

## 水弁を通過する空気流のエネルギー損失

## ENERGY LOSS OF AIR FLOW DUE TO WATER-VALVE SYSTEM

沢本正樹\*・首藤伸夫\*\*・渡部国也\*\*\*・新嶋洋明\*\*\*\*

By Masaki SAWAMOTO, Nobuo SHUTO, Kuniya WATANABE and Hiroaki NIJIMA

Energy loss of air flow due to water-valve which will be utilized in a wave-power-generation system is experimentally studied. Conclusions are; 1) the difference between steady and unsteady flow is not recognized; 2) flow loses its energy by two factors; one is threshold pressure head which is equivalent to submerged depth of vertical pipe and the other blowing out of air into water; and 3) the loss by later one is proportional to the 0.5 power of velocity in case of low velocity and to the 1.6 power in case of high.

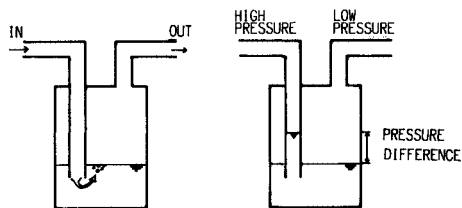
Keywords: water-valve, energy loss, pipe flow

## 1. はじめに

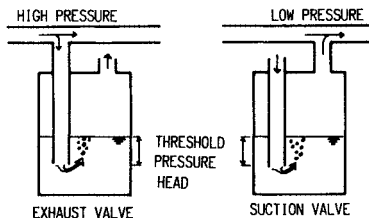
本論文で論じている水弁とは図-1に示す装置である。これは空気流を制御するために用いられ、次の2通りに使うことができる。1つには整流器として使うことができる。図-1(a)に示すように、この装置を空気管路に直列に取り付けると気流は図の矢印方向のみに流れ、逆方向の流れを阻止することができる。このような機能で用いる場合を逆止弁とよぶことにする。もう1つには管路システムの圧力を制御する調圧弁として使うこともできる。図-1(b)のように管路から分岐させてこの装置を付けると、図の排気弁の場合には管路内圧力水頭が水弁の鉛直管水没深を越えた場合に管路系内から系外への流れが生じ、極端な圧力上昇を防止することができる。同様に図の吸気弁の場合には管路系内の極端な圧力低下を防止することが可能となる。

現在波力発電システムの開発が各所で検討されている。その事情は文献1)に詳しい。波力発電ではいくつかの方式が考えられているがその中で水面変動をいった

ん空気流に変換してから発電タービンを回す方式では、水面変動から生じる振動気流で直接ウェルズタービンのような振動流に対応できるタービンを回す方式と、弁を用いて振動気流を1方向流に整流してから通常のタービ



(a) WATER VALVE AS RECTIFIER.



(b) WATER VALVE AS PRESSURE REGULATOR.

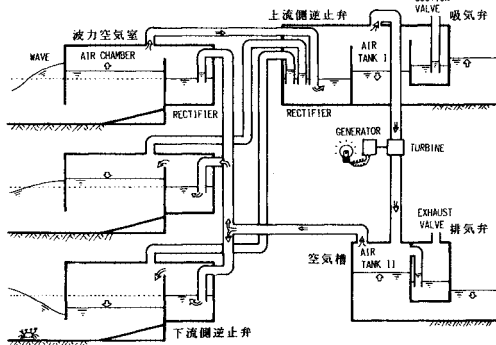
図-1 水弁の機能

\* 正会員 工博 東北大学助教授 工学部土木工学科  
(〒980 仙台市荒巻字青葉)

\*\* 正会員 工博 東北大学教授 工学部土木工学科(同上)

\*\*\* 東北電力(株)総合研究所(〒980 仙台市中山7-2-1)

\*\*\*\* 出光興産(株)千葉支店エンジニアリング技術部



図一 波力発電システムへの水弁応用例

ンを回す方式とが検討されている。前者の場合、比較的簡単なシステムですむ利点がある。反面多数の波力発電ケーソンを設置した場合、その1つ1つにタービンを付けなければならないこと、タービンの容量が大きすぎないことなどの制約がある。後者の例としては海洋科学技術センターの第1期海明実験があるが、それでは機械的弁を使用したため年約10%の弁の破損が報告されており問題が残されている。

ここで述べる水弁によるエネルギー損失測定は、上に述べた後者の方式においては流体力学的弁の利用を提案する目的の一環として行われたものである。具体的な適用法の例としては図一に概念的に示すシステムを想定している。このシステムにおいては、複数の波力空気室の水面振動によって生じる振動気流は上下流1対の逆止弁により整流され1つの1方向流にまとめられる。上流側逆止弁は図のようにいくつかの波力室からくる管を1つの水弁室に入れてまとめることもできる。タービンの前後にある空気槽ⅠおよびⅡは気流を生じさせるのに必要であるのとともに変動流量を平滑化させる機能もある。空気槽に併設されている吸気弁と排気弁はタービンにかかる圧力負荷をある一定の範囲内に制御しさらに暴浪時の異常な圧力上昇と圧力低下を避けるために設けられている。本システムの特徴としては整流方式のため長大防波堤前面などに多数並べた波力空気室からの気流をまとめて利用するのに適していること、可動部がないので維持が容易であることを挙げるができる。

上記水弁利用の基礎的資料とするために水弁の縮尺模型を用いた損失測定を行った。測定にあたっては、水弁室の大きさ、入出(鉛直)管径、鉛直管水没深を種々変化させた。流れとしては、単純な定常流と、波力発電への適用を考慮して振動流の2つを用いた。その結果、以下のことが結論された。i) 今回の測定の範囲(定常流では入出管径で定義したレイノルズ数  $Re = 1000 \sim 7000$ 、振動流では  $Re = 5000 \sim 35000$ 、振動流境界層厚

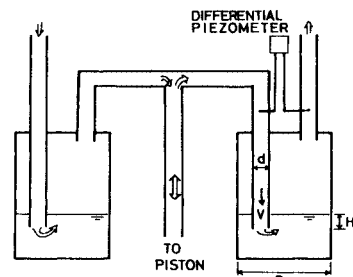
さのパラメーター  $\delta$  で定義したレイノルズ数  $V\delta/\nu = 1500 \sim 3500$ 、ストークスのパラメーター  $\lambda (=d/2\delta) = 1.8 \sim 5.0$ ) では振動流と定常流の差は認められない。

ii) 少なくとも水弁室径が入出管径の6倍以上では、水弁室の大きさにはよらず、一定のエネルギー損失の関係が存在する。iii) 鉛直管水没深は水弁が作動する際の閾値となるものである。そのためエネルギー損失はこの閾値とこれを越えた分の2つに分離して考えることができる。iv) 上記エネルギー損失の閾値を越えた分については流体力学的無次元表示が可能となる。損失水頭と流速水頭の無次元化には入出管径  $d$  を用いればよい。v) 閾値を越えた分の無次元エネルギー損失は両対数紙上で1本の折れた直線で表わされる。すなわち、流速が小さい間は閾値を越えた分の損失は流速の約0.5乗に比例し、その後約1.6乗に比例するようになる。この2つの損失特性の違いは水弁室への空気の流れの仕方に相違があるためであることが確認された。

## 2. 実験方法

図一に実験装置の概要を示す。流れの型はピストンを定速度で動かして定常流とした場合と往復運動させて振動流とした場合の2種類とした。なお、定常流の場合には図の左側の水弁は付けずに測定を行っている。ピストン室径は200mm一定とし流速を変えるには定常流ではピストンの移動速度を、振動流の場合にはピストンのストロークと周期を変化させて行った。振動流の場合には全位相を通じての測定を行っているが、損失に関する議論は最大流速位相時のみとしている。水弁室は内径150, 200, 300, 400mmの4種、鉛直管は径16, 19, 26mmの3種を用意した。鉛直管水没深  $H$  はその効果をみるための測定では5, 10, 20, 30, 40, 50mmと変化させたが後述のデータ整理法が判明してからは10mmのみとした。

差圧測定には定格200mmH<sub>2</sub>Oと1000mmH<sub>2</sub>Oの動ひずみ型差圧計を用いた。差圧計からの出力は適宜レクタグラフおよびAD変換したのちパソコンのフロッピーディスクに記録した。なおAD変換の際には20~



図一 実験装置、記号

40 波の位相平均処理を行った。

管内流速はピストンの変位を同時記録しそれから算出した。

摩擦損失については極力影響が入らないような方法を講じたが、無視し得ないと判断されたものについては、定常流ではムーディ図表、振動流では沢本・日野<sup>2)</sup>の損失係数を用いて補正した。一部曲がり管を用いたケースもあったが、その場合には曲がり損失係数を別途測定し補正した。

### 3. 測定結果と考察

#### (1) 鉛直管水没深 $H$ の効果

空気流は水没深  $H$  の鉛直管を通して水弁室に入る。この水深  $H$  は水弁が作動する際の閾値となるものであるから幾何学的相似性や流体力学的相似性を論ずる際の無次元化とは異なった取扱いが必要となる。結論からいうと、この水深  $H$  は単に水弁での損失水頭  $h$  から差し引けばよいということになる。図—4 にその間の様子の一例を示す。上の図は水没深を種々変化させたときの損失水頭  $h$  と入出（鉛直）管内流速  $V$  の関係をプロットしたものである。水没深別にデータが別れることに容易に気がつく。下の図は同じデータを損失水頭  $h$  から水没深  $H$  を差し引いてプロットしなおしたものである。ほぼ 1 本の曲線で表わせることが理解できよう。他の場合についても同様のことが確かめられた。

水没深  $H$  の効果は水圧で流れを抑止するという運動量的概念に相当し、摩擦や乱れに伴う損失のようなエネ

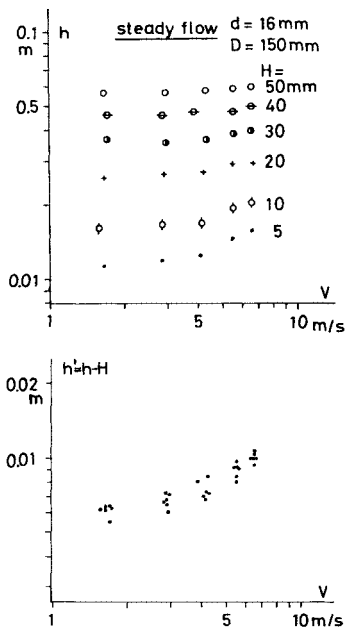
ルギー的観点のものとは異質のもののように感じられる。しかし、実際には、流れにより鉛直管内の水を押し下げる仕事をし、そのエネルギーレベルを維持しており、解釈上の矛盾はない。以後議論は損失水頭  $h$  から水没深  $H$  を差し引いた値  $h'$  について行うものとする。

#### (2) 水弁の損失特性

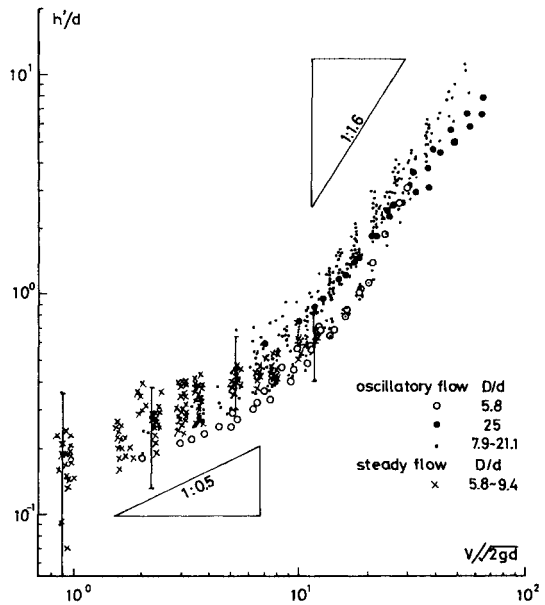
図—5 に全測定結果を示す。本研究の成果はこの図に集約される。以下この図より読み取れることを説明する。

まず、現象を説明するパラメーターであるが、図では横軸には速度水頭を出入管径  $d$  で無次元化し平方根をとったもの、縦軸には損失水頭  $h$  から水没深  $H$  を差し引いた値  $h'$  を出入管径  $d$  で無次元化したものをとっている。レイノルズ数などいくつかの無次元化を試みたが、ここに示したものが最適であることが確かめられた。横軸のパラメーターの物理的意味は、鉛直管出口近傍で空気が水を押し下げる際の界面形状が空気流の運動エネルギーと単位深さ当たりの水圧の増分に相当する重力の加速度  $g$  および幾何学的要因である管径  $d$  で決まりさらにそれが空気が流出する際の仕事量と関連しているということであろう。

流速の低いデータは流速の高いものに比べてばらつきが大きい。これは空気の水中への吹き込みに伴い水弁室内の水面が激しく乱されることおよび空気が間欠的にばこばこ吹き出すことにより管内圧力が大きく変動し、十分平均的な損失水頭値を読み取ることが困難であったデータも併せて表示しているためである。低流速の測定では数 mm の損失水頭に對し同程度以上の変動が重



図—4 鉛直管水没深の効果



図—5 水弁の損失特性

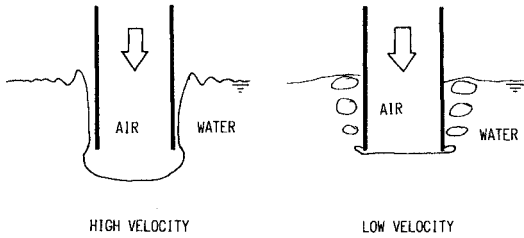


図-6 鉛直管からの空気吹き出し

なった差圧を測定することになる。その変動の程度は図に縦棒で示すとおりである。

図中、定常流を用いて行ったものは×印、振動流のものはそれ以外の印で表わしてある。定常流データは装置の制約で流速の低いところに限られているが、今回の実験範囲（ストークスのパラメーター  $\lambda=1.8\sim 5.0$ ）では、振動流と定常流の差は認められない。

水弁容器径と出入管径の比は 5.8～25 の範囲で変化させた。その両極端の場合を白丸と黒丸で表わしてあるが、他のデータのばらつきに比べて有意な差は認められない。これより水弁容器径が出入管径の 6 倍程度以上では容器のサイズによる違いはないと結論できる。

損失水頭  $h$  から水没深  $H$  を差し引いた値  $h'$  は高流速時には流速の約 1.6 乗に比例して変化し、低流速時には約 0.5 乗に比例して変化する。これより水弁の損失として次の 2 つの経験式が得られる。

$$\begin{aligned} \text{高流速時: } h'/d &= (h-H)/d \\ &= C_1 \cdot (V/\sqrt{2gd})^{1.6} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{低流速時: } h'/d &= (h-H)/d \\ &= C_2 \cdot (V/\sqrt{2gd})^{0.5} \end{aligned}$$

ここに比例定数は、 $C_1=0.038\sim 0.076$

$$C_2=0.13\sim 0.24$$

である。この 2 つの損失特性の違いは鉛直管から水弁室への空気流の吹き出し方の差によるものであることが観察の結果確認された。図-6 に示すように、高流速時空気は水中に途切れることのない風路を形成して流れる。一方、低流速時には空気は管出口で気泡を形成して上昇していく。観察によると、この 2 つの流れの形態が生じる範囲は無次元流速  $V/\sqrt{2gd}$  が 8.0～10.0 程度を境としており、上記 2 式の適用範囲とほぼ一致している。よって、この風路を維持する仕事量と気泡形成の仕事量の差

が損失特性の違いとなって現われたものと解釈できる。このような損失特性の違いを利用すると鉛直管出口形状を細工することにより損失を小さくすることも可能となる。すなわち同一流量を通過させる場合、出口をいくつかに分岐させたりその方向を変えることにより気泡状の流出形態をとるようにすると水弁での損失を低く抑えることができる。

#### 4. おわりに

今回の測定範囲においては 1. の最後にまとめたような結論が得られた。実際の波力発電システムにおいては必ずしも円筒形水弁室と円管を組み合わせたものとする必要はない。そのように形状を変えた場合、別途損失特性試験を行う必要があるが、現象の本質には変わりはないであろう。ただし、次のような場合には、今回の結論をそのまま適用し得ないこともあるので注意しなければならない。1 つには水弁室が極端に小さい場合である。その場合、逆流時鉛直管に入る水の容積と水弁室内の水の量が同程度となり逆流弁として正常に作用しなくなることもあり得る。出入管の大きさを一定にして流量を増やしていった場合にも、今回の結論をそのまま適用し得なくなる限界が存在するであろう。水弁室内の水が極端に攪乱されると静水圧による気流抑止効果が期待できなくなるからである。今回のデータ整理では空気の圧縮性を考慮していないが水弁前後の圧力差あるいは圧力変動の振幅が大気の絶対圧と同程度にまでなるとこの効果も無視し得なくなるはずである。これらの点については汎用的に答えを探していくよりは実際の適用を考えて個別に答えを探していくのがよいであろう。

謝 辞：本研究を行うにあたり東北大学 山路弘人技官より多大なる協力を得た。ここに記して謝意を表します。

#### 参 考 文 献

- 1) 高橋重雄：波力発電ケーソンの開発，昭和 60 年度港湾技術研究所講演会講演集，pp. 1～57，1985。
- 2) 沢本正樹・日野幹雄：円管内振動流の滑面摩擦抵抗則，土木学会論文報告集，第 258 号，pp. 45～53，1977。

(1986. 4. 21・受付)