

波力発電における軸流タービンの有効性に関する検討*

植 木 圭 一^{*1}

Efficiency of Axial-flow Turbine in a Wave Power Generation System

Keiichi UEKI^{*2}^{*2} Research and Development Center, Tohoku Electric Power Co., Inc.,
7-2-1 Nakayama, Aoba-ku, Sendai-shi, Miyagi, 981-0952 Japan

The main type of wave power generation system now in use is the oscillating water column type. Most wave power generation systems of this type use the Wells turbine. The Wells turbine, however, is a low efficiency turbine. A non Wells turbine wave power generation system has been needed because of the bidirectional airflows of the break out of the surf and the backwash. An experiment regarding the practical use of an axial flow turbine in a wave power generation system has been performed at the Haramachi site continuously since 1996. This paper presents a summary of the efficiency of the axial flow turbine in a wave power generation system.

Key Words: Wave, Blade, Valve, Energy Conversion, Marine Structures, Axial-flow Turbine, Wells Turbine, Wave Power Generation System, Bidirectional Air-flows

1. 緒 論

振動水柱型に属する波力発電システムは、波の水面上下動を利用し、空気エネルギー（空気流）に変換することでタービンを回転させ発電する。この波による空気流は、寄せ波と引き波で逆方向の往復空気流となるため、波力発電では往復空気流で一方向に回転するウエルズタービン⁽¹⁾が主として採用されているが、自己起動性に乏しく、効率が低い等の課題が指摘されている⁽²⁾。

一方、蒸気タービン等で広く使われる軸流タービンは、定常流で効率の高いタービンであるが、波力発電に採用する場合、その翼形状から往復空気流を一方向に整流する整流装置（整流弁等）が必要であると考えられていた。このため、波力発電船「海明」では、フラップ弁と呼ばれる機械式整流弁を用いた実海域実験を行ったが、大波浪時に弁体自体が吹き飛ばされる等の弁体破損が発生している。

この整流弁の破損により、軸流タービンを採用した波力発電システムは、長期発電不能となることが懸念されたことから、波力発電用タービンとしてはウエルズタービンが有利であるとされてきた。

波力発電では、このタービンに関する技術的な課題の他に、発電コスト低減という実用化の鍵を握る大きな課題が存在する。波力発電の設備は、空気室等が大掛かりなコンクリート製の港湾構造物であるため現地施工が多く、風車・太陽電池のように生産数増加で安価となる要素が少なく、大幅なコスト低減は期待できない。このため、現時点における発電コスト低減策としては、発電システムの平均発電効率を上げ、年間発電電力量を増加させることが有効であると考えられている。

この発電システムの平均発電効率向上には、タービン効率を向上させることが効果的であると考えられるが、ウエルズタービンでは大幅な効率向上が難しいことから、近年になって、軸流タービンに対する期待が再び高まり軸流タービン翼に関する室内実験が行われ、その優れた起動性を始めとした諸特性の報告⁽²⁾もなされている。

* 原稿受付 2003年2月14日。

^{*1} 正員、東北電力(株)研究開発センター(〒981-0952 仙台市青葉区中山7-2-1)。

E-mail: w850603@tohoku-epco.co.jp

以上に述べたことから、軸流タービンが発電コスト低減やウエルズタービンの抱える課題の解決に期待が持てるが、実海域実験例が少ない。そこで、今回の実験設備では、この実海域実験例の少ない軸流タービンを採用することによって、軸流タービンの波力発電への適用可能性と有効性を確認することとした。なお、軸流タービンの採用にあたっては、今まで整流弁が必要であると考えられていたことから、「水弁」と呼ばれる機械式弁のように致命的な破損の恐れが無い流体を利用した整流弁を開発して採用している。

本論文では、この波力発電実験設備で行った様々な実海域実験から、タンデム配置した軸流タービンに関する実験結果とこれに基づき検討した内容について報告する。

2. 主 な 記 号

A_T : タービン静翼スロート面積 (m^2)

c_o : 逆圧時に軸流タービン動翼出口側から流入する逆方向流れの空気流絶対速度

c_2 : 逆圧で空気が流れた場合の軸流タービン動翼入口側から流出する空気流絶対速度

d : 水弁没水深 (水弁室水面に没水している鉛直管空気通過口までの深さ)

O : 空気流調整装置開度 (%)

N : タービンおよび発電機回転数 (rpm)

ΔP_T : タービン出入口差圧 (kPa)

ΔP_{T+} : 正圧側タービン出入口差圧 (kPa)

ΔP_{T-} : 負圧側タービン出入口差圧 (kPa)

Q : 質量流量 (kg/s)

u : タービンの周速

w_o : 逆圧時に軸流タービン動翼出口側から流入する逆方向流れの空気流相対速度

w_1 : 逆圧で始動時や空気流絶対速度が大きな場合に軸流タービン動翼内を流れる空気流相対速度

w_2 : 逆圧で空気が流れた場合の軸流タービン動翼入口側から流出する空気流相対速度

W_G : 発電機出力 (kW)

W_{Gin} : 発電機入力 (kW)

W_T : タービン出力 (kW)

W_{Tin} : タービン入力エネルギー (kW)

α_0 : 流量係数 (流路損失含む)

ρ_{air} : 空気密度 (1.205 kg/m^3 at 20°C)

η_T : タービン効率

3. 実験設備概要と空気流れ

本実験設備は、福島県原町市にある東北電力原町火力発電所南防波堤先端に設置され、1996年から実海域実験を開始した。その概略構成は、図1に示した通りで、波エネルギーを空気エネルギーに変換する空気室 (全4室)、空気エネルギー (空気流) を整流する水弁 (水弁室)、整流した空気エネルギーを集約する集合ダクト、タービンおよび発電機、発電に必要な機器・装置類等を組み込んだ波力発電ケーソンと呼ばれるコンクリート構造物を防波堤に搭載した、沿岸固定式振動水柱型に属する波力発電システムである。

実験設備と 6kV 配電線とは、陸上側にある観測所の系統連系装置により連系され、波・空気室圧力・発電出力等の計測データは観測所に伝送されパソコンにより解析処理される。なお、今回使用した波力発電ケーソンとタービン外観について図2および図3に、ケーソン・タービン・発電機の仕様について表1および表2に示す。

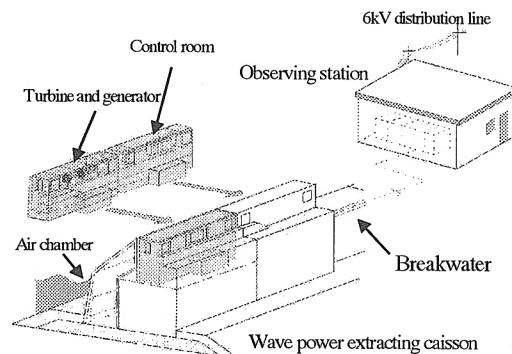


Fig. 1 Overall composition of wave power generation system.

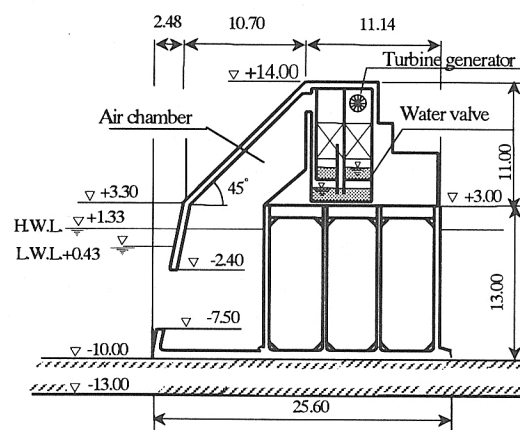


Fig. 2 Wave power extracting caisson.

Table 1 Specifications of wave power extracting caisson.

Design wave height	7.3m, Max.11.2m
Design wave period	16.0s
Dimensions of caisson	24.32 ^(W) × 24.0 ^(H) × 20.85 ^(L) m
Number of caissons	2 (Four air chamber)

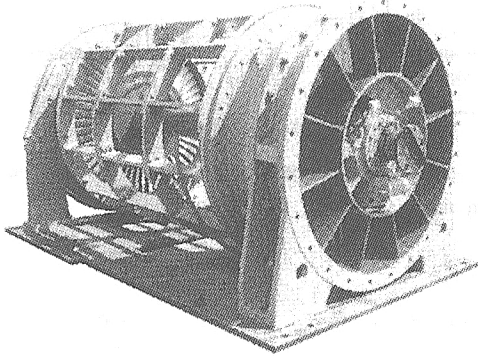


Fig. 3 Tandem type axial-flow turbine.

Table 2 Specifications of turbine and generator.

Turbine	Tandem type axial-flow turbine	
Rated speed	500rpm	1000rpm
Rated power	144.5kW, Max.362.5kW	
Stator blade	36 for one stator	
Channel height	241mm	
Rotor blade	53 for one rotor	
Channel height	274mm	
Diameter of rotor	Max.1517mm	
Blade materials	Aluminum alloy	
Weight	11970kg	
Generator	Three-phase induction generator	
Output voltage	400V	
Synchronous speed	500rpm	1000rpm
Rated output	65kW	130kW
Number of poles	12	6
Connection	△	Y
Frequency	50Hz	
Weight	3100kg	

ここで、波力発電ケーソンは、防波堤としての機能を果たす必要があるため、堤体の安定性・消波効果・施工面等から形状・寸法に制約を受け、図2に示した形状・寸法となっており、最大11.2mの波に耐えうる設計となっている。この波力発電ケーソンに組み込まれている水弁（水弁室）と集合ダクトおよびタービンは、寄せ波で大気圧より高圧となる空気エネルギーを取り出す正圧側

と、引き波で大気圧より低圧となる空気エネルギーを取り出す負圧側に分かれている。

空気室とタービンのマッチングについて述べると、有義波の波高4m、周期10.55sで平均発電出力130kWが得られる設計になっているが、実験海域で4mの高い波の発生頻度は極めて低く、1m以下の波がほとんどである。このため、発生頻度の多い1m前後の波でも十分発電可能のようにタービン・発電機の回転数は、低波浪時側の500rpmと高波浪時側の1000rpmに切替が行えるようにしてある。また、空気室水面面積とタービンスロート面積の比（開口比）は、1/600である。

発電機は、経済性を考慮して誘導発電機を採用しており、低波浪時側が12極で65kW定格、高波浪時側が6極130kW定格で、タービンと同一軸上に連結されている。

次に、本実験設備で水弁を使用し運転する通常時空気流れを図4⁽³⁾に示す。ここで、寄せ波によって空気室（air chamber）内の水面が上昇するため、空気室内の空気が大気圧より高圧に圧縮される。

この圧縮空気が圧力の低い大気側へ向かって、正圧水弁（正圧水弁室）→正圧集合ダクト→タービン→大気へと流れる。この時、負圧水弁側の水面は、負圧水弁室内の空気の圧力上昇によって押し下げられ、その圧力に相当する水頭差分の水が負圧集合ダクト側へ押し上げられ、タービンへの空気流路ができず逆止弁として機能する。

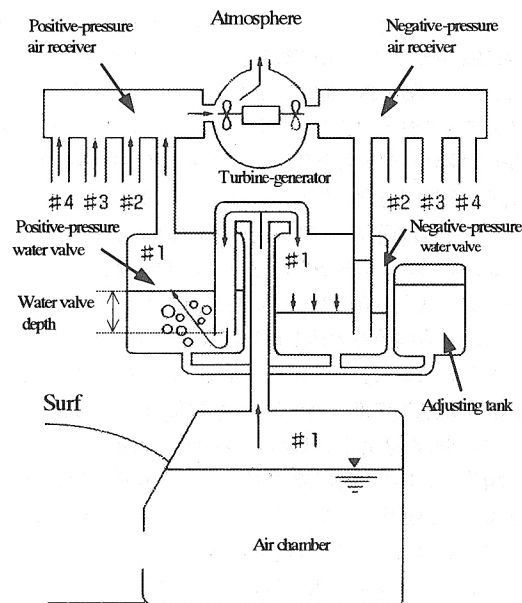


Fig. 4 Airflows of wave power generation system.

引き波の場合には寄せ波とは逆に、大気側から負圧側のタービン→負圧集合ダクト→負圧水弁→空気室へと空気が流れ、正圧水弁側が逆止弁として機能する。

この実験設備では、正圧および負圧水弁の水をポンプで排水することによって、水弁が無い状態、つまり整流弁を持たない状態が容易に実現できる。このため、タンデム配置した軸流タービンに対して、寄せ波・引き波の双方向の空気流を整流した形で一方から流す実験と、整流せず双方向から流す実験が可能となる。

図5は、水弁使用時の軸流タービンへの空気流れを示したものである。水弁が完全に整流弁の機能を果たした場合、寄せ波の空気は、図中左側の正圧集合ダクト (Positive pressure air receiver) から正圧側タービンの静翼→動翼→大気と流れ、右側の負圧側タービンには水弁の逆止弁効果により空気は流れない。

引き波時の空気は、大気側から図中右側の負圧側タービンの静翼→動翼→負圧集合ダクト (Negative pressure air receiver) と流れ、水弁が完全に整流弁の機能を果たした場合、正圧側タービンには寄せ波時と同様に逆止弁効果により空気は流れない。

このように、水弁を使用し完全に空気が整流された状態においては、タンデム型軸流タービンを通過する空気流は、常にタービン静翼側から流入し動翼に流れる一般的な軸流タービンの空気流れと同様になる。

これに対して図6は、水弁室の水を空にし、水弁が無い状態で運転した場合の寄せ波時空気流れを示したものである。この場合、正圧側タービンには水弁使用時と同様に順方向から空気が流れるが、差圧の大きさによっては、図中右側の負圧側タービンにも空気が流れようとすると考えられる。この時の空気流れは、タービン動翼側から静翼側への流れとなり、軸流タービンの一般的な空気流れとは逆方向となる。なお、引き波時には、図に示した矢印とは逆向きの空気流れとなるため、負圧側タービンに対して大気側から順方向の空気が流れ、正圧側タービンには逆方向の空気が流れようとする。

この逆方向流れの速度線図例は、図7に示したようになる。ここで、タービンの周速は、電力系統に連系され発電状態にある時には、発電機同期速度と同じくなり、低波浪時側ではほぼ 500rpm 一定となる。

図7において、通常の系統連系した状態では、絶対速度 C_0 で軸流方向から流入する逆方向空気流は、タービン動翼に対して相対速度 W_0 で流入する空気流となり、タービンの回転方向にブレーキ力として作用すると考えられ、実海域では波の状況によって、流入する空気流の流速・流量が絶えず変化している。

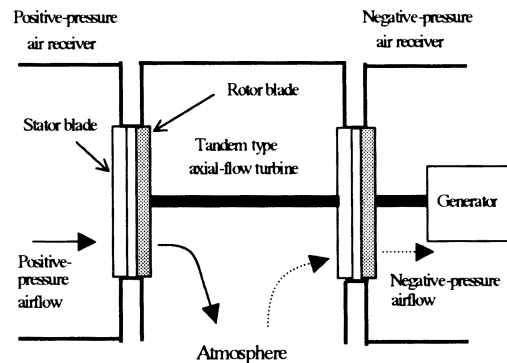


Fig. 5 Airflows into tandem type axial-flow turbine (using rectifying valve).

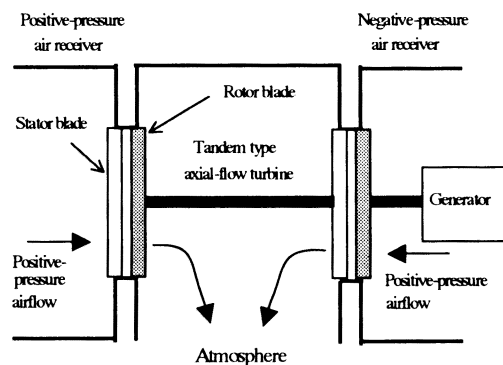


Fig. 6 Airflows into tandem type axial-flow turbine (not using rectifying valve).

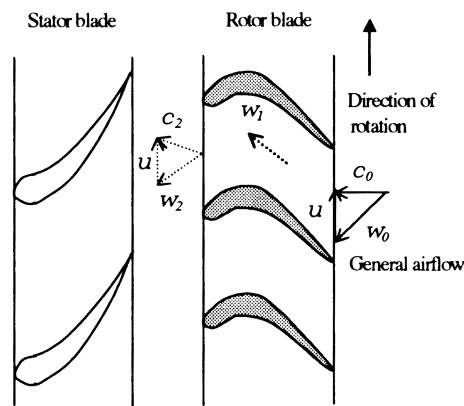


Fig. 7 Blade arrangement and velocity diagram of axial-flow turbine at reverse direction airflow.

このため、タービン起動時や流入する空気流の絶対速度が著しく速い場合には、空気流の絶対速度 W_0 は絶対速度 c_0 方向（軸流方向）に近づき W_1 のようにタービン動翼に翼面に沿って流れ、ブレーキ力が働かない状態が期待できる。

したがって、実海域で連続運転した結果から逆方向空気流によるブレーキ損失が小さく、タービン効率がウエルズタービンより高効率であれば、整流弁を使用しなくともタンデム型軸流タービンは波力発電に有効なタービンと考えられる。

4. 実海域実験結果と考察

本実験設備は、波浪状況に応じた運転切替が行える設備となっているが、実験海域における波力発電ケーソン前の波は、ほとんどが1m以下の波で、台風接近時においても有義波波高は、最大2m程度であった。このため、今回の実海域実験は、ほとんど高波浪時刻では行えず低波浪側の500rpmで実施している。

4・1 軸流タービンの起動特性 本実験設備の実海域実験データの計測処理は、発電機の並列を条件に自動的に行われる。このため、発電機の同期速度に達するまでは、各種データが計測されない。そこで、タービンの起動特性を確認するため、一時的にオシロを接続して、タービン起動時の正圧および負圧側タービン出入口差圧と回転数変化等の起動特性に関する実験を行った。

この実験結果を図8に示すが、実験を行った時の波力発電ケーソン前での有義波波高は0.91m、周期が6.3s、水弁没水深は10cm、タービン・発電機の運転回転数が500rpmである。

図8において、正圧および負圧側タービンの差圧は、寄せ波・引き波によって生じるものであるが、タービンに対して順方向流れとなる方向をプラス側としている。

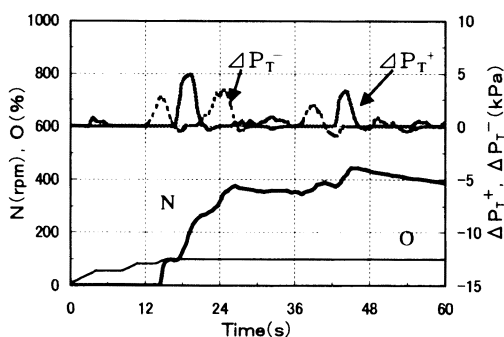


Fig. 8 Starting characteristics of Tandem type axial flow turbine.

この差圧によってタービンに空気が流れるため、差圧の大きさの違いは空気流量の違いを表している。

図8を見ると、差圧が1kPa程度ではタービンの回転数にほとんど影響は見られないが、差圧が2kPaを越えた場合、タービンの回転数が差圧の上昇に合わせ急上昇しているのがわかる。これに対して、差圧の下降側では上昇側に比べ緩やかな回転降下となっている。これは、タービン働く慣性力によるものと考えられる。

タービンの回転数は、起動から25s経過したあたりで400rpm付近まで達しているが、その後暫く大きな波が来なかったため、差圧がほとんど得られず、暫くは発電機並列条件の500rpmには達しなかったが、起動後約5分経過したところで差圧が6kPaに上昇する過程で並列した。このデータにおいて、並列まで5分の時間を要したのは、波が1m以下と低い状況で水弁の没水深を深めに設定していたため、水弁によって生じる圧力損失からタービンを500rpmまで回転させる十分な圧力が得られなかったからである。実験期間中の運転実績では、水弁を使用しない場合や有義波の波高が1mを越える状況では、発電機並列に要する時間は短くなり、1.5mを越える波の場合で30s以下のものも見られた。

今回の実験結果とウエルズタービンの実海域実験結果との比較は、発電システムの機器構成の違いや波浪状況が異なるために単純に行えないが、少なくとも1m程度の低い波で比較的容易に発電可能になる点とウエルズタービンのような失速は一度も見られなかった点から、軸流タービンの低波浪海域での優位性が認められる。

4・2 逆方向空気流による影響 タンデム型軸流タービンにおける逆方向空気流の影響を確認するため、水弁（整流弁）の有無による入射波波エネルギーに対する平均発電出力の違いを表したものが図9⁽³⁾である。

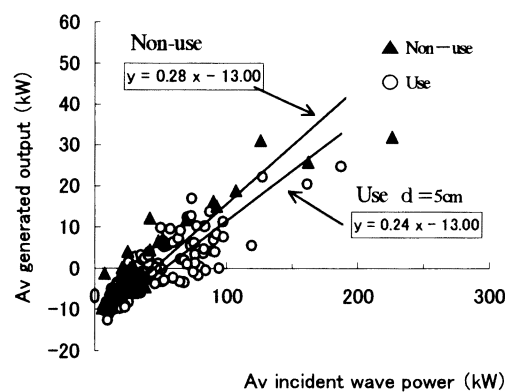


Fig. 9 Difference between use and non-use of water valve (rectifying valve).

この実験は、波浪状況に近い日を選び、水弁以外の人為的に変更可能な条件は同条件にし、空気室数が半分、運転回転数を低速側 500rpm としている。水弁使用側の水弁没水深は、深くすると水頭差による圧力損失でシステム総合効率が低下することと、浅くすると整流弁としての機能を失う恐れがあるため、運転実績に基づいて、実験日の波浪状況で水弁の機能が維持され、発電システムの総合効率が高効率となる最適設定の 5cm としている。

ここで、図 9 に併記した近似式の傾きは、入力エネルギーに対する出力の関係にあることから、本実験設備の総合効率（平均）を示している、近似式の切片に相当する -13kW は誘導発電機の励磁損失等損失である。

図 9 から、水弁を使用せず軸流タービンに逆方向空気流が流れた場合と、水弁を使用して最適運転を行った場合とでは総合効率に大きな差を生じていない。このように発電出力から見た結果から、本実験設備で利用したタンデム型軸流タービンは、波力発電において水弁等の整流弁が無くとも逆方向空気流を含む往復空気流で十分に発電可能であり、発電出力の著しい低下も見られなかった。

次にタービン自体が逆方向空気流を含む往復空気流でどのように機能しているかを確認するために、以下に示す(1)～(3)の実験を行った。

- (1) 水弁を使用状態にして、その深さを 5cm と浅く高効率運転し、タンデム型軸流タービンの一方へ流れる空気を鋼板製の空気流調整装置で遮断し、片側タービンのみに空気流を流す。
- (2) 水弁の条件は(1)と同条件にして、空気流調整装置を全開にしてタンデム型軸流タービン双方へ水弁で整流した空気流を流す。
- (3) 水弁は使用せず、タンデム型軸流タービン双方へ整流していない往復空気流を流す。

この実験結果については、本実験設備の構造面等の制約上トルク計測が行われていなかった点と、運転上の指標的な位置づけで取り付けられた回転数計では精度が低い点から、タービン出入口差圧との関係から評価することにした。

実験(1)の結果として、タービン出入口差圧と発電出力の関係を表したものを図 10 に示す。ここで、タービン出入口差圧の符号は、空気が静翼側から動翼側へ流れる順方向流れ（静翼入口ー動翼出口圧力）の圧力をプラスとしているため、マイナス側は動翼出口側から空気流が流入する、いわゆる逆圧の状態を示している。

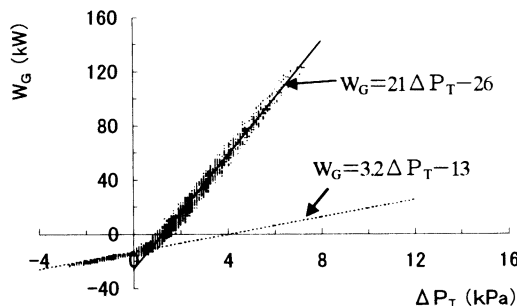


Fig.10 Relation between differential pressure (ΔP_T) and generated output (W_G) at single turbine blade.

図 10 に於いて、整流弁が機械式弁であれば逆圧状態が生じるとは考えにくい。水弁の場合、図 8 の差圧波形にも現れているように、時には逆圧が防止されない現象が起きている。このため、併記してある近似式で示されるように二通りの傾向が見られる。逆圧時の近似式 $W_G = 3.2 \Delta P_T - 13$ の傾きから逆圧で生じる損失が、差圧 1kPa あたり 3.2kW と小さいことがわかる。なお、両近似式の切片に相当する値は、誘導発電機の励磁損失や、同期速度を維持するために必要な動力損失で、500rpm 運転時の固定損失と考えられる。

次に、実験(2)の結果を図 11 に示す。この実験ケースは、基本的には図 5 に示した空気流れとなり、正圧・負圧側の両タービンに水弁で整流された空気流が流れるが、実験(1)の結果から逆圧の影響を若干は受けている。しかしながら、タンデム型の軸流タービンは、同一軸上に二つのタービン翼が取り付けられているため、逆圧の影響を分離できない。そこで、実験(1)の結果から逆圧の影響が少ないことは明らかなので、ここでは、各計測時間における差圧の比較を行い、圧力値の高い側のタービンを稼働側タービンと考え、この稼働側タービンの差圧と発電出力の関係で表している。したがって、図 11 には時折発生する逆圧時の損失が含まれたものとなっている。

図 11 を見ると、図 10 に比べ波浪状況が良好であったことから差圧が 10kPa を越える範囲まであり、差圧の高い領域で幾らか飽和傾向を示して、発電出力の近似式の傾きは、図 10 より若干小さい 19.2 となっている。

最後に、実験(3)の結果を図 12 に示すが、この実験ケースは、水弁が無いために稼働側タービンと反対側のタービンは、常に逆圧の影響を受けている。このため、差圧に対する発電出力は、図 11 の時と同じ

く稼働側タービンに逆圧による損失を含めた形で示してある。

図12の計測データは、図11のデータと比較してばらつきは少ない。図12では、水弁を使用しないため、どちらか一方のタービンが常に逆圧状態となるが、図11では、水弁を使用しているため、常時は逆圧とならないが、水弁の水面変化と差圧の大きさ等によっては、逆圧を生じることがある。このため、時折生じる逆圧の影響がばらつきとして現れていると推定される⁽⁴⁾。

常に逆圧が生じた場合、その損失を実験(1)の結果から $W_G = 3.2\Delta P_T - 13$ と仮定し、逆圧の影響を受けない稼働側タービンの発電出力が、図11と図12が波浪状況が近いと同一と考え、 $W_G = 19.2\Delta P_T - 26$ と仮定すると、図12の損失を含んだトータル発電出力の推定式は、 $W_G = 19.2\Delta P_T - 26 - (3.2\Delta P_T - 13) = 16\Delta P_T - 13$ で表される。この推定式を図12に併記して見ると、推定式が各計測点における差圧と発電出力の関係と極めて良い一致を示している。

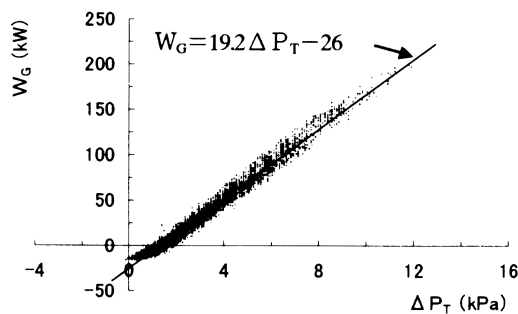


Fig.11 Relation between differential pressure (ΔP_T) and generated output (W_G) at tandem turbine blade.

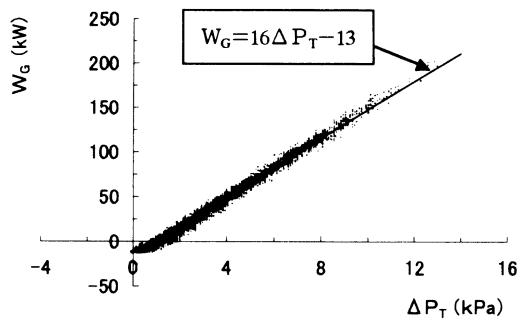


Fig.12 Relation between differential pressure (ΔP_T) and generated output (W_G) at tandem turbine blade, non water valve.

この推定式と図11の近似式の比較から、切片となる固定損失差を考えると、差圧が低い領域では水弁が無い方が有利であると考えられる。

水弁がない状態でのタービン効率、計測装置・構造等の問題から以下の式(1)～(5)を適用し、発電出力は逆圧分の補正を行い求めることとした。

本実験設備におけるタービンへの流路がオリフィスと同様な構造であるので、タービン出入口の差圧から流量 Q は式(1)⁽⁵⁾によって表される。

$$Q = \alpha_0 A_T \sqrt{2\rho_{air} \Delta P_T} \times 10^3 \quad (1)$$

この時のタービンへの入力エネルギー W_{Tin} とタービン出力 W_T は、式(2)および式(3)で表される。

$$W_{Tin} = \frac{Q}{\rho_{air}} \Delta P_T \quad (2)$$

$$W_T = W_{Tin} \eta_T \quad (3)$$

また、発電機の入力エネルギー W_{Gin} は、発電機工場試験の結果から発電出力 W_G と式(4)の関係にある。

$$W_{Gin} = 1.02W_G + 5.8 \quad (4)$$

ここで、タービン・発電機の軸受は、アンギュラ玉軸受および円筒ころ軸受を使用しているためにその摩擦係数は 1.0×10^{-3} 程度と小さく、軸受の摩擦損失は無視できる程度である。

したがって、タービンの効率 η_T は次式(5)で表すことができる。但し、このタービン効率には形状損失・二次損失等損失⁽⁶⁾が含まれる。

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_{Tin}} = \frac{W_{Gin}}{W_{Tin}} \quad (5)$$

図13に、求めたタービン効率とタービン出入口差圧との関係を示す。ここで、差圧が3.5kPa以上の場合、多少ばらつきはあるが効率は概ね30～60%の範囲にあり、差圧が3.5kPa未満では、非常にばらつきが大きい。効率80%を超えるものも見られる。全計測データの平均効率で38%、波エネルギーが極めて小さく差圧がゼロになる点を除けば47%となっている。

計測点全体のばらつきの傾向は、差圧の上昇側と下降側に分かれており、下降側の方が効率は高目に変化している。差圧が低い領域において効率が高くなっている点については、稼働側でない反対側タービンの損失の影響や非定常流における流量係数・流路損失の変化等が複雑に影響しているものと考えられる。

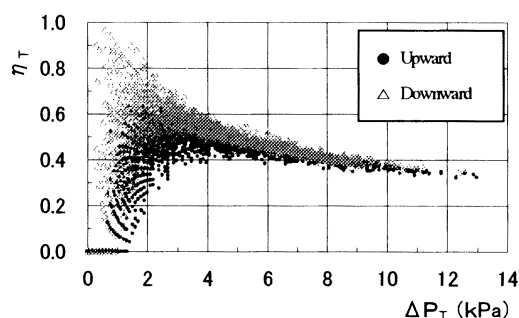


Fig.13 Relation between differential pressure (ΔP_T) and axial-flow turbine efficiency (η_T) at tandem turbine blade, non water valve.

この結果から、今回使用した軸流タービンは、差圧が低い領域で高いタービン効率を示しており、低波浪状況が多い海域へ有利なタービンであると考えられる。

なお、本論文に示した各計測データはいずれも実験設備における空気室等の数が半分になる波力発電ケーソンの運転函数を1函で運転した時のデータである。

5. まとめ

今回、タンデム型軸流タービンを採用した波力発電実験設備による実海域実験の結果から、以下のようなことが明らかになった。

(1) 実験に使用した軸流タービンは、実海域において有義波波高1 m程度の低い波でも、タービン出入口差圧が6 kPa以上あれば、タービン回転数は比較的容易に発電可能な500rpmに達し、ウエルズタービンに見られた失速領域も見られなかった。

(2) 逆圧時の本タンデム型軸流タービンの損失は、差圧1 kPaあたり3.2 kWと小さなものであった。

(3) 水弁を使用せず逆圧を受ける状態でもタンデム型軸流タービンで発電可能であり、本実験海域での平均効率が37%、波エネルギーが非常に小さい差圧ゼロ点を除けば47%となり、ウエルズタービンの実海域平均効率が最大45%前後^{(7)~(8)}と比較して、ほぼ同等であった。

(4) 軸流タービンは、今回の実験結果から1 m以下の低波浪時(低差圧)領域で容易に起動でき、低差圧でタービン効率が高効率な点を考えると、常時1 m前後の波が存在し、台風襲来時以外に2 mを越える高い波がめったに発生しない太平洋沿岸のような低波浪海域に有利なタービンであると考えられる。

(5) 水弁は完全に逆圧を防止できない点、水弁を使用しなくとも本タンデム型軸流タービンで発電システムの総合効率が同等の28%が得られる点、水弁の水位調整のために本実験設備では最大3.7 kWh × 4台 = 15 kWhのポンプ動力を消費する点から、水弁は致命的な破損はないが、整流弁としてはあまり期待はできない。

以上に述べた実海域実験から得られた知見は、今後の波力発電実用化に向けた研究への活用が期待される。

文 献

- (1) 土木学会・エネルギー土木委員会，波エネルギー利用技術の現状と将来展望，(1990)，38-39，土木学会。
- (2) 中島・潮見，港湾技研資料，No.958，(2000)，3，港湾技術振興会。
- (3) 植木・菊地・吉目木，波力発電システムの実用化に関する研究，日本応用磁気学会誌，26-4(2002)，693-702。
- (4) 植木・石澤・吉目木・菊地，水弁集約式波力発電システムの発電出力に関する検討，日本応用磁気学会誌，25，(2001) 995-998。
- (5) 馬場秋次郎，機械工学必携，(1986)，762，三省堂。
- (6) 三輪光砂，ガスタービンの基礎と実際，(1991)，117，成山堂書店。
- (7) 鈴木・荒川・田古里，波力発電用ウエルズタービン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テキスト，(1987-6)，73-81。
- (8) 沿岸開発技術センター，防波堤利用の波力発電に関する研究報告書，(1992)，8-19，沿岸開発技術センター。