次の3つの式が成立する。

$$\frac{dp^*}{dt} = \gamma \frac{p^* + p_0}{D_0 - \eta} \left\{ \frac{d\eta}{dt} - c_a \epsilon w_p \right\} \quad (12)$$

$$\frac{dT^*}{dt} = \frac{T^* + T_0}{D_0 - \eta} \left\{ -\frac{d\eta}{dt} + \frac{D_0 - \eta}{p^* + p_0} \frac{dp^*}{dt} + c_a \epsilon w_p \right\} \quad (13)$$

$$2\eta_I = \frac{1}{\rho \omega g} f(kh, kd_c) p^* + \frac{kB}{\tan kB} \eta + \frac{kB}{\sigma} \frac{d\eta}{dt} \quad (14)$$

ここに、

$$f(kh, kd_c) = \frac{2 \cosh kh \sinh k(h-d_c)}{\cosh k(h-d_c) \sinh kh + k(h-d_c)} \quad (15)$$

$$w_p = \pm \varphi \sqrt{2c_p |T^*|} \quad (T^* > 0 \text{ のとき } w_p > 0) \quad (16)$$

であり、

- k : 波の波数 (不規則波の場合は有義波の波数)
- t : 時間
- σ : 波の角周波数 (不規則波の場合の有義波の角周波数)
- c_p : 空気の定圧比熱 (1005J/kg K)
- φ : 速度係数
- c_d : 縮流係数 (1.0とする)
- ρ_w : 水の密度
- γ : 比熱比

また、空気室の幅が B 、静水面からの高さ D_0 、前壁(カーテンウォール)の静水面からの没水水深 d_c であり、そこでの水深が h である。式(12)と(13)は、それぞれ空気室内の質量とエネルギーの保存式であり、式(14)は空気室に出入りする波の流量と圧力の連続に関する式である。

式(16)のノズルからの空気流の速度は、圧力差が p^* 小さいときには、

$$w_p = \pm \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho_a} |p^*|} \quad (17)$$

と圧力の関数に置き換えることができる。実際、式(17)を式(16)の代わりに用いても、流速の差は 0.5% 以下であった。

なお、以上の式はすべてノズルの場合であり、タービンの場合には直接的には適用できない。

(2) タービンの場合の空気パワーとタービンパワー
タービンの場合でも、式(17)の速度係数 φ に式(8)で定義した軸方向速度係数 φ_t を用いれば、式(12)、(13)および(14)の波パワーから空気パワーへの変換式をそのまま用いることができる。ただし、この場合ノズルの開口率 ε の代わりにタービンの円環状開口部の開口率 ε_t を用いる。

タービンに作用するトルクはトルク係数の定義から求められる。すなわち、式(2)より

$$T_{qt} = C_t \cdot 0.5 \rho_a (u_t^2 + w_p^2) A_t R_t \quad (18)$$

したがって、タービンパワー W_t は、

$$W_t = \omega T_{qt} = C_t \cdot 0.5 \rho_a (u_t^2 + w_p^2) A_t R_t \omega \quad (19)$$

となる。空気パワーからタービンパワーへの変換効率をタービン効率 \overline{EFF}_t と呼び、 \overline{EFF}_t は、

$$\overline{EFF}_t = \overline{W}_t / \overline{W}_a \quad (20)$$

で表わされる。なお、 \overline{W}_t や \overline{W}_a はそれぞれ W_t と W_a の時間的平均値を意味する。

- (3) タービンの回転運動と発電パワー
タービンの回転運動は次式で表される¹¹⁾。

$$I_{t0} \frac{d\omega}{dt} = T_{qt} - T_{qg} - T_{ql} \quad (21)$$

ここに、 T_{qg} が発電トルクであり、 T_{ql} は発電機やその他の軸受け等による損失トルクであり、 I_{t0} はタービンおよび発電機等の回転部のすべての慣性モーメントである。 T_{qg} と T_{ql} が消費されるトルクであり、タービンのトルク T_{qt} は生産されるトルクである。両者の差が回転運動の変化に寄与する。

発電パワー W_g および損失パワー W_l は、それぞれ ωT_{qg} と ωT_{ql} であり、両者の和が発電機側で消費されるパワー W_{gc} である。すなわち、

$$W_{gc} = W_g + W_l \quad (22)$$

である。タービンパワーから電気パワーへの変換率、発電効率 \overline{EFF}_g は次式となる。

$$\overline{EFF}_g = \overline{W}_g / \overline{W}_t \quad (23)$$

(4) 逐次計算法

波パワーから発電パワーへの変換は、式(12)、(13)、(14)そして(21)を解けば求められる。すなわち、入射波の水位に対し4つの微分方程式を解くことにより、空気室内の水位、圧力、温度およびタービンの回転数が求められる。これらの微分方程式は線形ではなく、解析的な解は求められないが、数値的に各時間ステップごとに解くことができる。

具体的には式(12)、(13)、(14)そして(21)を Runge-Kutta-Gill 法で解く。その際、式中の空気流の速度 w_p は式(8)によって各時間ステップごとに計算する。式(8)の φ_t はタービンの特性試験から得られた値を用いる。 φ_t は迎角の関数であり、すなわち、空気流の速度とタービン回転数の関数である。また、式(21)の T_{ql} は式(18)によって与えられる。式(18)中の C_t もやはり迎角の関数であり、タービンの特性試験から得られる値を用いる。式(21)の T_{qg} および T_{ql} は用いられる発電機の特性和負荷によって決まる。 T_{qg} および T_{ql} は一般に回転数の関数となる。

図-16は実験に用いた4枚翼のウェルズタービンを空気室上部に設置し、D.C. モーターを発電機とみなして負荷抵抗を接続し、発電を行った場合の計算例である。計算では入射波は規則波であり、周期 T が 2.5 s、波高 H が 23.5 cm、である。装置の詳細は5.の発電実験で述べる。入射波の水位の変化に対し、空気室の水位、圧力、温度および空気流の速度が計算され、同時にタービンの回転数、空気パワー、タービン迎角、タービンパワー、そして発電パワー等が計算される。

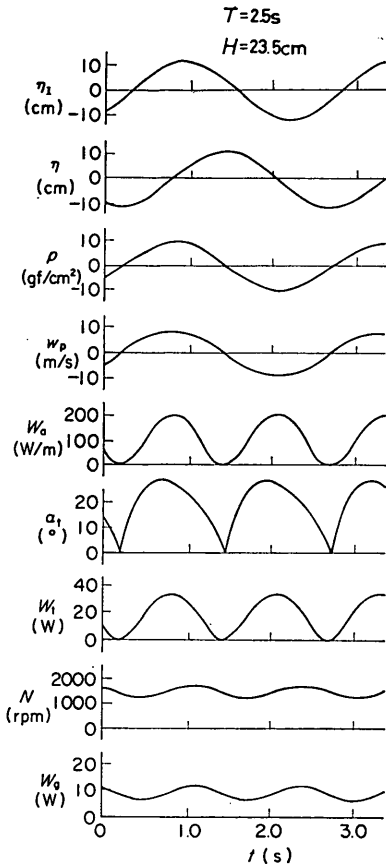


図-16 数値計算例 (時間変化)

計算例ではタービンの回転数の変動が比較的小さく、発電パワーの変動幅も小さい。ここで用いたD. C. モーターの慣性は非常に小さいが、タービンの慣性が比較的大きいため、回転数の変動が小さいと思われる。通常の発電機は慣性が大きく、さらに変動幅が小さくなると期待できる。タービン迎角は、回転数の変動幅が小さいため、空気流の速度にほぼ対応して変化しているのがわかる。この場合迎角は 0° から 29° 付近までの範囲を変化しており、これに対応して軸方向速度係数やトルク係数が時々刻々変動していることに留意すべきである。

なお、計算例では入射波が規則波であったが、不規則波であっても計算法に全く同じである。実験に用いた4枚翼のウェルズタービンについて計算を行う場合には、軸方向速度係数およびトルク係数は、式(10)と(11)および(6)と(7)の関数で近似した関係で表すことにした。また、タービンをモーターで一定回転に強制的に制御した場合に対する計算は、式(12)、(13)および(14)を数值的

に解き、式(18)でタービンパワーを計算すればよい。この場合は、タービンの慣性モーメントが非常に大きい場合に相当する。本報告でただ計算値と称するときには、この逐次計算による値を意味する。逐次法による計算において、波が規則波の場合は正弦波を入射波として用いた。一方波が不規則波の場合には、ブレットシュナイダー・光易型のスペクトルとなる波列を数值的に発生して、これを入射波として用いた。

図-16において、迎角は変動している。ここでそのピーク値を迎角のピーク値 α_{tm} と定義する。 α_{tm} はタービンが一定回転ならば、空気流速のピーク値 w_{pm} によって決まる。波が不規則波の場合には、迎角のピーク値の1/3最大値を迎角の1/3最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ と定義する。 $\alpha_{t1/3}$ はタービンが一定回転ならば、空気流速のピーク値の1/3最大値 $w_{p1/3}$ によって求められる。 α_{tm} も $\alpha_{t1/3}$ も変動する α_t の代表値として重要である。

3.2 ピーク軸方向速度係数と平均トルク係数

ここでは、次の3.3で述べる近似計算法に必要な、ピーク軸方向速度係数と平均トルク係数を定義する。これらは、定常空気流の場合の軸方向速度係数やトルク係数に対応するものであり、波によって生ずる非定常な空気流に対するものである。

(1) ピーク軸方向速度係数

逐次計算法では、刻々変化する迎角に対し軸方向速度係数 φ_t を変化させて計算しているが、近似計算においては、軸方向速度係数を時間的に一定な値を用いた方が都合が良い。図-17は、 $T=2.5\text{ s}$ 、 $H=20\text{ cm}$ の規則波が $h=1.0\text{ m}$ で $B=0.8\text{ m}$ 、 $D=0.8\text{ m}$ 、 $d_c=0.2\text{ m}$ の空気室に作用した時の空気パワー W_a と迎角のピーク値 α_{tm} の計算結果を、それぞれの回転数のケースに対してプロットしたものである。ただし、タービンは一定回転とし、図には α_{tm} に対する軸方向速度係数 φ_t も示している。さらにその軸方向速度係数 φ_t の値を用い、 φ_t が時間的に変化しないとして計算した場合の空気パワーと迎角のピーク値も同図にプロットしている。二つの場合を比較すると空気パワーも迎角のピーク値も二つの計算法による差が小さいことがわかる。ここに示していないが、圧力のピーク値等についても計算法による差は小さい。したがって、軸方向速度係数は近似的には迎角のピーク値 α_{tm} に対する値で、時間に変化しないとしてよいと考えられる。この α_{tm} に対する軸方向速度係数 φ_t を、規則波に対するピーク軸方向速度係数 φ_{tm} と呼ぶ。

図-18は、 $T_{1/3}=2.5\text{ s}$ 、 $H_{1/3}=20\text{ cm}$ の不規則波が、空気室に作用したときの空気パワー W_a と迎角の1/3最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ をプロットしたものである。図にはその

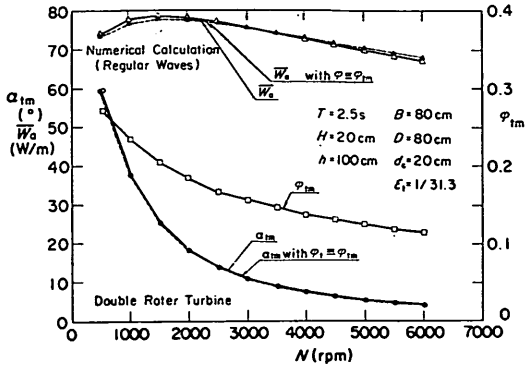


図-17 軸方向速度係数を時間的に一定とした場合との差 (規則波)

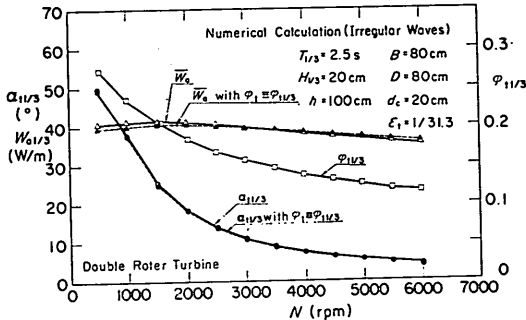


図-18 軸方向速度係数を時間的に一定とした場合との差 (不規則波)

迎角に対する軸方向速度係数 ϕ_t もプロットした。さらに同図に、その ϕ_t の値を用い ϕ_t が時間的に変化しないとして計算して求めた W_a と $\alpha_{t1/3}$ をプロットした。2つの計算法の差は小さい。すなわち、不規則波の場合には $\alpha_{t1/3}$ に対する ϕ_t で時間的に変化しないとしてよいと考えられる、この $\alpha_{t1/3}$ に対する軸方向速度係数 ϕ_t を不規則波に対するピーク軸方向係数 $\phi_{t1/3}$ と呼ぶ。なお、この $\phi_{t1/3}$ と $\alpha_{t1/3}$ の関係も前に述べた ϕ_{tm} と α_{tm} の関係も、たとえば図-14の ϕ_t と α_t の関係と全く同じである。

(2) 平均トルク係数

波が作用する場合には、回転数が一定でもタービンの迎角 α_t が変化し、トルク係数 C_t も変化する。トルクはその時刻の $(u_t^2 + w_p^2)$ を乗じたものに比例するので、その変化はトルク係数よりも大きい。規則波が作用し、回転数が一定の場合の平均トルク係数 C_{tm} を以下に定義する。

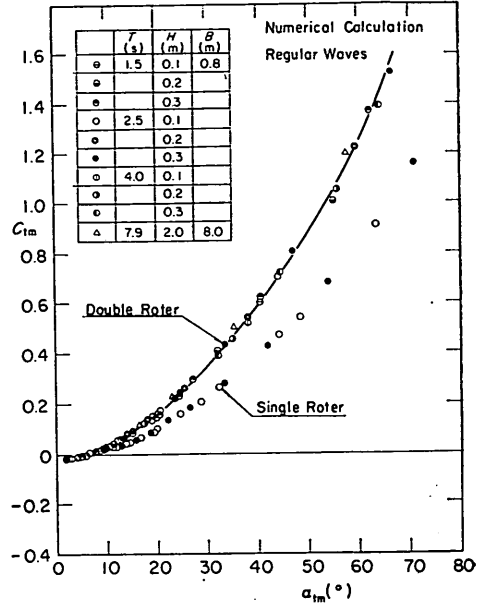


図-19 平均トルク係数 (規則波, 2段・1段)

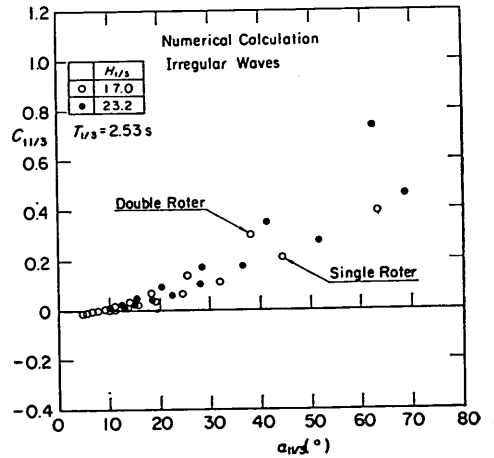


図-20 平均トルク係数 (不規則波, 2段・1段)

$$C_{tm} = \frac{1}{T} \int_0^T (u_t^2 + w_p^2) C_t dt \quad (24)$$

また、不規則波が作用した場合の平均トルク係数 $C_{t1/3}$ を以下に定義する。

$$C_{t1/3} = \frac{1}{T_L} \int_0^{T_L} (u_t^2 + w_p^2) C_t dt \quad (25)$$

ここに、 T_L は不規則波の作用時間である。

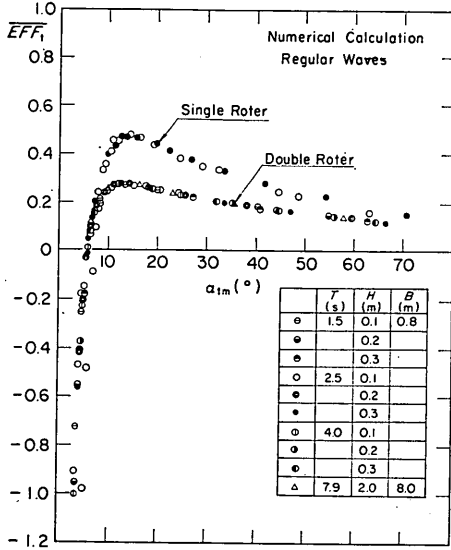


図-21 タービン効率 (規則波 1段・2段)

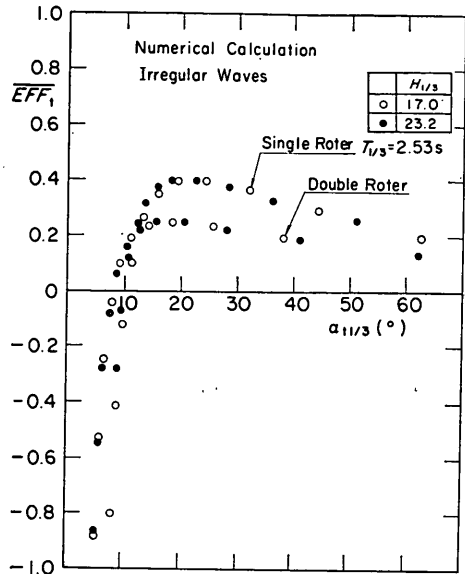


図-22 タービン効率 (不規則波, 1段・2段)

図-19は横軸は迎角のピーク値をとって、平均トルク係数 C_{tm} をプロットしたものである。表-2に示す諸元の空気室に表-1のタービンを設置し、タービンを一定回転させたときの規則波に対する計算値である。波の周期や波高が異っても、迎角 α_{tm} に対して C_{tm} は一定の傾向を示す。また、空気室とタービンの大きさを幾何学的に10倍にして計算しても、 α_{tm} と C_{tm} の関係はほぼ同じ傾向となる。すなわち、 α_{tm} が求められれば、この図から平均トルク係数が求められ、平均トルクも求められる。図にはタービンが1段の場合と2段の場合の両方とも示している。タービンが異なれば、当然 α_{tm} と C_{tm} の関係は異なる。図-20は、同様に不規則波に対して $\alpha_{1/3}$ と $C_{1/3}$ の関係を計算したものである。迎角 $\alpha_{1/3}$ に対し $C_{1/3}$ は一定の傾向を示す。すなわち、波が不規則波であっても、 $\alpha_{1/3}$ が求められれば $C_{1/3}$ が求まり、平均的トルクが求められる。なお、図-19と図-20において、同じ値の α_{tm} と $\alpha_{1/3}$ に対する C_{tm} と $C_{1/3}$ を比較すると、 C_{tm} は $C_{1/3}$ の1.7~2.0倍の大きさとなっている。

図-21は規則波の場合のタービン効率 \overline{EFF}_1 と α_{tm} との関係のプロットしたものである。図-22は、同様に不規則波の場合の \overline{EFF}_1 と $\alpha_{1/3}$ との関係を示すものである。いずれも迎角のピーク値や1/3最大値が決まれば、タービン効率が決まることを示唆している。図-21と図-22を比較すると、規則波の場合 α_{tm} が12°付近でタービ

ン効率がピーク値となるのに対し、不規則波の場合には $\alpha_{1/3}$ が18°付近にそのピーク値がある。すなわち、両図を重ねると、あたかも不規則波の場合は規則波の場合より横軸方向に引き伸ばされたかのようなのである。また、図-21と図-22の規則波および不規則波に対する効率を前掲図-13の定常波に対する効率と比較すると、ややピーク値が小さくなり、迎角に対して効率が平滑化されている。

3.3 タービンが一定回転の場合の近似計算法

(1) 等価ノズル開口率

タービンおよび発電機の慣性が大きく、ほぼ一定回転をしているとみなせる場合について、波パワーから空気パワー、そしてタービンパワーへの変換を近似的に計算する方法を示す。ここでは、まずタービンと同じ空気パワーが得られるノズルのみの場合の開口率(等価ノズル開口率)を考える。空気室内のエネルギーおよび質量の保存式である式(12)、(13)において、 εw_p はノズルからの流出・流入する空気の流れに相当する。この εw_p は、

$$\varepsilon w_p = \pm \varepsilon \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho a}} \sqrt{|p^*|} \quad (26)$$

で表される。一方、タービンの場合にはこれに相当するものが $\varepsilon_t w_p$ であり、 $\varepsilon_t w_p$ は、

$$\varepsilon_t w_p = \pm \varepsilon_t \varphi_t \sqrt{\frac{2}{\rho a}} \sqrt{|p^*|} \quad (27)$$

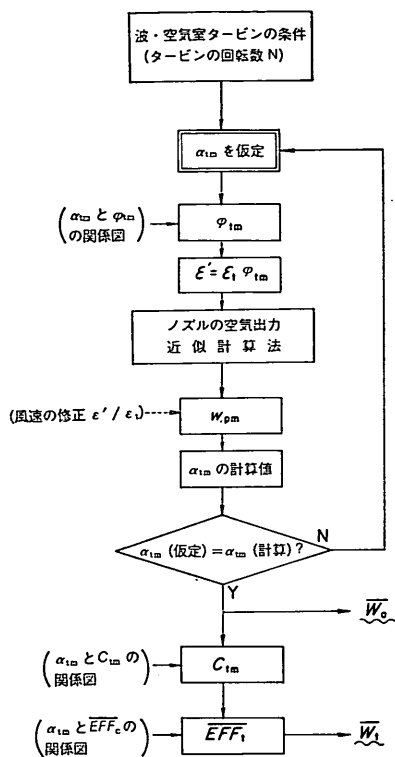


図-23 タービンパワーの簡略計算法 (規則波)

で表される。ノズルの場合とタービンの場合の空気流量が等しいとするならば、 $\epsilon\varphi$ と $\epsilon_1\varphi_1$ が等しいことになる。今 $\varphi = 1.0$ とすると、 ϵ と $\epsilon_1\varphi_1$ が等しいことになる。すなわち、 $\epsilon_1\varphi_1$ に等しいノズル開口率であればタービンと同じ空気出力が得られる。この開口率を等価ノズル開口率と呼び ϵ' で表す。ただし、 φ_1 は実際には時間的に変化するため、3.2(1)で述べたように規則波の場合には迎角のピーク値 α_{tm} に対する φ_{tm} で代表させ、不規則波の場合には迎角の1/3最大値 $\alpha_{t1/3}$ に対する $\varphi_{t1/3}$ で代表させることとした。したがって、等価ノズル比 ϵ' は、

$$\epsilon' = \epsilon_1 \varphi_{tm} \quad (\text{規則波}) \quad (28)$$

$$= \epsilon_1 \varphi_{t1/3} \quad (\text{不規則波}) \quad (29)$$

となる。

(2) 規則波の場合の近似計算のフロー

図-23は、波の条件、空気室の条件そしてタービンの条件が与えられた場合に、空気パワーとタービンパワーを近似的に計算する方法を示す。その手順は以下の通りである。

- 1) まず迎角のピーク値 α_{tm} が何程度となるか仮定する。
- 2) そして、 α_{tm} と φ_{tm} の関係図 (α_t と φ_t の関係と同じ) からピーク軸方向速度係数 φ_{tm} を求める。
- 3) タービンの円環状開口部の開口率 ϵ_t と φ_{tm} との積により、等価ノズル開口率 ϵ' を求める。
- 4) このノズル開口率に対して、第1報で述べた近似計算法によって空気流の速度のピーク値や空気パワーを計算する。
- 5) 4)で求めた空気流の速度のピーク値はノズルとしての速度であり、タービンの開口部での空気流の速度のピーク値 w_{pm} は $\varphi_{tm} (= \epsilon' / \epsilon_t)$ 倍したものである。
- 6) w_{pm} やタービンのチップ回転速度 u_t より α_{tm} を計算する。この新しい α_{tm} が仮定した α_{tm} に等しくなるまで以上の手続を繰り返し、真の α_{tm} を求める。真の α_{tm} が求められた時、真の空気パワーも求められる。
- 7) あらかじめ求めておいた α_{tm} と C_{tm} の関係 (たとえば図-19) より C_{tm} が求められ、式(18)より平均トルクが求められる。
- 8) あらかじめ求めておいた α_{tm} と EFF_t の関係 (たとえば図-21) により EFF_t が求められ、同時にタービンパワーも求められる。

(3) 不規則波の場合の近似計算のフロー

不規則波の場合にも、規則波の場合と基本的には同様な手続きである。規則波の場合の前掲図-23と異なるのは、まずノズルの空気流の速度やパワーの計算法である。第3報で述べたように、この計算法には線形重ね合せ法と逐次計算法がある。この計算法により空気流速の1/3最大ピーク値 $w_{p1/3}$ や空気出力が求められる。不規則波の場合は、前掲図-23の w_{pm} を $w_{p1/3}$ とし、 α_{tm} を $\alpha_{t1/3}$ 、 φ_{tm} を $\varphi_{t1/3}$ 、 C_{tm} を $C_{t1/3}$ と置き換えれば良い。

第3報では、不規則波の場合の $w_{p1/3}$ とその有義波と同じ波高の規則波の w_{pm} が比較的一致していることを指摘した。この関係を用いて規則波の近似計算法によって w_{pm} を求め、これを $w_{p1/3}$ とみなしてもその差は小さく、また簡単である。すなわち、空気出力に関する計算においては、不規則波に対する計算を規則波に対する計算で置き換えることも可能である。

4. 波パワーからタービンパワーへの変換に関する実験

4.1 実験方法

(1) 水路および模型

空気室に波を作用させ、タービンに作用するトルクを

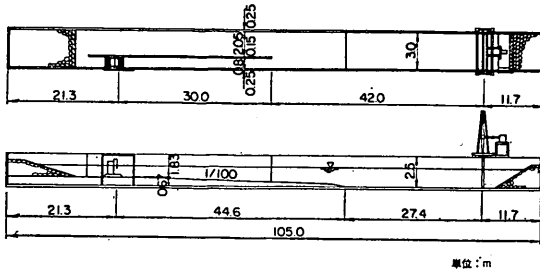


図-24 実験水路

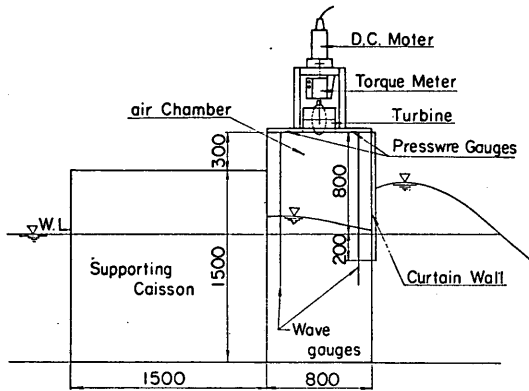


図-25 模型

測定する実験を行った。実験は図-24に示す当所の大型造波水路で行った。水路は長さが105m、幅が3m、深さが2.5mあり、水路床には1/100の勾配が設けられている。水路は隔壁で幅80mと205cmの2つに仕切られており、模型は幅80cmの側の水路に設置された。模型は図-25に示すように、空気室とそれを固定するための控堤体からなる。空気室は定常空気流試験の場合と同一のものであるが、前面の水中部の開口部は閉じられていない。タービンも定常空気流試験の場合と全く同じであり、4枚翼のウェルズタービンで、2段のものと1段のものがある。タービンはモーターおよびそれを制御するサイリスタ装置により強制的に一定回転が与えられる。実験に用いたその回転数 N は、500, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000の7種類である。

(2) 実験波

実験波は規則波と不規則波の種類である。規則波は表-3(1)に示すように、周期 T が1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.5, 4.5 sの6種類であり、波高 H はそれぞれ10, 20, 30 cmの3種類である。実験は波がほぼ定常となる8波を対象として実施した。

表-3(1) 実験波 (規則波)

Wave Period T (s)	h/L	Wave Height H (cm)
1.0	0.641	5, 10
1.5	0.299	10, 20, 30
2.0	0.192	10, 20, 30
2.5	0.143	10, 20, 30
3.5	0.097	10, 20, 30
4.5	0.073	10, 20, 30

Water Depth $h = 100$ cm

表-3(2) 実験波 (不規則波)

Wave Period $T_{1/3}$ (s)		$h/L_{1/3}$	Wave Height $H_{1/3}$ (cm)
target	realized	realized	realized
1.0	1.16	0.488	4 ~ 7.4
1.25	1.33	0.350	5.5~10.9
1.50	1.59	0.271	7.6~14.8
2.0	2.02	0.189	10.5~21.3
2.5	2.53	0.141	13.4~26.0
3.0	3.02	0.114	8.1~24.3
3.5	3.41	0.099	9.9~27.1
4.0	3.98	0.084	10.9~31.3
4.5	4.36	0.076	11.7~35.1

Water Depth $h = 100$ cm

不規則波は図-3(2)に示す有義波周期 $T_{1/3}$ が1.0~4.5 sの9種類で、波高 $H_{1/3}$ はそれぞれの周期に対し、4.5~35.1 cmの間の2~3種類である。目標とした波のスペクトル形は、プレットシュナイダー・光型型である¹²⁾。実現されたスペクトル形はやや目標のものと差があった。すなわち、有義波周期の短いものでは高周波成分のエネルギーが目標のものより小さくでている。実現された実験波は、必ずしも目標とした有義波周期に一致しない。したがって、実験波の有義波周期については、実現した周期によって表示することにした。ただし、同じ目標周期であっても波高によって周期は多少異なるが、それぞれの波高に対する有義波周期の平均値で表示する。不規則波実験では100波の波を対象に実験結果の解析を行っている。なお、実験波は第3報の実験で用いた波と同じであり、詳細については第3報³⁾を参照されたい。

(3) 測定

測定項目は定常空気流試験の場合とほぼ同じである。ただし、空気流量の計測は行っていなく、空気室内の水位

を2点で測定している。測定機器からのアナログ信号は増幅器とアナログ・デジタル変換器を通して直接計算機に収録し、同時に解析を行っている。デジタルサンプリングの点数は4096点であり、規則波の場合は1波1波による時間的な変化を512点で表し、不規則波の場合には1波の波による変化を平均的に41点で表している。解析においては水位および圧力はそれぞれ2点での値の平均値を空気室内の水位および圧力とみなしている。この水位と圧力の時々刻々の値から空気パワーの時々刻々の値を計算した。また、タービンパワーについても各時間のトルクと回転数から各時間のデータを計算している。さらに、トルク、あるいは空気パワーやタービンパワーの各時間のデータからそれぞれの時間的な平均値を求めている。空気パワーの時間的平均値と入射波のパワーの比が空気出力効率であり、タービンパワーの時間的平均値と空気パワーの時間的平均値の比がタービン効率である。そのほか解析では、水位、圧力、トルク等の一波一波のピーク値も求めており、規則波の場合はその平均値で代表させている。不規則波の場合は1波1波のピーク値から、その最大値、最大値、1/10最大値、1/3最大値そして平均値も計算している。なお、圧力の最大値を p_{max} 、1/10最大値を $p_{1/10}$ 、1/3最大値を $p_{1/3}$ 、平均値 p_{mean} をとする。ただし、規則波の場合の圧力のピーク値は p_m とする。水位や風速、空気パワー等についても同様の表記法を用いた。

タービンの開口部を通る空気流の速度については直接測定していないが、水位より推定している。すなわち、水位の変動分の体積の空気が開口部より出入りしていると考え、空気流の速度のピーク値 w_{pm} を水位のピーク値 η_m により、

$$w_{pm} = \frac{2\pi\eta_m}{\epsilon_i T} \quad (30)$$

で近似している。不規則波の場合には、一波一波の周期も異なり複雑であるが、流速の1/3最大ピーク値 $w_{p1/3}$ を、

$$w_{p1/3} = \frac{2\pi\eta_{1/3}}{\epsilon_i T_{1/3}} \quad (31)$$

で近似している。

なお、空気室の沖側には2台の波高計が設置されており、入射波と反射波を分離することにより空気室の反射率も求めている¹²⁾。また、回転数は一定に制御していたが、実際には完全には一定でなく±5%程度の範囲で変動していた。

4.2 規則波に対する実験結果

(1) 波パワーから空気パワーへの変換

図-26は横軸にタービンの回転数 N をとり、空気室の水位 η_m と圧力 p_m のピーク値そして空気出力効率 $\overline{EFF_a}$ の実験値をプロットしたものである。ただし、 $T = 2.5$ s、 $H = 20$ cmでタービンが2段の場合である。同図には計算値も曲線で示している。回転数の増加に対し φ_e は小さくなり、圧力は大きくなりそして水位は低くなる。空気出力効率は回転数によって、それほど大きくは変化しないが、ある回転数でピークとなるように変化する。計算値は実験値に比較的良く一致している。

図-27は横軸に波高をとり、水位のピーク値をプロットしたものである。ただし、回転数は3000rpmの場合でタービンは2段の場合である。この場合、波の同期が長いほど水位は高くなる傾向にあり、 η_m/H で0.1~0.8の間の値となる。実験値は計算値によく一致している。図-28は同様に圧力のピーク値についてみたものである。この場合圧力は $h/L = 0.143$ 程度で最も大きく、 p_m/w_0H で0.3~0.6の間の値となる。実験値と計算値は比較的良く一致している。

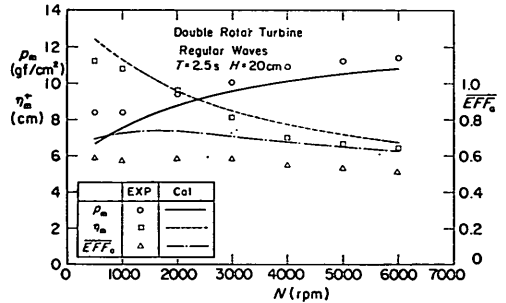


図-26 タービン回転数に対する水位・圧力および空気出力効率の変化 (規則波, 2段)

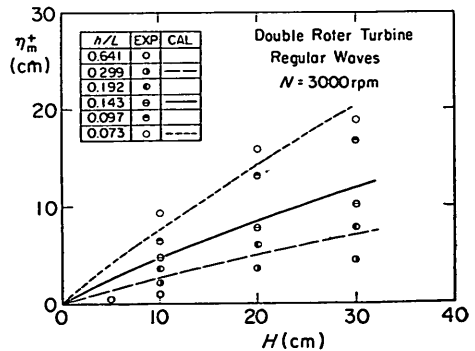


図-27 水位のピーク値 (規則波, 2段)

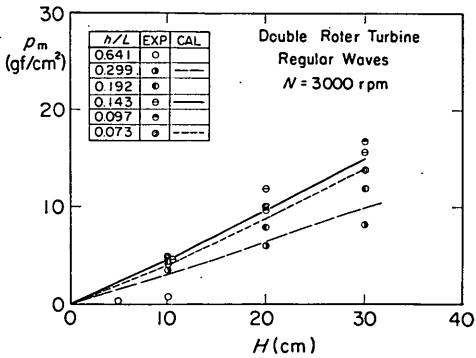


図-28 圧力のピーク値 (規則波, 2段)

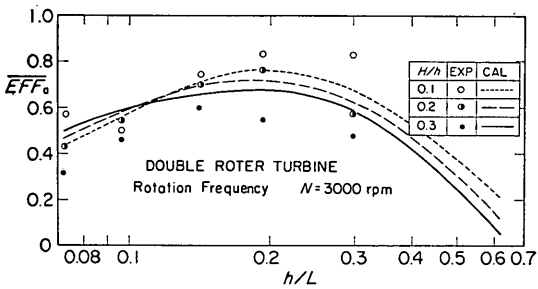


図-29(1) 空気出力効率 (規則波, 2段)

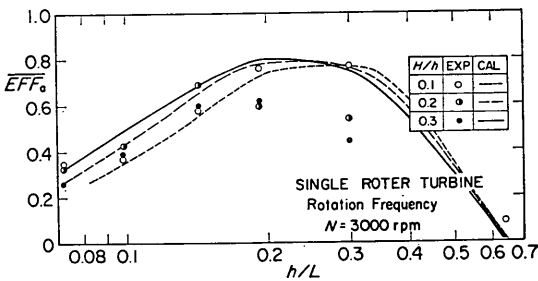


図-29(2) 空気出力効率 (規則波, 1段)

図-29(1), (2)は横軸に h/L をとって, 回転数が 3000 rpm の場合の空気出力効率をプロットしたものである。曲線はそれぞれの波高に対する計算値を示す。ただし, (1)は2段のタービン, (2)は1段のタービンについて示す。いずれの場合にも, h/L が0.2付近 (B/L で0.16)で効率が最大となる。効率は h/L だけでなく H/h によっても変化している。計算結果は実験結果に比較的良好一致している。

(2) ピーク軸方向速度係数と等価ノズル開口率

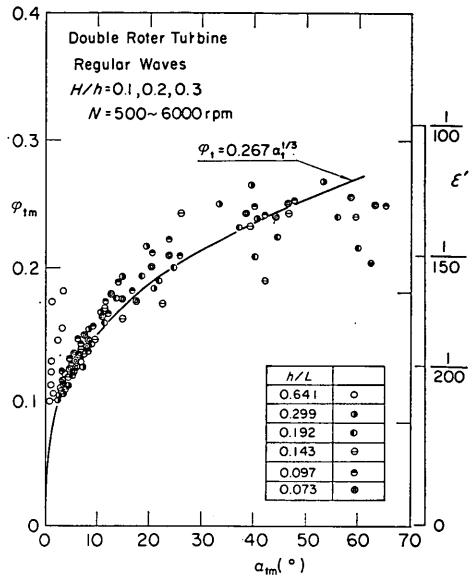


図-30(1) 軸方向速度係数 (規則波, 2段)

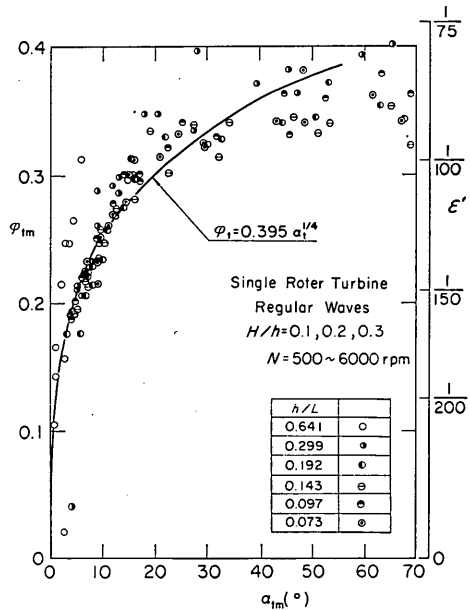


図-30(2) 軸方向速度係数 (規則波, 1段)

図-30(1), (2)に横軸に迎角のピーク値 α_{1m} をとり, ピーク軸方向速度係数 ϕ_{1m} を示した。この軸方向速度係数は空気速度と圧力のそれぞれピーク値から求めたものである。ただし, (1)は2段のタービン, (2)は1段のター

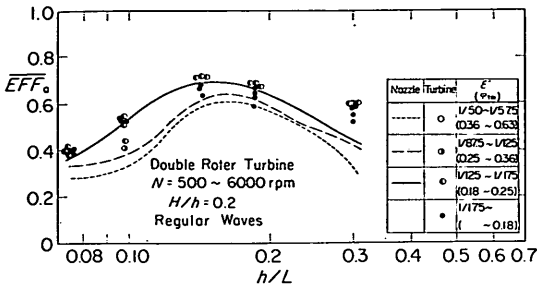


図-31(1) 空気出力効率のノズル実験との比較 (規則波, 2段)

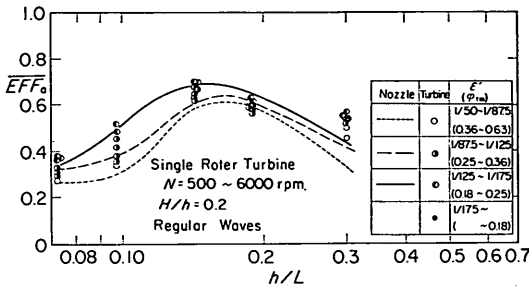


図-31(2) 空気出力効率のノズル実験との比較 (規則波, 1段)

ビンのものであり、図中には定常空気流試験で得た ϕ_t と α_t の近似的な関係も示している。波の周期、波高そして回転数によってばらつきはあるが、タービンが1段の場合も2段の場合にも、定常空気流試験の結果とよく一致している。図の縦軸に $\epsilon' = \phi_m \epsilon_t$ の関係による等価ノズル開口率 ϵ' も示している。等価ノズル開口率は2段の場合に $1/100 \sim 1/250$ となり、1段の場合には $1/75 \sim 1/200$ となる。

図-31(1), (2)は横軸に h/L をとって再び空気出力効率をプロットしたものである。ただし、 $H/h=0.2$ の場合のケースについてプロットし測定値から求めた等価ノズル開口率によって区別できるようにした。図中の3本の曲線は第3報で行ったノズル実験で得た空気出力効率を示すもので、それぞれ $\epsilon = 1/75, 1/100, 1/150$ の場合である。等価ノズル開口率を介してタービン実験の結果をノズル実験の結果と比較すると、空気出力効率はよく一致していることがわかる。すなわち、空気パワーの観点からは、タービンを等価開口率をもつノズルとみなして良いといえよう。

(3) 空気パワーからタービンパワーへの変換

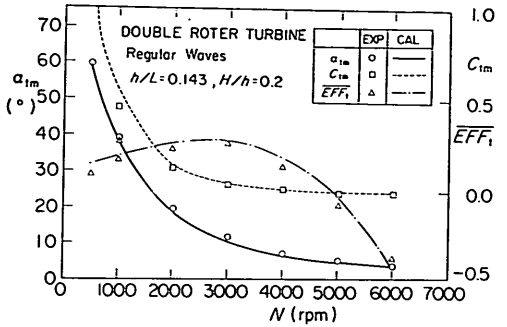


図-32 タービン回転数に対するピーク迎角, 平均トルク係数およびタービン効率の変化 (規則波, 2段)

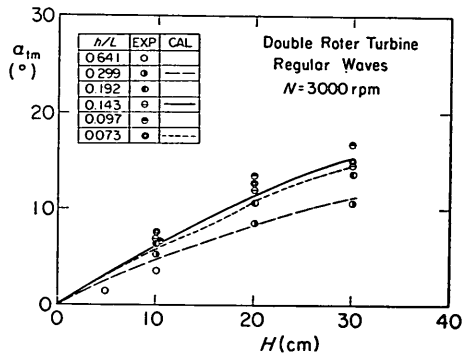


図-33 ピーク迎角 (規則波, 2段)

図-32は横軸にタービンの回転数 N をとり、ピーク迎角 α_{tm} 、平均トルク係数 C_{tm} およびタービンの効率 EFF_t をプロットしたものである。ただし2段のタービンの $T=2.0$ s, $H=20$ cm の場合の結果である。回転数の増加とともに α_{tm} が小さくなり、 C_{tm} も小さくなる。タービン効率は α_{tm} が $10^\circ \sim 20^\circ$ となる回転数が $2000 \sim 3000$ rpm のときに最大となる。図中の曲線は計算値であり、実験値と計算値は良く一致している。

図-33は横軸に波高をとり、それぞれの波の周期について迎角のピーク値 α_{tm} の変化をみたものである。ただし、回転数は 3000 rpm 場合でタービンは2段である。波高とともに α_{tm} は増大し、また周期が長いほど α_{tm} は大きいようである。図中の曲線は計算値であり、実験値とよく一致している。

図-34は同様に平均トルク係数 C_{tm} をプロットしたものである。波高が大きいかほど C_{tm} は大きいが、必ずしも周期が長いほど C_{tm} が大きいわけではない。図中の計

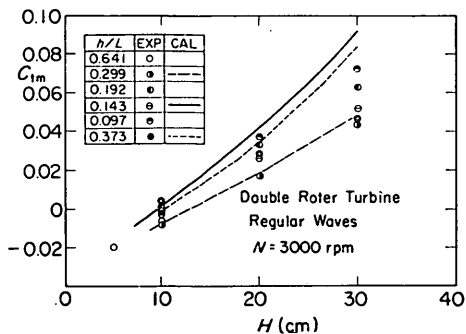


図-34 平均トルク係数 (規則波, 2 段)

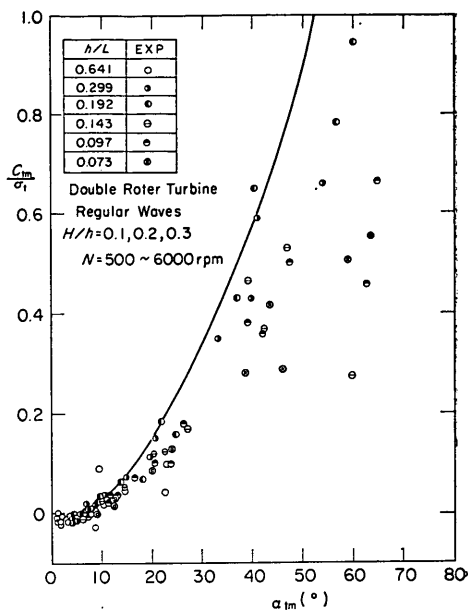


図-36(1) 平均トルク係数 (規則波, 2 段)

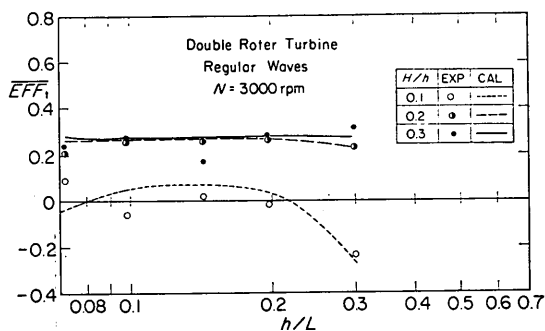


図-35(1) タービン効率 (規則波, 2 段)

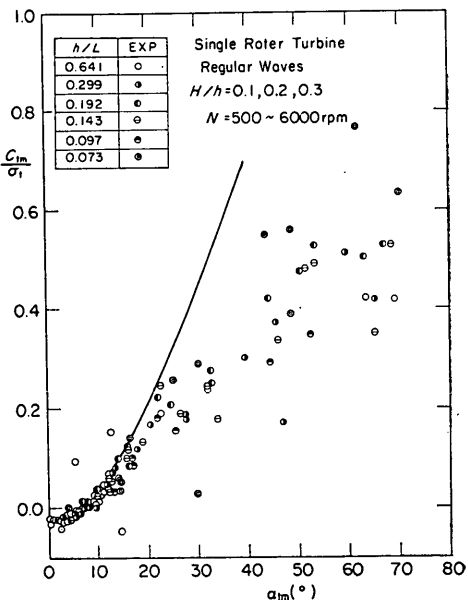


図-36(2) 平均トルク係数 (規則波, 1 段)

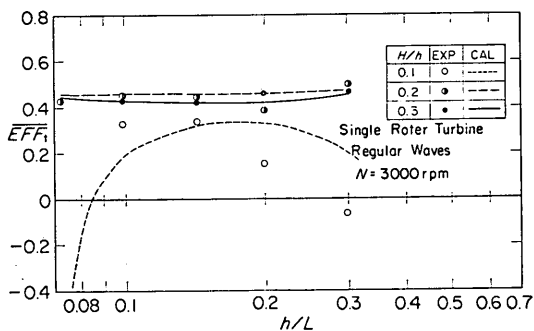


図-35(2) タービン効率 (規則波, 1 段)

算値はやや波高が大きいところ (すなわち α_{tm} の大きいところ) で実験値より大きくなる傾向にある。

図-35(1)は横軸に h/L をとりタービン効率をプロットしたものである。ただし、タービンは2段のものであり、回転数が 3000rpm の場合である。波高が 30cm ($H/h=0.3$) ではタービン効率は周期にかかわらず最大値を取り、波高が 20cm ($H/h=0.2$) でやや小さく、10cm ($H/h=0.1$)

ではかなり小さくなっている。これは、図-33 でみた α_{tm} の傾向からも推定できることであり、 $H=30$ cm では周期にかかわらず α_{tm} が $10^\circ \sim 20^\circ$ であることによる。すなわち、前掲図-21において α_{tm} が $10^\circ \sim 20^\circ$ で

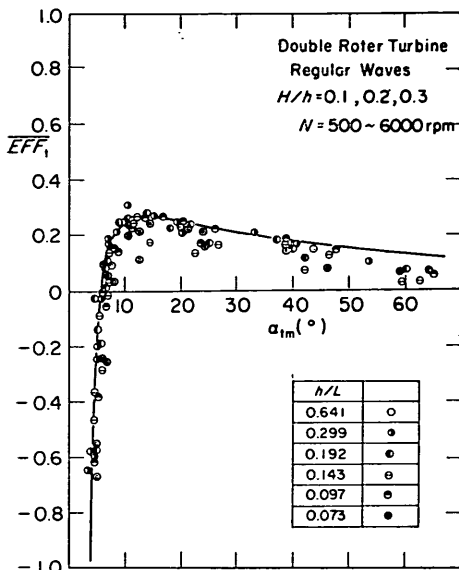


図-37(1) タービン効率 (規則波, 2段)

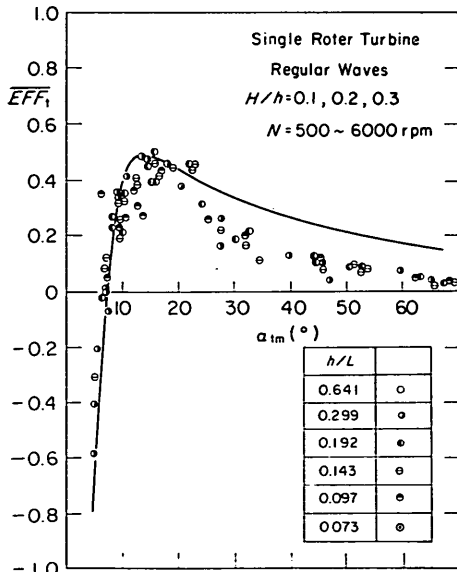


図-37(2) タービン効率規 (規則波, 1段)

はタービン効率が最大となっている。図中の曲線は計算値であり、実験と計算値とはよく一致している。図-35(2)は同様にタービンが1段の場合である。2段の場合より効率は良く、 $H=20\text{cm}$ と 30cm では効率が40%以上となっている。計算値は実験値と比較的良好一致している。

(4) 平均トルク係数とタービン効率

図-36(1), (2)は横軸に迎角のピーク値 α_{tm} をとって平均トルク係数 C_{tm} をプロットしたものである。ただし(1)は2段のタービン, (2)は1段のタービンの結果である。図中の曲線は前掲図-19で得た平均トルク係数の計算値である。計算値は実験値のほぼ上限の値となっており、実験値の平均的な値は計算値より小さく、特に α_{tm} が大きくなるほどその差が大きくなる。この理由としては、 α_{tm} が水位のデータから推定した空気流速速度に基づいて求められていること、あるいは、空気流が空気室から流出する場合と流入する場合とは、得られるトルクに差がある可能性があること等が考えられる。

図-37(1), (2)は同様にタービン効率 \overline{EFF}_i をプロットしたものである。図中の曲線は前掲図-21で得たタービン効率の計算値である。平均トルク係数の場合と同様に計算値が実験値のほぼ上限となっている。ただし、平均トルク係数の場合に比して計算値と実験値の平均値との差は小さい。特に α_{tm} が 20° までは計算値と実験値はよく一致している。なお、(2)の1段の場合、 α_{tm} が 25° 以上では実験値は計算値はよりかなり小さくなる。これは、1段のタービンの定常空気流試験結果では α_t が 20° 付近で C_t の傾向が変化するにもかかわらず、計算ではその傾向を取り入れていない近似式(7)を用いているからである。

4.3 不規則波に対する実験結果

(1) 波パワーから空気パワーへの変換

図-38は横軸にタービンの回転数を取り、空気室の水位と圧力の1/3最大ピーク値、そして空気出力効率の実験値をプロットしたものである。ただし、 $T_{1/3}=2.53\text{s}$, $H_{1/3}=17\text{cm}$ でタービンが2段の場合である。同図には計算値も曲線で示している。回転数 N の増加に対して φ_t が減少し、圧力 $p_{1/3}$ は大きく、そして水位 $\eta_{1/3}$ は小さくなる。空気出力効率は回転数によってそれほど大きくは変化しないが、この場合2000rpm当りで最大となっている。計算値は実験値によく一致している。

図-39は横軸に有義波高をとり、水位のピーク値の1/3最大値 $\eta_{1/3}$ をプロットしたものである。ただし、回転数は3000rpmの場合であり、タービンは2段である。この条件では、周期が長いほど水位は高くなる傾向が認められ、 $\eta_{1/3}/H$ で0.1~0.7の範囲の値となる。実験値は計算値に良く一致している。この図を規則波の場合の前掲図-27と比較すると、 H と η_m の関係と $H_{1/3}$ と $\eta_{1/3}$ の関係が非常によく一致していることがわかる。

図-40は同様に圧力のピーク値の1/3最大値 $p_{1/3}$ についてみたものである。周期が長い場合には、その周期の違いによる差は小さく、 $p_{1/3}/H_{1/3}=0.45$ 程度である。

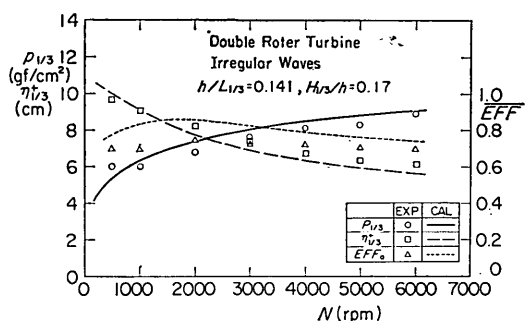


図-38 タービン回転数に対する水位、圧力および空気出力効率の変化（不規則波，2段）

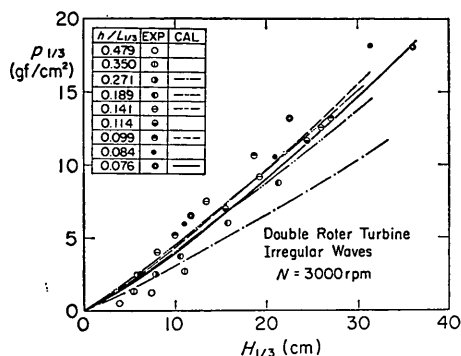


図-40 圧力のピーク値（不規則波，2段）

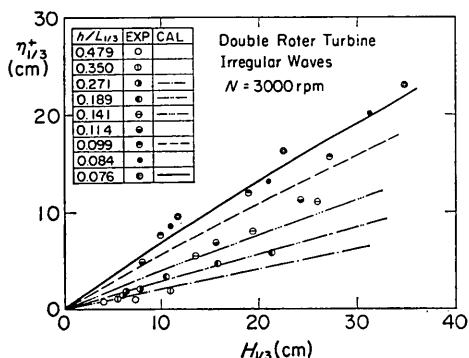


図-39 水位のピーク値（不規則波，2段）

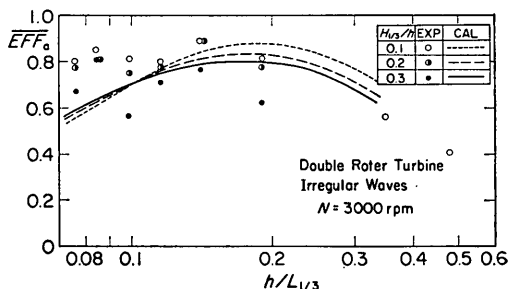


図-41 空気出力効率（不規則波，2段）

実験値と計算値を比較すると、やや周期が長いところで計算値の方が小さいが、全体的にはよく一致している。この図と規則波の場合の前掲図-28と比較すると、 H と p_m との関係と、 $H_{1/3}$ と $p_{1/3}$ の関係がよく一致していることがわかる。

図-41は横軸に $h/L_{1/3}$ をとって、タービン回転数が3000rpmのときの空気出力効率 \overline{EFF}_a をプロットしたものである。 $h/L_{1/3}$ が0.15付近でピークとなるが、それより周期が長くても効率はそれほど低下しない。図中の曲線は計算値であるが、計算値では $h/L=0.18$ 付近でピークとなり、それより長周期側でも短周期側でも効率は低下する。したがって、周期が長い条件では実験値は計算値を上回る傾向となる。これは、長周期の条件で実験値の方が計算値より小さくなるかあるいは同程度となる規則波の場合と異なる。同様の傾向は、第3報のノズルによる実験結果でも認められた。この理由は明確でない。ただし、周期の広い範囲にわたって高い空気出力が得られることになり、ケーソンの設計上は有利なこと

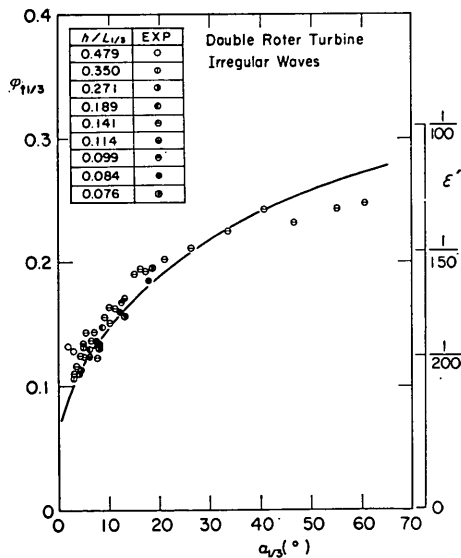


図-42 軸方向速度係数（不規則波，2段）

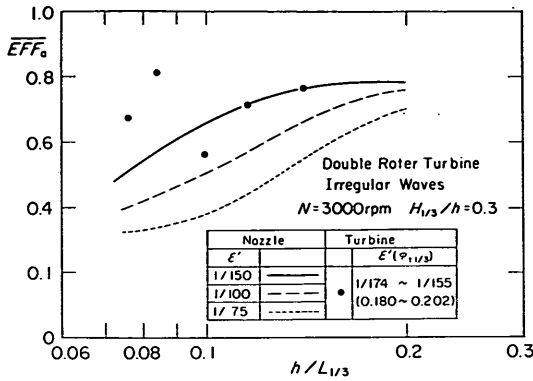


図-43 空気出力のノズル実験との比較
不規則波, 2段

である。

(2) ピーク軸方向速度係数と等価ノズル開口率

図-42は測定されたピーク軸方向速度係数 $\varphi_{1/3}$ を、横軸に迎角の1/3最大ピーク $\alpha_{1/3}$ 値をとって示したものである。ただし、この $\varphi_{1/3}$ は空気流速の1/3最大ピーク値と圧力の1/3最大ピーク値から求めている。図中には定常空気流試験で得た φ_t と α_t の近似的な関係も示している。波の周期や波高をとして回転数によってばらつきがあるが、定常空気流試験の結果とよく一致している。図の縦軸に $\epsilon' = \varphi_{1/3} \epsilon_t$ の関係による等価ノズル開口率も示している。等価ノズル開口率は1/125~1/250の値となる。

図-43は横軸に $h/L_{1/3}$ をとり $H_{1/3}=30\text{cm}$ でタービン回転数が 3000rpm のときの空気出力効率をプロットしたものである。ただし、測定値から求めた等価ノズル開口率によって区別できるようにした。図中の3本の曲線は第3報で行ったノズル実験で得た効率を示すもので $\epsilon = 1/75, 1/100, 1/150$ の場合である。等価ノズル開口率を介してみると、ノズル実験の結果とタービン実験の結果は比較的良く一致している。すなわち、不規則波の場合にも、空気出力の観点からは、タービンを等価な開口率をもつノズルとみなしてよいと思われる。

(3) 空気パワーからタービンパワーへの変換

図-44は横軸にタービンの回転数 N をとり、1/3最大ピーク迎角 $\alpha_{1/3}$ 、平均トルク係数 $C_{t1/3}$ およびタービン効率 \overline{EFF}_t をプロットしたものである。ただし、 $T_{1/3} = 2.53\text{ s}$ 、 $H_{1/3} = 17\text{ cm}$ の場合である。回転数の増加とともに $\alpha_{1/3}$ が小さくなり、 $C_{t1/3}$ も小さくなる。タービン効率は $\alpha_{1/3}$ が $10^\circ \sim 20^\circ$ となる回転数が 2000rpm 付近で

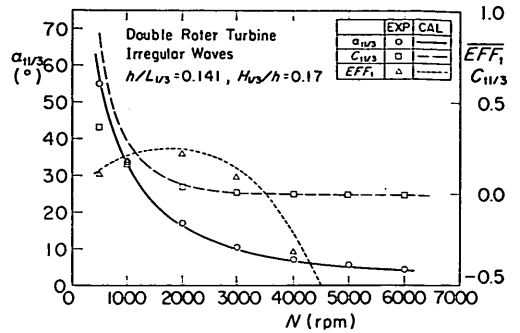


図-44 タービン回転数に対する迎角, 平均トルク係数およびタービン効率の変化
(不規則波, 2段)

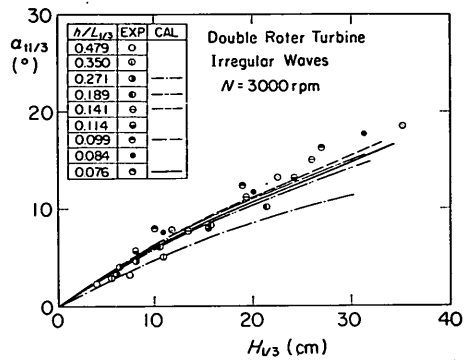


図-45 1/3最大迎角 (不規則波, 2段)

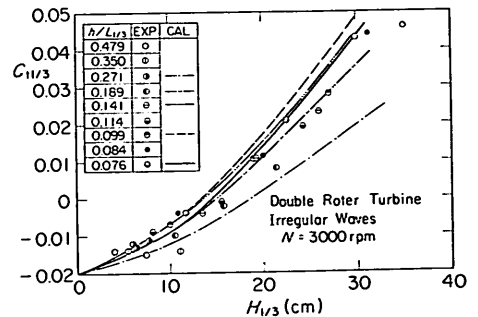


図-46 平均トルク係数 (不規則波, 2段)

最大となる。図中の曲線は計算値であり、実験値と計算値は非常に良く一致している。

図-45は横軸に波高をとり、それぞれの波の周期について迎角の1/3最大ピーク値 $\alpha_{1/3}$ の変化をみたものである。ただし回転数は 3000 rpm の場合である。波高が大

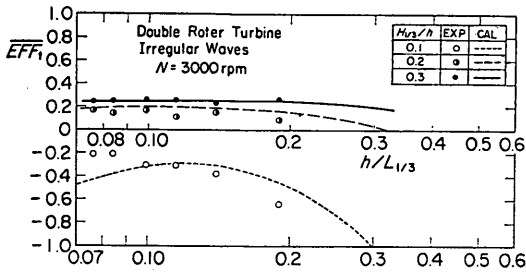


図-47 タービン効率 (不規則波, 2 段)

きいほど $\alpha_{t1/3}$ は大きく, また周期が長くなるほど $\alpha_{t1/3}$ は大きくなる傾向にある。図中の曲線は計算値であり, 実験値とよく一致している。この図を規則波の場合の前掲図-33と比較すると, H と α_{tm} の関係と $H_{1/3}$ と $\alpha_{t1/3}$ の関係が良く一致することがわかる。

図-46は同様に平均トルク係数 $C_{t1/3}$ をプロットしたものである。波高が大きいくほど $C_{t1/3}$ は大きく, 長周期の波ほど大きくなる傾向が認められる。図中の計算値はやや波高の大ききなところ (すなわち $\alpha_{t1/3}$ が大きいところ) で実験値より大きくなる傾向にある。この図を前掲図-46の規則波の場合の平均トルク係数の図と比べると, 全体的な傾向は類似している。ただし, 規則波の波高と不規則波の有義波高とが同じ場合について C_{tm} と $C_{t1/3}$ とを比較すると, $C_{t1/3}$ は C_{tm} の1/2程度である。

図-47は横軸に $h/L_{1/3}$ をとり, タービン効率をプロットしたものであり, 回転数が 3000rpm の場合である。波高が30cmではタービン効率はほとんど最大値をとり, 波高が20cmでやや小さく, 10cmでは負となってしまう。これは図-45の $\alpha_{t1/3}$ の傾向から推定できることであり, $H=30$ cmでは周期にかかわらず $\alpha_{t1/3}$ が15°から20°であることによる。すなわち, 前掲図-22において $\alpha_{t1/3}$ が15°から20°ではタービン効率が最大となっている。図中の曲線は計算値であり, 実験値と計算値はよく一致している。この図を規則波の場合の前掲図-35(1)と比較すると, 不規則波の方がやや効率が低い。これは前掲の図-21と22を比較した際述べたように, たとえば規則波の場合 α_{tm} で12°でタービン効率が最大となり, 不規則波の場合 $\alpha_{t1/3}$ が16°で最大となるように, α_{tm} と EFF_i の関係と $\alpha_{t1/3}$ と EFF_i の関係が少し異なるためである。

(4) 平均トルク係数とタービン効率

図-48は横軸に迎角の最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ をとって, 平均トルク係数 $C_{t1/3}$ をプロットしたものである。図中の曲線は前掲図-20で得た平均トルク係数の計算値である。

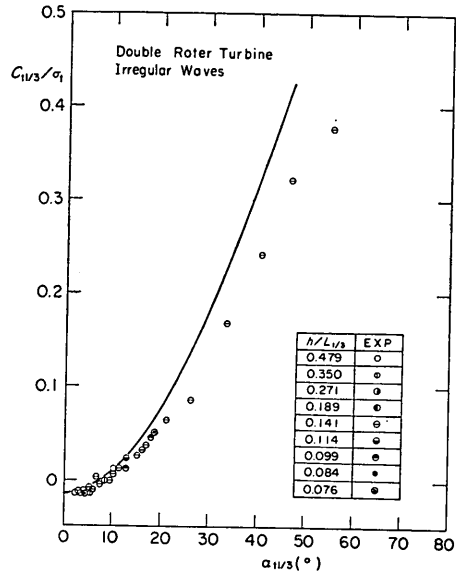


図-48 平均トルク係数 (不規則波, 2 段)

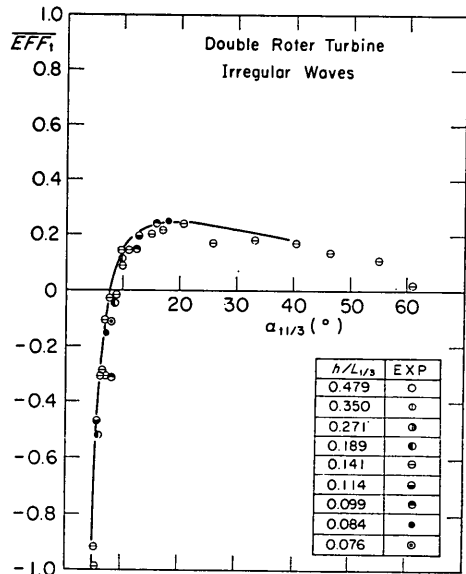


図-49 タービン効率 (不規則波, 2 段)

計算値は実験値よりやや大きく, 特に $\alpha_{t1/3}$ が大きいほどその差が大きいようである。規則波の場合でも前掲図-36(1)でみたように, 実験値の平均的な値は計算値より低く, 規則波と不規則波とは同様な傾向を示すことがわかる。この理由はやはり, 空気が空気室から流出する場合と流入する場合では, 得られるトルクに差が存在す

表-4 不規則波による各ピーク値の変動幅

		EXP	CAL
W_a	max/ $\frac{1}{3}$	2.329 (0.419)	2.092 (0.190)
	$\frac{1}{10}/\frac{1}{3}$	1.540 (0.137)	1.448 (0.022)
	mean/ $\frac{1}{3}$	0.515 (0.023)	0.524 (0.007)
	$\frac{1}{3}/AVE$	7.789 (1.552)	5.113 (0.271)
p^*	max/ $\frac{1}{3}$	1.824 (0.221)	1.545 (0.084)
	$\frac{1}{10}/\frac{1}{3}$	1.355 (0.102)	1.293 (0.021)
	mean/ $\frac{1}{3}$	0.587 (0.070)	0.589 (0.018)
	$\frac{1}{3}/AVE$	—	2.664 (0.021)
W_p	max/ $\frac{1}{3}$	1.559 (0.171)	1.391 (0.064)
	$\frac{1}{10}/\frac{1}{3}$	1.268 (0.077)	1.213 (0.018)
	mean/ $\frac{1}{3}$	0.565 (0.055)	0.651 (0.018)
	$\frac{1}{3}/AVE$	—	2.220 (0.020)
η^+	max/ $\frac{1}{3}$	1.559 (0.171)	1.558 (0.072)
	$\frac{1}{10}/\frac{1}{3}$	1.268 (0.077)	1.276 (0.029)
	mean/ $\frac{1}{3}$	0.566 (0.055)	0.577 (0.022)
	$\frac{1}{3}/AVE$	—	2.478 (0.090)
T_{qt}	max/ $\frac{1}{3}$	2.220 (0.409)	1.915 (0.158)
	$\frac{1}{10}/\frac{1}{3}$	1.584 (0.152)	1.397 (0.027)
	mean/ $\frac{1}{3}$	0.403 (0.090)	0.518 (0.023)
	$\frac{1}{3}/AVE$	7.852 (1.577)	7.70 (3.45)

る可能性があること等が考えられる。

図-49は同様にタービン効率 EFF_t をプロットしたものである。図中の曲線は、前掲 図-22 で得たタービン効率の計算値である。計算値は実験値のほぼ上限となっている。ただし、 $\alpha_{t1/3}$ が 20° 付近までは計算値と実験値は比較的良く一致している。

(5) 不規則波による変動幅

波が不規則な場合には、時間的な平均値や代表的なピーク値である $1/3$ 最大値だけでなく、最大値や $1/10$ 最大値等も求めその変動幅を把握すべきである。

表-4は、空気出力 W_a 、圧力 p^* 、空気流速 w_p 、水位 η^+ 、そしてトルク T_{qt} について、それぞれのピーク値間の比を示したものである。表中のEXPの欄は実験値の平均値と標準偏差を示し、CALは計算値を示す。ただし、最大値は波数によって当然変化するが、ここに

示したのは100波に対する値である。また、 w_p の実験値はすでに述べたように水位 η^+ から求めており、 w_p と η^+ の表中の実験値の欄の値は同じとなる。また、トルクは時間的平均値が正となるもののみを対象にした値である。

波数が100波の場合の不規則波の波高の最大値 H_{max} と有義波高 $H_{1/3}$ の比の期待値は1.59であり、 $H_{1/10}/H_{1/3}$ は1.27、 $H_{mean}/H_{1/3}$ は0.625である。こうした波高の変動幅に対し実験値の変動幅についてみると、水位や風速はほぼ同じであり、圧力がやや大きく、空気出力は圧力より大きい。またトルクは空気出力とほぼ同程度となっている。実験値と計算値を比較すると全体的に良く一致している。ただし、空気流速は実験値より変動幅が小さい。この表をノズルの場合の実験による同様な表と比べると、非常によく一致していることがわかる。ただし、ノズルの場合の計算結果は実験結果に比べ変動幅を少し誇張しているが、タービンの場合には変動幅を逆にやや小さく評価する。これはタービンの場合、軸方向速度係数が空気流速が大きくなるほど大きくなり、圧力の増大が少し抑制されるからと考えられる。

5. 発電実験

前章の実験では、D. C. モーターでタービンを一定回転に制御しながら実験を行った。ここでは、このD. C. モーターを発電機として利用し、図-50のようにこれに抵抗負荷を接続し、発電実験を行った。このモーターは発電機としては効率が低く、必ずしもタービン出力とうまく適合しているとは言えない。しかしながら、発電機を含めた理論モデルの妥当性を検討し、ウェルズタービンが発電機とともにどのような挙動を示すかを検討するために実験を実施した。

5.1 発電機の特徴

表-5にモーターの諸定数を示す。モーターは非常に慣性の小さいものであり、慣性モーメントの大きさはター

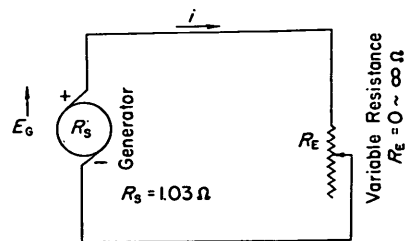


図-50 発電回路図

表-5 D. C. モーターの定数

Type	Low-inertia D. C. Motor*
Rating Power	401 W
Rating Torque	13.0kgfcm
Rating Frequency	3000 rpm
Rating Voltage	68.5V
Rating Current	7.4A
Inertia of Rotor	1.41kg cm ²
Voltage/Frequency	18.7 mV/rpm
Internal Resistance	1.03Ω
Friction Torque	0.319kgf·cm (0.0313kgm ² /s)

* Yasukawa Electric Co. Ltd. UGMMEM-13AA1

ピンのそれに比してもごく小さい。モーターの回転数の上限値は 3000 rpm であるが、タービンの回転数は変換機構によりモーターの回転数の 2 倍となり、タービンの回転数は 6000 rpm まで許容される。タービンの回転数と発電電圧 E_g との関係は直線的であり、

$$E_g = 0.00935 N \text{ (V/rpm)} \quad (32)$$

となる。抵抗を接続しないとき、すなわち抵抗が無限大のときには電流は流れず、ただ摩擦トルクが負荷として働く。モーターの摩擦トルクは $0.031\text{kgm}^2/\text{s}^2$ であるが、この他トルクメーターや軸受け等の摩擦トルクも負荷として働く。こうした摩擦トルクの合計値 T_{qf} の測定値は、

$$T_{qf} = 0.0611\text{kgm}^2/\text{s}^2 \quad (33)$$

である。

モーターに抵抗 R_E を接続すれば電流が流れる。この抵抗に発生する電力が発電パワー W_g である。このとき、モーターの内部抵抗 ($R_0 = 1.03\Omega$) によって一部の電力が同時に損失する。この内部抵抗損失パワー W_{gi} と発電パワー W_g は、回転数と抵抗値 R_E より、

$$W_g = E_g^2 R_E / (R_E + R_s)^2 \quad (34)$$

$$W_{gi} = E_g^2 R_s / (R_E + R_s)^2 \quad (35)$$

と表される。損失パワーの合計値 W_i は、この W_{gi} と摩擦トルクによる損失パワーとの合計であり、

$$W_i = W_{gi} + \omega T_{qf} \quad (36)$$

となる。したがって、式(22)より発電機側で消費されるパワー W_{gc} が W_i と W_g の和として求められ、式(23)

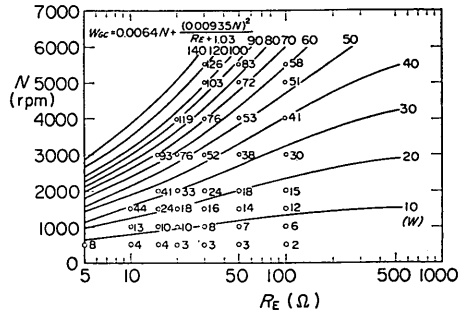


図-51 発電機の発電量と損失の和

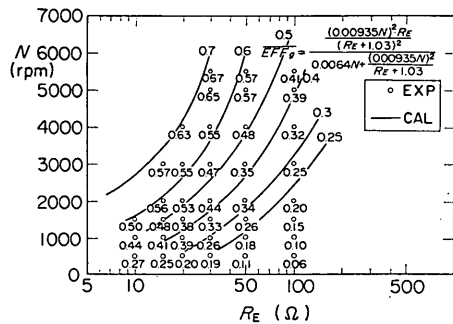


図-52 発電機の効率

で発電機効率が W_g と W_i の比として求められる。

前掲 図-10 に示す定常空気流試験装置を用い、モーターに抵抗を接続し、定常空気流による発電特性試験を行った。すなわち、送風機の風量と接続抵抗を変化させ、タービンの各回転数における発電パワーおよびタービンのトルクを測定した。タービンが定常回転数となった時には、タービンのトルクから求められるタービンパワー W_t と、発電機側で消費されるパワー W_{gc} とが一致しており、タービンのトルクから W_{gc} が求められる。図-51は横軸に抵抗 R_E をとり縦軸に回転数 N をとって W_{gc} の測定値を数値で示したものである。 R_E が小さいほど、 N が大きいほど W_{gc} が大きくなることからわかる。同図には上述した発電機側の特性から求めた W_{gc} の計算値の等高線も示した。計算値と実験値を比べると、抵抗が小さいところでやや実験値が計算値より大きくなる傾向がある。

図-52は W_g と W_{gc} の比、すなわち発電効率を示すものであり、前の図と同様に測定値を数値で示し、計算値を等高線で示した。抵抗が小さいほど、回転数が大きいほど効率は高い。いいかえれば、発電パワーが大きい

ほどこの範囲では効率が高い。計算値と実験値を比べると、抵抗が小さいところで差が認められる。

今、モーターに抵抗を接続し、定常空気流によって一定回転を与えておいた後、空気流を止めるとタービンと発電機は徐々に回転数を減じ、最後には停止する。このとき、タービンと発電機の運動は、

$$I_{t0} \frac{d\omega}{dt} = -T_{q0} - T_{qt} - T_{qt1} \quad (37)$$

となる。ここに、 T_{q0} と T_{qt} の和は W_{qc}/ω に等しい。また、 T_{qt1} はタービンが静止した空气中を回転するとき消費するトルクであり、簡単に測定できる。したがって、式(37)の右辺と $d\omega/dt$ が求められれば、タービンと発電機の慣性モーメント I_{t0} が求められる。この試験はコーストダウン試験 (Coast Down Test) と呼ばれるものである。コーストダウン試験を、初期回転数および抵抗を3種類づつ変えて実験した。測定された慣性モーメントは $0.0140 \sim 0.021 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ の間にばらついているが、平均的には $0.0187 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ であった。

なお、発電実験のタービンは2段のもののみである。

5.2 波による発電

前掲図-25に示すように空気室に波を作用させ、D.C.モーターに抵抗を接続して発電実験を行った。タービンは波を作用させる前は静止しているが、波の作用とともに回転をはじめ、高速回転となる。ただし、波高が小さいとき、あるいは抵抗が小さいときには高速回転に至らなかった。なお、ここで用いた2段のタービンは、ソリディティが大きく自己起動しやすいものであった。ただし、本報告では自己起動性については検討せず、高速回転時を対象とする。作用させた波は規則波が3種類、不規則波が1種類である。いずれも回転が高速となつてから、測定を開始しており、規則波でも40波を対象に測定している。入射波の波高は空気室前方の2本の波高計による水位データを分離計算して求めた。実験では接続抵抗を $5 \sim 50 \Omega$ の範囲で変化させている。

図-53は $T=2.5 \text{ s}$ 、 $H=23.5 \text{ cm}$ の場合の発電実験の結果を示すもので、接続抵抗 R_E を横軸にとってタービンの回転数と各段階の効率を示す。上図中の●段は回転数の時間的な平均値であり、○印はピーク値である。両者の差は小さく、回転数の変動幅が比較的小さいことがわかる。回転数の平均値は抵抗が小さくなるほど小さくなる。下図の空気出力効率 \overline{EFF}_a は、抵抗の変化に対してあまり変化せず、タービン効率 \overline{EFF}_t や発電機の効率 \overline{EFF}_g も大きくは変化しない。ただし、タービン効率は $R_E=15 \Omega$ 付近、発電機の効率は $R_E=10 \Omega$ のと

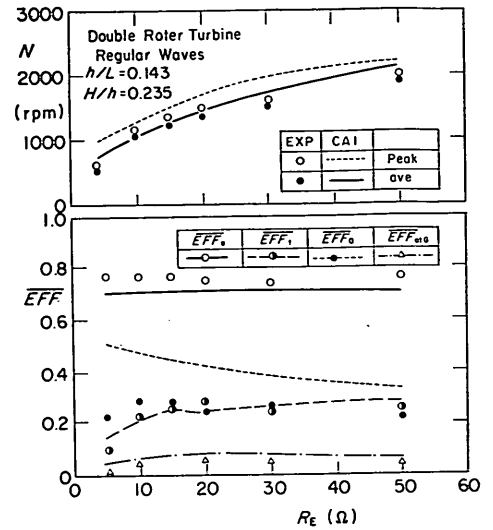


図-53 タービンの回転数と効率 (発電時, $T=2.5 \text{ s}$, $H=23.5 \text{ cm}$)

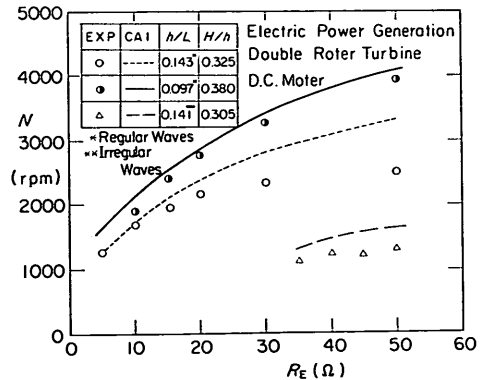


図-54 タービンの回転数 (発電時)

きにピークとなり、波パワーから電気パワーへの総合変換率 \overline{EFF}_{alg} は $R_E=20 \Omega$ のときにピークとなっている。

同図にはそれぞれの計算値も曲線で示している。回転数の平均の計算値は測定値とよく一致しているが、ややピーク値は大きいようである。これは実際の慣性モーメントが、コーストダウン試験で得られた値より大きかったのではないとも考えられる。また、効率の計算値をみると、やや発電機の効率において計算値より実験値が低い。これは、定常空気流による発電特性測定実験を行った後、4.で述べた実験を行い、そして最後に波による発電実験を行ったため、発電実験時には粘受等の摩擦が

増大していたのではないかと考えられる。なお、図では波パワーから電気パワーへの変換効率が5%程度と低いが、すでに述べているように、発電機はD.C.モーターを転用したもので効率が低く、また、2段のタービンは効率が低いことによる。ここでは高い変換効率を得ることを目的としていない。

図-54は $T=2.53\text{ s}$, $H=32.5\text{ cm}$, $T=3.5\text{ s}$, $H=38.0\text{ cm}$ および $T_{1/3}=2.53\text{ s}$, $H_{1/3}=30.5\text{ cm}$ の場合の定常状態となった時のタービンの平均回転数を示すものである。やはり、抵抗値が小さいほど回転数は低くなる。 $T=2.53\text{ s}$, $H_{1/3}=30.5\text{ cm}$ の不規則波の場合には $R_B=30\Omega$ 以下ではタービンが停止してしまうことがあった。同図には計算値を示しているが、実験値は計算値より大きい。これは、軸受け等の摩擦による損失が計算値より大きかったためと考えられる。図には示していないが、回転数の変動幅は実験値の方が大きい。不規則波の場合には、実験では最大の回転数は平均回転数の2倍程度であったが、計算では3倍程度となる。やはり、計算で用いた慣性モーメントが実際のものより小さい可能性がある。ただし、通常の発電機では慣性モーメントはさらに大きく、回転数の変動幅は不規則波であっても小さいと考えられる。

6. 現地への適用

(1) タービンの最適な直径と回転数の決定法

ウェルズタービンはその形状が幾何学的に相似ならば同一の特性をもつ。すなわち、形状が相似であれば迎角に対する軸方向速度係数、トルク係数あるいはタービン効率の関係は同じである。したがって、模型に対する定常空気流試験の結果を現地のものに適用できる。

現地の波の条件が決まれば、考えられる範囲の空気室の諸元やタービンの大きさに対して数値計算を行うことにより、最適な空気室とタービンの大きさの組み合わせが求められる。しかしながら、その組み合わせは無数にある。したがって、まず最適な空気パワーが得られる空気室の形状を決定し、次にそれに最適なタービンの大きさを決定するという方式の方が合理的である。その際には、すでに述べたように、タービンを等価な開口率を持つノズルと考え空気パワーを算定する。そして、タービンパワーや効率を算定するときには、迎角のピーク値と平均トルク係数やタービン効率の関係図を用いる。

図-55はタービンの最適な外径と回転数の決定法のフローを示すものである。すなわち、

1) 現地の対象とする波の条件が与えられると、それに対する空気室の諸元が決まり、等価なノズルとしての

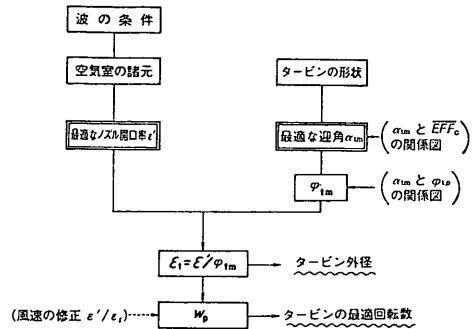


図 55 タービンの外径および回転数の決定

最適な開口率 ϵ' が決まる。

2) 一方、タービンの翼数やソリディティなどの形状の最適なものが与えられ、その特性が与えられているとき、迎角のピーク値 α_{tm} に対するタービン効率 \overline{EFF}_t の関係(たとえば図-21)より、最適な迎角のピーク値が決まる。

3) 迎角 α_t に対する軸方向速度係数 φ_t の関係(たとえば図-14)より、最適な迎角のピーク値 α_{tm} に対するピーク軸方向速度係数 φ_{tm} が求められる。

4) $\epsilon_t = \epsilon' / \varphi_{tm}$ の関係から、タービンの円環状の開口部の開口率が求められる。空気室の面積 A_w と ϵ_t よりタービンの円環状の開口部面積 A_t が求まり、タービンの直径が決まる。

5) ノズルの場合の空気流の速度に $\varphi_{tm} (= \epsilon' / \epsilon_t)$ を乗じて、タービンの場合の空気流の速度を求める。この速度と最適な迎角 α_{tm} をしてタービンの直径より、式(1)を用いてタービンの最適チップ速度が求まり、最適な回転数が決定できる。

以上は波が規則波であるとして考えたが、波が不規則波であってもほぼ同様の手続きが適用できる。ただし、迎角のピーク値 α_{tm} の代りに迎角の1/3最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ を使い、 $\alpha_{t1/3}$ に対する $\varphi_{t1/3}$, $C_{t1/3}$ や \overline{EFF}_t の関係を用いる必要がある。

なお、空気室の面積は空気室の幅 B と防波堤の法線方向の長さ l_B との積である。もし、用いるタービンの直径が決っているならば、逆にこの l_B を調整して最適なタービンの開口率とすることができる。通常、タービン・発電機の発電量 (kW) 当りのコストはその出力が大きいほど低く、できるだけ l_B を大きくする方が経済的である。しかしながら、波向が法線に直角方向でない場合には、 l_B を大きくすれば空気パワーへの変換効率を低める結果となる。 l_B に関しては平面実験で検討する予定である。

表-6 空気出力とタービン出力の計算例

Air Chamber				Wave Condition			
B (m)	12			$T_{1/3}$ (s)	7		
D_0 (m)	4			$H_{1/3}$ (m)	1.5		
d_c (m)	1.5			\bar{W} (kW/m)	7.74		
ϵ	0.006			h (m)	10.0		
l_B (m)	10			Turbine and Turbine Power			
Air Power				$2R_t$ (m)		1.54	
\overline{EFF}_a (%) 79.3				N (rpm)		810	
				\overline{EFF}_t (%)		40	
				Peak			
				max	1/10	1/3	
η (m)	1.06	0.81	0.61				
p^* (tf/m ²)	1.12	0.64	0.45	α_t (°)	32.2	25.4	22
w_p (m/s)	132	100	85	T_{qt} (kgm ² /s ²)	2284	1277	921

(2) 計算例

水深 10m の位置で、有義波高 $H_{1/3}=1.5\text{m}$ 、有義波周期 $T_{1/3}=7\text{ s}$ の波に対し、空気室の諸元を第 3 報ですでに検討した。空気室の高さ D が 4 m、カーテンウォールの没水深 d_c が 1.5m、空気室幅 B が 12m のとき最大 80% 以上の空気出力効率となる。空気室の幅が 6 m でも 60% 以上の空気出力効率となる。このときノズルの最適開口率は 0.006 である。今、空気室の法線方向の長さ l_B を 10m とすると、幅 B が 12m のとき空気室面積は 120m² となり、ノズルの開口面積 A_n が 0.72m² となる。表-6 は $B=12\text{m}$ の場合の空気室の諸元、波の諸元そして空気パワー等の諸量を示すものである。

表-6 の空気室上に、たとえば今回用いた 4 枚翼 1 段のタービンをを用いるとしたとき、そのタービンの直径と回転数の最適値は以下のように決定される。前掲 図-22 より最適な迎角の 1/3 最大値を 22° とすると、図-14 よりこのときの $\varphi_{t1/3}$ は 0.311 となる。したがって、タービンの開口率は $\varphi_{t1/3}$ と ϵ との積より 0.0186 となり、円環状の開口部面積は 2.32m² となる。すなわち、模型の場合の面積の 119.3 倍、直径では 10.9 倍となり、タービンの直径は 2.18m となる。このように大型のタービンでは軸方向力が大きくなり、軸受けの設計が困難となる。このため、タービンを発電機の両側に設け軸方向力を打消し合う、タンデム型のウェルズタービンが考案³⁹⁾ されている。この場合には、タービンの開口部は 2 ヶ所とな

り、タービンの直径は 1.54m となる。一方、ノズルとしての空気流速の 1/3 最大ピーク値は表-6 より 85m/s であり、タービンとしては $\varphi_{t1/3}$ を乗じて 26.4m/s となる。最適な迎角の 1/3 最大値は 22° であり、式(1)よりタービンのチップ速度が 65.3m/s となり最適なタービン回転数は 810rpm となる。

タービンの回転数が 810rpm のとき、このタービンに作用するトルクの時間的な平均値や最大値等も空気流速 w_p より以下のように簡単に算定できる。これらの値はタービンの設計上重要である。波のエネルギーは 7.74 kW/m、空気出力効率 79.3% (表-6)、タービン出力効率 43% (図-22) であるので、幅 12m、長さ 10m の空気室上のタービンで 26.4kW のタービン出力が得られる。したがって、2 つあるタービンの片側だけで 13.2kW の平均タービン出力平均、トルクとして 155kgm²/s² (15.9 kgfm) が得られる。またタービンの空気流量の最大値は 41.2m³/s、1/10 最大値は 31m³/s であり、迎角のピーク値の最大値は 32.2°、1/10 最大値は 25.4° である。したがって、前掲 図-12 のトルク係数の図 (あるいは式 (7)) より α_t が 32.2°, 25.4°, そして 22° のときの C_t が 0.511, 0.326, 0.248 と求まる。 C_t が求められると、トルクの最大値、1/10 最大値、1/3 最大値はそれぞれ、2284, 1277, 921kgm²/s² となる。これらはトルクの時間的な平均値 155kgm²/s² のそれぞれ、14.8, 8.2, 5.95 倍であることに留意すべきである。なお、ここで用いた

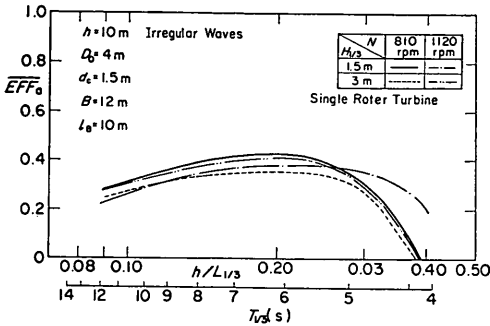


図-56 波パワーからタービンパワーへの変換効率の計算例（4枚翼，1段）

空気出力に関する計算結果は、第3報で述べたように、逐次計算法と線形重ね合せ法の2つの計算法があるうちの、後者を用いたものである。

図-56は横軸に h/L をとり、このタービンによる波パワーからタービンパワーへの変換効率 \overline{EFF}_{at} の逐次計算法による計算結果を示すものである。 $H_{1/3}=1.5\text{m}$ と 3.0m で、回転数が 810 と 1120rpm の場合について示している。図のように \overline{EFF}_{at} は $H_{1/3}=1.5\text{m}$, $N=810\text{rpm}$ で 40% 程度となり、 $T_{1/3}=7\text{s}$ 付近で最大となる。 $H_{1/3}=1.5\text{m}$, $N=1120\text{rpm}$ では $N=810\text{rpm}$ より効率はやや下がるが、 $H_{1/3}=3.0\text{m}$, $N=1120\text{rpm}$ では $H_{1/3}=1.5\text{m}$, $N=1120\text{rpm}$ とほぼ同様の効率が得られる。なお、逐次計算法と線形重ね合せ法ではスペクトル形状によっては空気パワーの計算結果に多少の差があることがある。このため、表-6の値を用いた波パワーからタービンパワーへの変換効率の計算結果と図-56のその条件における計算結果に差が生じている。

7. 結 論

波力発電ケーソンに設置するタービンとして、ウェルズタービンを用いることとし、このタービンおよび発電機を含む波力発電システムについて、理論的・実験的に検討した。主要な結論は以下のとおりである。

- 1) ウェルズタービンの特性は、流量係数、トルク係数によって表される。これらはタービン翼に対する空気流の迎角によって変化する。流量係数の代わりに、軸方向速度係数を用いることを提案した。これはタービン翼の存在による速度の低下を示す係数である。軸方向速度係数やトルク係数は、タービン翼の枚数などタービン形状によって異なる。どの形状が最適であるかは本報告では論じていない。
- 2) 4枚翼のウェルズタービンについて定常空気流試験

を行い、その特性を調べた。特性試験結果はすでに行われている類似した形状のものの試験結果とほぼ一致する。ただし、タービンの開口部に流れ込む空気流の乱れ度が大きい場合には、通常迎角 15° 付近に現れる失速状態が出現せず、 15° 以上でもトルク係数は増大する。すなわち、乱れ度を大きくすることはタービンの性能を向上させることである。ただし、これについてはさらに定量的な検討が必要である。

- 3) 波力発電ケーソンによる波パワーから空気パワーへの変換過程を表す理論モデルを、タービンや発電機によるパワー変換過程を含むモデルに拡張した。ウェルズタービンの定常空気流中の特性である軸方向速度係数とトルク係数を、非定常な空気流に対しても適用できると考え、この理論モデルの内で用いている。
- 4) 理論モデルは基本的に4つの微分方程式からなり、数値的に各時間ステップごとに解くことができる。したがって、任意の入射波に対して空気パワー、タービンパワーそして発電パワーが計算できる。
- 5) 波パワーから空気パワーへの変換に関しては、タービンをノズルとみなしてもよい。ただし、タービンの場合には、回転するタービン翼の存在により、軸方向速度係数分だけ実質上の開口率は実際の開口率より小さくなると考える必要がある。タービンを等価なノズルとみなすと、そのノズルの開口率 ϵ' は、 $\epsilon' = \varphi_{tm} \epsilon_t$ (規則波の場合)、 $\epsilon' = \varphi_{t1/3} \epsilon_t$ (不規則波の場合) となる。 φ_{tm} , $\varphi_{t1/3}$ はピーク軸方向速度係数であり、 φ_{tm} は迎角がピーク値 α_{tm} となった時の軸方向速度係数であり、 φ_{tm} は迎角がピーク値 α_{tm} となった時の軸方向速度係数の値、 $\varphi_{t1/3}$ は迎角が1/3最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ となった時の値である。
- 6) 規則波によって生じるタービントルクの時間的平均値を無次元化したものを、平均トルク係数 C_{tm} と呼ぶ。 C_{tm} はその時の迎角のピーク値 α_{tm} の関数としてほぼ表せる。また、不規則波の場合のトルクの時間的平均値の無次元値も、平均トルク係数と呼び $C_{t1/3}$ で表わす。 $C_{t1/3}$ はその時の迎角の1/3最大ピーク値 $\alpha_{t1/3}$ の関数として表せる。
- 7) タービンを等価なノズルと考えることにより、空気パワーが簡単に近似計算法によって求められる。その空気パワーに対しタービンパワーも、迎角のピーク値と平均トルク係数の関係を示す図より簡単に求められる。入射波が規則波でも不規則波でも、ほぼ同様の手続きが適用できる。
- 8) 空気室上部に4枚翼のウェルズタービンを設置し、規則波および不規則波を作用させ、タービンに作用す

るトルクを測定した。実験では、タービンの回転数を D. C. モーターにより一定回転に制御している。実験結果は理論モデルによる計算結果によく一致する。また、タービンを等価なノズルとみなして計算する近似計算法が、妥当であることを示した。

- 9) さらに、D. C. モーターに抵抗を接続し、逆に発電機として用いた発電実験を行った。実験結果は計算結果によく一致している。D. C. モーターの慣性が小さいにもかかわらず、タービンの回転数の変動は比較的小さい。発電機の慣性が大きければ変動はさらに小さくなる。
- 10) 波力発電ケーソンに設置すべきウェルズタービンの大きさおよび回転数は、数値計算を行うことによって決定できる。また、タービンを等価なとしてのノズルとみなす近似計算法によれば、最適なノズルとしての開口率が決めれば、最適なタービンの大きさおよび回転数が簡単に決定できる。

以上、波力発電ケーソンにウェルズタービンを設置した場合、波に対してどのように応答するか計算できるようになり、タービンの設計が可能となった。ただし、タービンの特性はその形状によって変わる。最適なタービン形状にしては他の機関で研究が進められており、近い将来結論が得られると思われる。したがって、波力発電ケーソンに関する研究としては、今後、実機を対象とした発電機を含めた検討を行う予定である。これには、発電効率、起動特性、定常性の確保、保護対策等の問題が含まれる。これらの事項は発電機の機種によって異なり、機種は電力の利用形態によって異なる。今後は電力の利用面についても検討を深める必要がある。

本研究は昭和57年度から行っている特別研究「港湾構造物による波エネルギーの利用に関する研究」の一環として実施したものである。この研究を進めるに当たり、小島朗史前波エネルギー研究室長（現第三港湾建設局和歌山港工事事務所長）に多大の助言をいただいた。また、実験に用いたタービンの模型は氏が設計したものである。東京大学生産技術研究所木下健助教授、東京大学工学部荒川忠一助教授、鈴木正己助手、海洋科学技術センター堀田平博士ら、波エネルギー利用技術促進のための研究会の諸氏との討論は、報告のとりまとめに非常に有益でした。さらに、港湾技術研究所の合田良実次長、谷本勝利防波堤研究室長には、貴重な助言をいただいている。ここに記して深甚なる謝意を表します。

(1985年3月30日受付)

参考文献

- 1) 小島朗史・合田良実・鈴木諭司：波力発電ケーソンの空気出力効率の解析，波エネルギーに関する研究第1報，港湾技術研究所報告，第22巻第3号，1983，pp. 125～158.
- 2) 小島朗史・鈴木諭司：波力発電ケーソンに働く波力特性に関する実験—波エネルギーに関する研究第2報—，港湾技術研究所報告，第23巻第1号，1984，3，pp. 53～81.
- 3) Takahashi, S., Ojima, R., and Suzumura, S.: Air power of pneumatic-type wave power extractors due to irregular wave actions, —A Study on development of wave power (3rd report)—, *Rept. Port and Harbour Res. Inst.*, Vol. 24, No. 1, 1985, pp. 3～41.
- 4) Sturge, D. P.: Turbine for an oscillating water column wave power system, *Central Electricity Generating Board Memorandum*, MM/MECH/TA41, 1977.
- 5) Grant, R. J. and Johnson, C. G.: Performance tests on a single stage Wells turbine, *CEGB Memorandum*, MM/MECH/TF 207, 1979.
- 6) 荒川忠一：波浪エネルギー二次変換装置，第1回波浪エネルギー利用シンポジウム講演集，1984，11，pp. 93～103.
- 7) 鈴木正己・荒川忠一・田子哲夫：ウェルズタービンと空気室からなる波力発電装置の基礎研究，第1回波浪エネルギー利用シンポジウム講演集，1984，11，pp. 201～210.
- 8) 鷲尾幸久・堀田平・宮崎武晃・益田善雄：タンデムウェルズタービンの実機性能試験，第1回波浪エネルギー利用シンポジウム講演集，1984，11，pp. 191～199.
- 9) 石井進一・益田善雄・宮崎武晃・工藤君明・堀田平・鷲尾幸久：沿岸固定式空気タービン波力発電装置の発電運転試験報告，海洋科学技術センター試験研究報告，JAMSTECT TR 14，1985，pp. 55～79.
- 10) 井上雅弘・金子賢二・瀬戸口俊明：往復流におけるウェルズタービンの起動及び作動特性，第1回波浪エネルギー利用シンポジウム講演集，1984，11，pp. 181～190.
- 11) 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，1984，11，pp. 269～276.
- 12) Goda, Y.: *Random Seas and Design of Maritime Structures*, Univ. of Tokyo Press., 1985, 323.

主要記号表

- A_n : タービンではなくノズルの場合のノズルの開口面積
 A_t : タービンの環状流路面積

- A_w : 空気室の静水面での面積
 B : 空気室の幅
 C_g : 波の群速度
 c_d : 縮流係数
 c_p : 定圧比熱 (1005 J/kgK)
 c_v : 定容比熱 (717.1 J/kgK)
 D_0 : 静水面上の空気室の高さ
 d_c : カーテンウォールの没水水深
 \overline{EFF}_a : 空気出力効率
 \overline{EFF}_t : タービン効率
 \overline{EFF}_g : 発電機効率
 \overline{EFF}_{atg} : 発電総合効率
 C_t : トルク係数
 C_{tm} : 平均トルク係数 (規則波)
 $C_{t1/3}$: 平均トルク係数 (不規則波)
 f : 周波数
 g : 重力加速度
 H : 波高
 $H_{1/3}$: 有義波高
 $H_{1/10}$: 1/10最大波高
 H_{max} : 最大波高
 h : 水深
 I_{tg} : タービン・発電機の全体の回転モーメント
 k : 波数
 L : 波長
 $L_{1/3}$: 有義波の波長
 l_B : 空気室の波峰方向の長さ
 N : タービンの回転数 (rpm)
 p_0 : 大気圧 (絶対圧力)
 p_a : 空気室内の圧力 (絶対圧力)
 p^* : 空気室内の圧力の変動成分
 p_m : 空気室内の圧力のピーク値 (規則波)
 p_{mean} : 空気室内の圧力のピーク値の平均値 (不規則波)
 $p_{1/3}$: 空気室内の圧力のピーク値の 1/3 最大値 (不規則波)
 $p_{1/10}$: 空気室内の圧力のピーク値の 1/10 最大値 (不規則波)
 p_{max} : 空気室内の圧力のピーク値の最大値 (不規則波)
 Q : 空気流の流量 ($Q = w_p A_t$)
 R : ガス定数 (287.2 J/kgK)
 R_t : タービンの半径
 R_E : 発電機に付加される可変抵抗の抵抗量
 $S(f)$: 波のスペクトル
 T : 波の周期
 $T_{1/3}$: 有義波周期
 T_0 : 大気温 (絶対温度)
 T_a : 空気室内の温度 (絶対温度)
 T^* : 空気室内の温度の変動成分
 T_{qt} : タービントルク
 T_{qg} : 発電トルク
 T_{qf} : 摩擦トルク
 T_{qi} : 発電損失トルク
 T_{qtl} : タービンの空転時の翼による損失トルク
 t : 時間
 u_t : タービンのチップ速度
 V : 空気室の体積 ($= Bl_B(D_0 - \eta)$)
 V_0 : 空気室の静水時の体積 ($= Bl_B D_0$)
 V^* : 空気室の体積の変動成分
 W_a : 空気パワー (通常瞬時瞬時の値)
 \overline{W}_a : 平均空気パワー (時間的な平均値)
 W_t : タービンパワー
 \overline{W}_t : 平均タービンパワー
 W_g : 発電パワー
 \overline{W}_g : 平均発電パワー
 W_I : 入射波のパワー
 \overline{W}_I : 入射波の平均パワー
 W_{gc} : 発電機側で消費されるパワー ($= W_t + W_g$)
 W_i : 発電機側の損失パワー
 w_p : 空気流の速度
 w_{pm} : 空気流の速度のピーク値
 $w_{p1/3}$: 空気流の速度の 1/3 最大ピーク値
 x : 水平座標 (静水面上, カーテンウォール前面で $x = 0$)
 z : 鉛直座標 (カーテンウォール前面, 静水面で $z = 0$)
 α_t : タービンの迎角
 α_{tm} : タービンの迎角のピーク値 (規則波)
 $\alpha_{t1/3}$: タービンの迎角のピーク値の 1/3 最大値 (不規則波)
 ε : ノズルの場合のそのノズルの開口率 (A_n/A_w)
 ε_t : タービンの円環状の開口部の開口率 (A_t/A_w)
 ε' : タービンをノズルに置き換えたときの等価な開口率
 γ : 比熱比
 φ : 速度係数
 φ_t : タービンの軸方向速度係数
 φ_{tm} : ピーク軸方向速度係数 (規則波)
 $\varphi_{t1/3}$: ピーク軸方向速度係数 (不規則波)
 η : 空気室内の水位
 η_I : 入射波の水位
 η_R : 反射波の水位
 η_m : 空気室内の水位のピーク値, η_m^+ は正のピーク値
 $\eta_{1/3}$: 空気室内の水位の 1/3 最大ピーク値, $\eta_{1/3}^+$ は正の 1/3 最大ピーク値
 ρ_a : 空気の密度 ($= 1.225 \text{ kg/m}^3$)
 ρ_w : 水の密度
 σ : 波の角周波数
 σ_t : タービンのソリディティ
 ψ : 流量係数
 ω : タービンの角速度 ($= 2\pi N/60$)