

(昭和 59 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# 海明型波力発電装置の最適設計

正員 工 藤 君 明\*

Optimal Design of Kaimei-type Wave Power Absorber

by Kimiaki Kudo, *Member*

## Summary

Japan Marine Science and Technology Center is putting into practice the Kaimei project Phase II. The targets of this plan mainly include the field test of the turbine and generator, and the establishment of the phase control technique. The wave power device Kaimei is classified as the floating attenuator type using the air turbine and the generator. The performance of this device seems to depend on the arrangement of the air chambers and the buoyancy rooms, and also on the external loads. This study as a part of the project aims to establish the design procedure of the optimal device form by predicting the power output and estimating the feasibility at the identified site and sea condition.

In this paper the hydrodynamic forces are calculated by the singular distribution method and the performance is estimated by changing the fundamental form parameters. The results are following.

(1) The wave power absorbing performance of the Kaimei type device is almost proportional to the areal ratio of the air chambers in an optimal external load condition.

(2) By making the breadth of the device wide, we can expect the increasing performance.

Further in order to assure the design procedure, the model experiment was made and compared with the analysis. Both agree well as a whole. However, the heaving and pitching motions of the floating device are made clear to badly affect on the performance. The author recommends the device form hard to move, or with the performance not susceptible of the motion of the floating device.

## 1 緒 言

海洋科学技術センターは第Ⅱ期海明計画を実施中であり、昭和 60 年度には山形県由良沖で実海域試験を行う予定にしている<sup>1)</sup>。本計画では主にタービン・発電機などの船上装置の実機試験と空気流位相制御手法の確立を目的としている。さらに対象海域と波浪条件が設定された場合に、波力発電装置の性能を予測し、最適船型の設計手法を確立することも重要な目的の一つとなっている。

波力発電装置「海明」は波がもっている低速度大パワーを高速空気流に変換してから空気タービン・発電機を回転させる方式である。本装置は浮体型であり、さらに波の進行方向と平行になるように係留されたアテニューエータ型として分類されている<sup>2)</sup>。

本装置には浮力室および空気室が複雑に配置されているが、波浪エネルギーの吸収性能はこのような空気室の

配置やタービン・発電機の負荷特性に強く依存している<sup>3)</sup>。また浮力室・空気室の配置は浮体の構造ならびに安定性の面からも考慮しなければならない重要な設計項目となっている。

本研究の目的は海明型波力発電装置を使用する海域が選定されたとき、発電出力、浮体構造、安定性能および係留方式などを勘案して、本装置の最適な船型を設計する手法を確立することである。

海明型波力発電装置の出力を推定し、かつ最良となるように浮力室・空気室の配置および外部負荷条件を設計するためには、浮体の動揺と空気室内の水柱動揺とを推定することが必要となる。またこのためには波浪強制力、付加質量、造波減衰力および相互干渉力などの流体力解析手法を確立しなければならない。3次元表面特異点分布法はこのような目的に適した数値計算手法であり、本研究ではこれにもとづいて数値解析を行った<sup>4)</sup>。

本装置のように縦波中での船体動揺には従来ストリップ法が用いられており、海明型波力発電装置についても

\* 海洋科学技術センター

適用した例が発表されている<sup>5)</sup>。しかしストリップ法は基本的には2次元計算手法であり、向い波などにおける高周波領域で有効な手法であるが、低周波領域では3次元影響を十分に評価することはできないし、さらに本装置のように多数空気室がある場合には、この間の相互干渉力を全く考慮することができない。

本論文では流体力を厳密に評価し、この解析手法にもとづいて最適船型設計上重要となる基本パラメータについて検討する。さらに模型実験結果と比較して本解析法の妥当性を検証し、海明型波力発電装置の基本設計条件について考察する。

## 2 解析モデル

### 2.1 流体力の一般的定式化

本章では海明型波力発電装置の流体力解析法の一般的定式化を行う。浮体には前進速度がなく、また剛体とする。空気室水柱は本来流体として取扱うべきであるが、解析手法を簡単にするために、等価浮体とみなす。浮体および空気室水柱は静的平衡状態まわりに正弦振動するものとし、動揺振幅は十分に小さく線形理論が適用できるものとする。また流体は理想流体であるとし、非回転流れを仮定する。これにより線形ポテンシャル論を用いて流体力を定式化することが可能となる。なお本研究では浅水影響を考慮しない。

座標系は Fig. 1 に示すとおりである。座標原点を水線面中央にとり、浮体長手方向に  $x(x_1)$  軸、上方に  $z(z_3)$  軸をとり、右手系となるように  $y(y_2)$  軸をとっている。浮体は左右対称であると仮定し、重心位置を  $G(x_G, 0, z_G)$  とする。

入射波は規則波で向い波とする。波面は

$$\zeta = \zeta_w e^{i\omega t - iKx_1} \quad (1)$$

と表わされる。ここで  $\zeta_w$  は入射波振幅であり、 $g$  を重力加速度、 $\lambda$  を波長とすると、

$$K = \omega^2/g = 2\pi/\lambda \quad (2)$$

であり、波数を意味している。 $\omega$  は円周波数である。

浮体の動揺は上下揺と縦揺のみを考え、前後揺は小さ

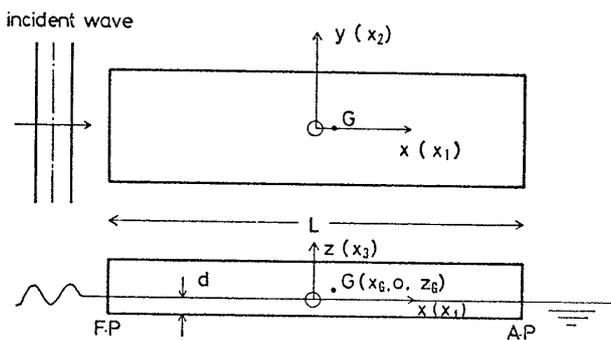


Fig. 1 Coordinate system

いものとして無視する。浮体動揺を座標原点について記述すると、

$$x_j = \xi_j e^{i\omega t} \quad (j=3, 5) \quad (3)$$

と表わすことができる。ただし、 $\xi_j$  は  $j$  モードの複素動揺振幅であり、 $i=3$  は上下揺を、 $j=5$  は縦揺を意味する。なお、重心に関する動揺を

$$x_{Gj} = \xi_{Gj} e^{i\omega t} \quad (j=3, 5) \quad (4)$$

とすると、

$$\begin{cases} \xi_{G3} = \xi_3 - x_G \xi_3 \\ \xi_{G5} = \xi_5 \end{cases}$$

である。本論文では前後対称な船型について考察するので、 $x_G = 0$  となる。

仮定により流体の運動は速度ポテンシャルで記述することができる。速度ポテンシャルを以下のように定義する。空気室の総数を  $N$  とすると、

$$\Phi(x_1, x_2, x_3, t) = \phi(x_1, x_2, x_3) e^{i\omega t} \quad (5)$$

$$\phi = \zeta_w(\phi_0 + \phi_r) + \xi_3 \phi_3 + \xi_5 \phi_5 + \sum_{k=1}^N \zeta_k \phi_k \quad (6)$$

ただし、各記号の意味は以下のとおりである。

$$\phi_0 = ig/\omega e^{Kx_3 - iKx_1}$$

$\phi_3, \phi_5$ : 単位振幅の上下揺、縦揺による発散ポテンシャル

$\phi_r$ : 単位振幅の入射波による攪乱ポテンシャル

$\zeta_k$ : 空気室  $k$  の内部水柱の複素動揺振幅

$\phi_k$ : 空気室  $k$  の内部水柱の単位振幅動揺による発散ポテンシャル

速度ポテンシャルは3次元表面特異点分布法により、適当な境界条件のもとに解くことができる。速度ポテンシャルが得られれば、浮体表面の圧力分布は

$$p(x_1, x_2, x_3) = -i\rho\omega\phi(x_1, x_2, x_3) \quad (7)$$

により計算することができる。さらにこの圧力分布を浮体表面で積分すれば、必要な変動流体力が得られる<sup>6)</sup>。

### 2.2 運動方程式

本節では運動方程式について整理して述べる。動揺は浮体の上下揺、縦揺と各空気室の水柱の上下揺である。運動方程式としては、浮体と空気室水柱とを一体とした全体浮体の動揺と、この全体浮体に相対的な空気室水柱の動揺について記述する。

#### (1) 空気室水柱の相対上下揺運動方程式

$$\begin{aligned} \rho V_k \ddot{z}_k + D_k \dot{z}_k + \rho g S_k z_k + \sum_{l=1}^N (A_{kl} \ddot{z}_l + B_{kl} \dot{z}_l) \\ + (A_{kh} + \rho V_k) \ddot{z}_h + B_{kh} \dot{z}_h + \rho g S_k z_h \\ + (A_{kp} - \rho V_k x_k) \ddot{z}_p + B_{kp} \dot{z}_p - \rho g S_k x_k z_p \\ = i\omega F_k \zeta_w e^{i\omega t} \quad (k=1, \dots, N) \end{aligned} \quad (8)$$

ただし、 $\rho$  は水の密度、 $V_k, D_k, S_k, F_k$  はそれぞれ空気室  $k$  の水柱容積、外部負荷、水柱の水線面積、波浪強制力である。 $z_h, z_p$  は全体浮体の上下揺と縦揺を表わし、(3)式の表現を変えたものである。 $A_{kl}, B_{kl}$  は空気室  $l$



1, ..., N) とすることは以前と同様である。

空気室水柱の等価浮体運動方程式は(8)式から全体浮体の上下揺と縦揺を除いたものに一致し、したがってマトリックス表示では各ベクトルおよび係数マトリックスの  $N$  行・ $N$  列の小行列になる。記号が繁雑になることを避けるため同じ記号を用いることにする。

各変数を無次元表示に書き換え整理する。

$$\left. \begin{aligned} A_{ki}^* &= A_{ki}/\rho V_k, & B_{ki}^* &= B_{ki}/\rho \omega V_k \\ F_k^* &= F_k/\rho \omega V_k, & D_k^* &= D_k/\rho \omega V_k \\ \zeta_k^* &= \zeta_k/\zeta_w \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

とすると、水柱の運動方程式は

$$(G^* + D^*)\zeta^* = f^* \quad (23)$$

となる。ただし、

$$G^* = [G_{ki}^*]$$

$$G_{ki}^* = B_{ki}^* + iA_{ki}^* + i(1 - 1/Kd)\delta_{ki} \quad (24)$$

である。 $i$  は箱型浮体の喫水である。外部負荷条件が与えられれば、空気室水柱の動揺振幅は(23)式を解くことにより求めることができる。

固定浮体の吸収パワーは(20)式で与えられるが、 $P_w$  で正規化すると、

$$P^* = P/P_w = 2K^2/L \sum_{k=1}^N V_k D_k^* |\zeta_k^*|^2 \quad (25)$$

となる。

### 3.2 最適負荷条件

空気室の最適負荷条件は前節の吸収パワー  $P$  あるいは  $P^*$  を最大にするような外部負荷  $D$  と定義する。ところで(23)および(25)式から、

$$\begin{aligned} P^* &= 2K^2/L (V^{1/2} f^*)^T (\bar{G}^{*T} + D^*)^{-1} \\ &\quad \cdot D^* (G^* + D^*)^{-1} (V^{1/2} f^*) \end{aligned} \quad (26)$$

と表わすことができる。ただし“ $-$ ”は複素共役を意味する。

吸収パワー比  $P^*$  を最大にする条件を求めるために、 $D^*$  が最適負荷であると仮定し、さらにこれからの微小増分を  $\Delta D$  とする。

$$\left. \begin{aligned} g &= (G^* + D^*)^{-1} (V^{1/2} f^*) \\ h &= (\bar{G}^{*T} + D^*)^{-1} D^* g \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

とおくと、最適負荷条件は

$$\bar{g}^T \Delta D h + \bar{h}^T \Delta D g = \bar{g}^T \Delta D g \quad (28)$$

となる。これを要素について書き下して、 $\Delta D$  を消去す

ると、

$$|g_k|^2 = g_k \bar{h}_k + \bar{g}_k h_k \quad (k=1, \dots, N) \quad (29)$$

となる。さらに(27)式を用いると、最適負荷は

$$D_k^* = \left| \sum_{l=1}^N \bar{G}_{kl}^* h_l \right| / |h_k| \quad (30)$$

で与えられる。

最適負荷条件を求める数値計算アルゴリズムは次のとおりである。まず第一に、初期値を

$$D_k^* = \left[ \sum_{l=1}^N |G_{kl}|^2 \right]^{1/2} \quad (31)$$

とし、(27)式より  $g$  および  $h$  を計算し、これを用いて(30)式より  $D^*$  を求める。これを新たな初期値として収束するまで上のループを繰り返すことにより、最適負荷  $D^*$  を決定することができる。

### 3.3 船型と最大吸収パワー

前節に述べた方法により固定浮体の最大吸収パワーを推定することができる。以下計算結果について考察する。

計算に用いた基本浮体形状およびメッシュ分割例を Fig. 2 に示す。「海明」をモデルとして、全長  $L=80$  m, 全幅  $B=12$  m, 喫水  $d=2$  m とした。メッシュ分割は全長を 40 等分, 全幅を 6 等分, 喫水を 1 等分としたものである。

Fig. 3 は基本浮体を前後方向に等分割した 20 個の空気室のみで構成した場合の計算例である。波周期  $T=7$  秒のときの最適負荷分布  $D_k^*$  およびこれにともなう各空気室のパワー吸収寄与率 ( $P_k/P$ ) と水柱動揺振幅比 ( $\zeta_k/\zeta_w$ ) の分布を示してある。最適負荷分布などは波周期が異なれば違ったものになるが、概ね次のようにいうことができる。各空気室の吸収パワー分布がほぼ一定となるように負荷を分布しなければならない。したがって一部の空気室の吸収パワーが極端に大きくなるような負荷分布とすると、全体としての吸収パワーは逆に低下するものと思われる。ただし実際問題として、限られた数のタービン・発電機しか利用できない場合には、この部分の吸収パワーを最大とするような負荷条件を設定しなければならないし、また海象条件に合わせて負荷を変化させるということも大変困難である。一定負荷による波力吸収特性については次節以下で取り扱う。

次に浮体主要寸法、浮室・空気室配置と最大吸収パワーとの関係について考察する。

#### (1) 浮室・空気室配置

Fig. 4, 5 は基本浮体および一部に浮室を配置した場合の最大吸収パワーを示したものである。負荷分布は上述したとおり、空気室、波周期ごとに最適となるように変

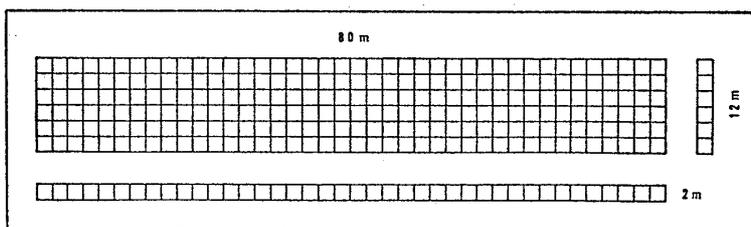


Fig. 2 Mesh division (NL=40, NB=6, ND=1)

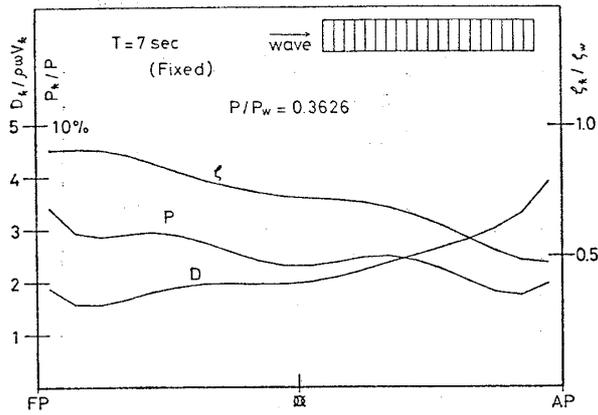


Fig. 3 Power & water column amplitude distributions over air chambers associated with optimal external damping distribution

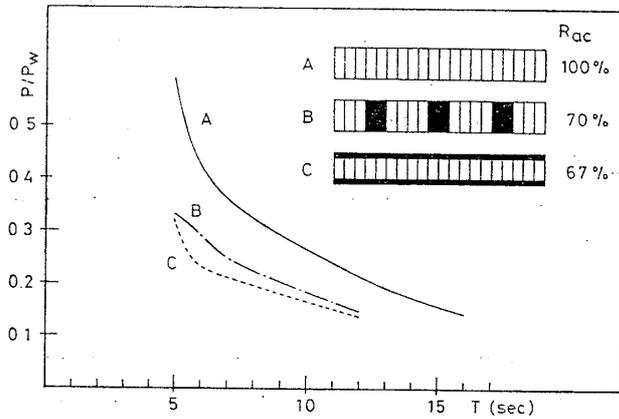


Fig. 4 The comparison of performances of attenuators with optimised external dampings at every period

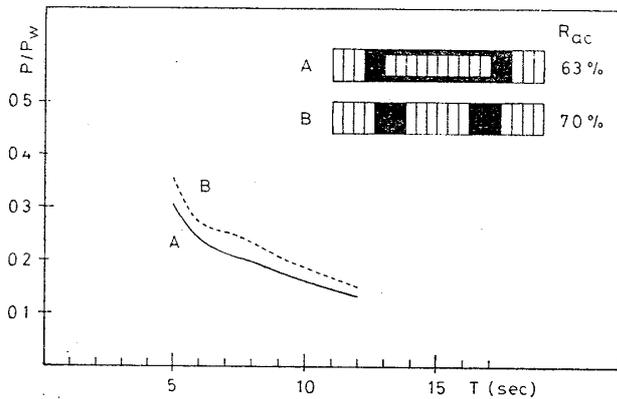


Fig. 5 The comparison of performances of attenuators with optimised external dampings at every period

化させている。浮体が空気室のみから構成されたものに対して、浮室は無限大の固定負荷を作用させたと考えることができ、負荷条件をこのように拘束するわけである

から、浮室面積の増加にともなって最大吸収パワーが低下するであろうことはあらかじめ予想されることである。分離浮室型 (Fig. 4, 5 の計算例 B) で空気室面積比  $R_{ac}$  を 70% とすると、基本浮体 (Fig. 4 の A) と比較して空気室面積比にほぼ比例した波力吸収性能が得られている。双胴浮室 (Fig. 4 の C) および海明型浮室 (Fig. 5 の A) の場合にも同様の結果が得られている。したがって海明型波力発電装置では、浮力室配置は性能上あまり重要ではなく、むしろ船体構造および安定性を考慮しながら、浮室面積が可能な限り小さくなるように設計すべきであるように思われる。

(2) 喫水の効果

Fig. 6 に基本浮体の喫水  $d$  を 2 倍にした計算例を基本浮体と比較して示す。喫水を深くするにつれて空気室水柱の固有周期が長い方に変化するので、この計算例では周期  $T=6.75$  秒で吸収パワーは極大になっている。しかし帯域幅は狭く、長い周期ではほとんど変化していない。ただしこのことは逆の見方をすると、海明型波力発電装置を設計する場合に、喫水はある程度自由に扱えるということになるものと思われる。

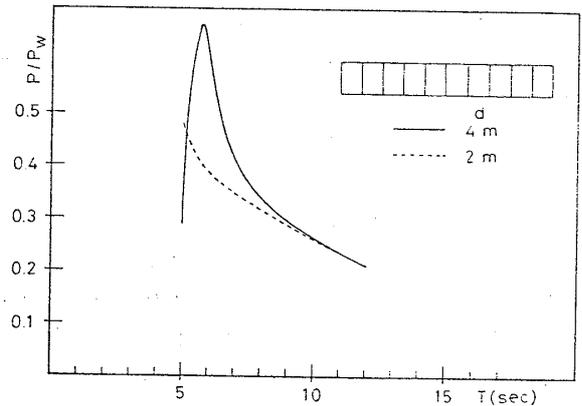


Fig. 6 Effect of draft on optimal performance

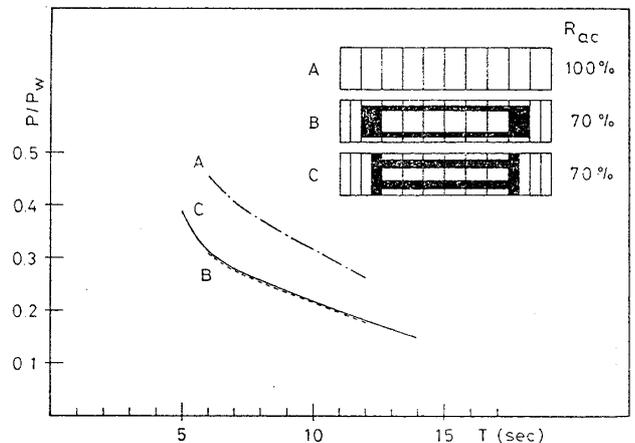


Fig. 7 The maximal power extracted by barge with wider breadth ( $L=80\text{m}$ ,  $B=16\text{m}$ ,  $d=2\text{m}$ )

## (3) 浮体幅

基本浮体の幅 12m を 16m にしたときの性能を Fig. 7 に示す。浮体を空気室のみから構成する場合には、基本浮体に比べて性能が約 15% 増加している。同図には空気室面積比 70% となるように浮室を設定した計算例も示してある。前述の例と同様に、空気室面積比に比例した性能となっている。

この結果から浮体幅の効果は小さいように考えられるかもしれないが、実際の設計では浮体の安定性は極めて重要な条件であり、一定の復原力を確保するために浮力室を舷側に配置すれば、少ない浮力室面積で十分となり、総合的にはかなりの出力向上を期待できるように思われる。

## 4 海明型浮体の波力吸収特性

前章までに概説した解析手法の妥当性を検証し、海明型波力発電装置の最適船型設計手法を確立するために、浮体模型を製作し、波浪エネルギー吸収実験を実施した。結果について比較検討する前に、浮体模型、実験方法および解析法などについて概要を述べる。

## 4.1 浮体模型および実験方法

模型形状を Fig. 8 に示す。模型主要寸法は全長  $L=4$  m, 全幅  $B=0.8$  m, 全高  $H=0.25$  m および喫水  $d=0.1$  m である。これは海明の 1/20 縮尺模型を想定した前章の基本浮体よりも幅を 1/3 だけ広くした箱型浮体である。

浮室・空気室の配置は図に示すとおりであるが、空気室面積は全面積の 70% である。空気室を図のように前後左右対称に区画し、前後にそれぞれ 6 室、中間部内側に 6 室、総計 18 室である。各空気室の上部にはあらかじめ直径 8cm の開孔を設けておき、実験時に板厚 1mm の開孔アルミ平板を接着させて、波浪エネルギーを吸収消費させるためのオリフィスとした。オリフィスの開口面積比は各空気室とも 1/130 を目安とした。実験に使用したオリフィスの直径および面積比は Table 1 に示すとおりである。なおここには各空気室の呼称を掲げて識別した。例えば、波上側右舷第 1 空気室を FS 1, 中間部第 1 室を CC 1 などとした。

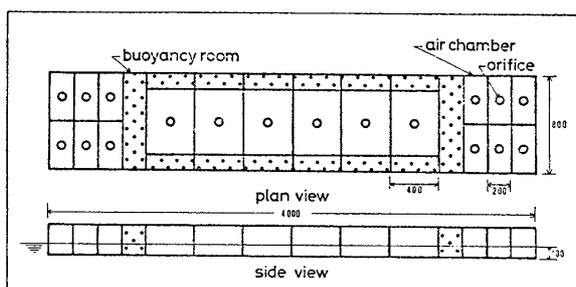


Fig. 8 Wide barge model for experiment

Table 1 Name of air chamber and areal ratio of orifice to air chamber

		Air chamber	Area of A.C.	Areal ratio
FORE	FP1	FS1	800 cm <sup>2</sup>	1/124.1
	FP2	FS2	..	..
	FP3	FS3	..	..
CENTER	CC1		2133 cm <sup>2</sup>	1/129.9
	CC2		..	..
	CC3		..	..
	CC4		..	..
	CC5		..	..
	CC6		..	..
AFT	AP1	AS1	800 cm <sup>2</sup>	1/124.1
	AP2	AS2	..	..
	AP3	AS3	..	..

実験は海洋科学技術センターの波動水槽（長さ 40m × 幅 4m × 深さ 2m）で実施した。模型は板厚 2mm のアルミ板製で、自重 65 kg である。また浮室には発泡スチロールのブロックを挿入して浮力を発生するようにした。この模型の毎センチ排水量は 10.2 kg であり、計画排水量は 102 kg となっているので、おもり 37 kg を分散搭載して喫水を調整した。浮体とおもりを合わせたものでは、

$$\text{環動半径} \quad r/L=0.33$$

$$\text{縦メタセンター高さ} \quad \overline{GM}_l/L=2.17$$

である。全体浮体では空気室水柱も含めて考えなければならない。全体浮体の環動半径を  $r$ , 縦メタセンター高さを  $\overline{GM}_l$  とすると、

$$\left. \begin{aligned} r^2 &= \left(1 - \frac{1}{V} \sum_{k=1}^N V_k\right) r'^2 + \frac{1}{V} \sum_{k=1}^N V_k x_k^2 \\ \overline{GM}_l &= \frac{1}{V} \left(V' \overline{GM}_l' + \sum_{k=1}^N S_k x_k^2\right) \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

により精度よく近似することができる。ただし、 $V'$  は浮体単独の排水容積であり、今の例では  $V'/V=0.3$  である。空気室形状に従って(32)式を計算すると、

$$\text{環動半径} \quad r/L=0.315$$

$$\text{縦メタセンター高さ} \quad \overline{GM}_l/L=3.31$$

となる。

計測項目は入射波、各空気室の圧力および 3 か所の空気室内の相対波面変動である。浮体は拘束と自由の 2 状態で実験を行ったが、自由時には浮体の上下揺および縦揺を計測した。

入射波は容量式波高計により、また空気室圧力はひずみゲージ式圧力変換器によりそれぞれ計測した。空気室内の水位変動は浮体に容量式波高計センサーを取付け相対変位を計測した。また浮体の動揺はポテンシヨ式運動計測器により計測した。なお、左右対称な空気室の

圧力は右舷側を主に計測し、比較用に一部左舷側の空気室でも計測した。

入射波周期は 1.1~2.5 秒、波高は約 5 cm となるように造波機を調節しながら、同一周期で数回の実験計測を行った。

#### 4.2 オリフィス負荷

実験では波浪エネルギー吸収用負荷としてオリフィスを用いた。この負荷は非線形であり、本節ではオリフィス負荷に対するモデル化について述べる。

空気室水線面積を  $S_a$ 、オリフィス面積を  $S_0$  とすると、開口面積比は

$$\beta = S_0/S_a \quad (33)$$

により定義される。空気室内の変動圧力を  $p(t)$  とすると、オリフィスを通る単位時間あたりの空気流量は

$$Q(t) = C_0 S_0 \sqrt{2} \frac{p(t)}{\rho_a} \quad (34)$$

$\rho_a = 0.125 \text{ kg} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$  : 空気密度

$C_0 = 0.65$  : オリフィス縮流係数

で表わされる。またこの空気流量は空気室内の波面変動  $\zeta(t)$  によって

$$Q(t) = S_a \dot{\zeta}(t) \quad (35)$$

と表わすこともできる。内部波面変動を

$$\zeta(t) = \bar{\zeta} \cos \omega t$$

と仮定すれば、(34)と(35)式を比較することにより、

$$p(t) = -\bar{p} |\sin \omega t| \sin \omega t \quad (36)$$

ただし、

$$\omega \bar{\zeta} = \beta C_0 \sqrt{2} \frac{\bar{p}}{\rho_a} \quad (37)$$

となる。

オリフィスによって消耗されるパワーは空気室内波面が圧力に抗してする仕事に等しく

$$\frac{dW}{dt} = S_a p(t) \dot{\zeta}(t) = Q(t) p(t) \quad (38)$$

である。すなわち平均仕事は

$$\bar{W} = \frac{4}{3\pi} C_0 S_0 \sqrt{2} \frac{\bar{p}}{\rho_a} \bar{p}^{3/2} \quad (39)$$

となる。この式を用いると、空気室内変動圧力の振幅  $\bar{p}$  からオリフィスによる吸収パワーを推定することができる。

次にオリフィスの等価減衰係数を定式化する。オリフィスによる減衰力を  $D\dot{\zeta}$  とすれば、オリフィスによる吸収パワーは

$$\bar{W} = \frac{1}{2} D (\omega \bar{\zeta})^2 \quad (40)$$

と表わすことができる。これを(39)式と比較すれば、

$$D = \frac{4}{3\pi} \rho_a S_a \omega \bar{\zeta} / (\beta C_0)^2 \quad (41)$$

となる。この等価減衰係数を用いれば、前章までに定式化した解析手法にオリフィス負荷を組込むことができる。

#### 4.3 実験結果との比較および考察

各空気室におけるオリフィスの等価減衰係数は

$$D_k = \frac{4}{3\pi} \frac{\rho_a S_k}{(\beta_k C_0)^2} \omega |\zeta_k| \quad (k=1, \dots, N) \quad (42)$$

あるいは、

$$D_k^* = \frac{4}{3\pi} (\rho_a/\rho) (1/\beta_k C_0)^2 (\zeta_w/d) |\zeta_k^*| \quad (43)$$

で与えられる。これを運動方程式(12)あるいは(23)式に代入し、逐次近似法により浮体と空気室水柱の動揺振幅比を求めることができる。このとき各空気室の吸収パワーは

$$P_k/P_w = \frac{2K^2 V_k}{L} D_k^* |\zeta_k^*|^2 \quad (44)$$

となる。他方、実験からは(39)式により各空気室の吸収パワーを推定することができる。

全空気室の吸収パワーの合計  $P$  を全長  $L$  の幅に入射するパワー  $P_w$  で正規化した吸収パワー比の理論推定値と実験値とを Fig. 9 に示す。同図には浮体固定時の最適負荷分布による最大吸収パワー比も同時に示してある。浮体固定の実験状態ではオリフィス開口比が一定であり、最適負荷分布とは異なっているため、全体的に性能は低下しているが、 $\lambda/L = 1.2$  付近では最適負荷に近い状態になっている。 $\lambda/L$  が 1.0 より大きいと浮体の運動の影響は顕著になり、波浪エネルギー吸収性能は極端に劣化する。逆に  $\lambda/L$  が 1.0 よりも小さいと、浮体固定と自由の性能はほぼ等しくなる。しかし両者とも理論推定値の約半分程度にしかなっていない。この理由は不明であるが、空気室下端開口部からの水の出入りにもなる造渦の影響が周波数が高くなるにつれて大きくなり、これによる出力損失も大きくなったためではないかと考えている。

吸収パワーの船長方向分布について理論推定値と実験値とを比較した例を Fig. 10, 11 に示す。Fig. 10 は浮体固定時の分布であり、Fig. 11 は浮体自由時のものである。波長が比較的長い場合には、吸収パワー分布もほとんど一致している。しかし波長が短くなると、分布形

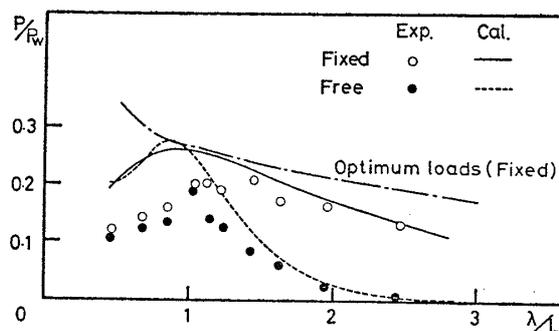


Fig. 9 Extracted powers by free floating or fixed barge

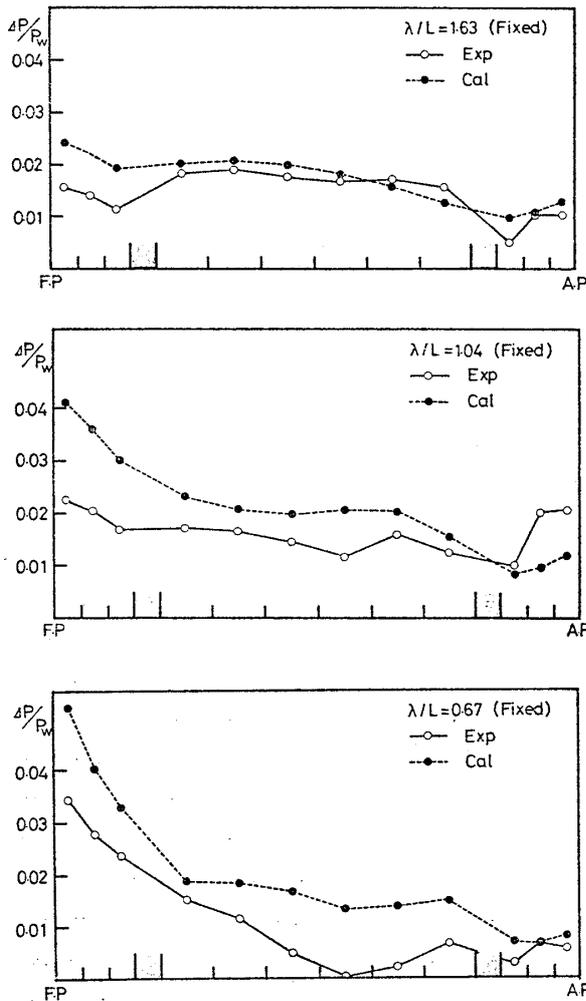


Fig. 10 Extracted power distribution along length of fixed barge

状は相似であるが、各空気室とも約半分程度に低下していることがわかる。またこれらの図から、波長が長い場合に浮体の運動を自由にすると、特に浮体中間部空気室の吸収性能が非常に小さくなり、このために全体性能が低下する原因になっている。

最後に、浮体および空気室水柱の動揺振幅について比較検討する。Fig. 12 に浮体の上下揺、Fig. 13 に浮体の縦揺を示す。この場合には、オリフィス開口部をすべて閉じた状態の動揺計測も行ったので比較のために示してある。波長が長くなると実験値は理論推定値よりも小さくなる傾向を示しているが、全体としてよく一致しているといえる。なお、浮体の動揺は空気室の開閉によってあまり大きな影響を受けないことがわかる。ただし両者の微妙な差異は実験にも現われている。次に一部の空気室の内部水柱動揺振幅の実験値と計算値とを比較したものを Fig. 14, 15 に示す。Fig. 14 は浮体固定時の空気室（前部右舷第2室 FS2 と中間部第1室 CC1）の動揺振幅である。また Fig. 15 は浮体自由時の空気室（前部右舷第1室 FS1 と第2室 FS2）の相対動揺振幅である。

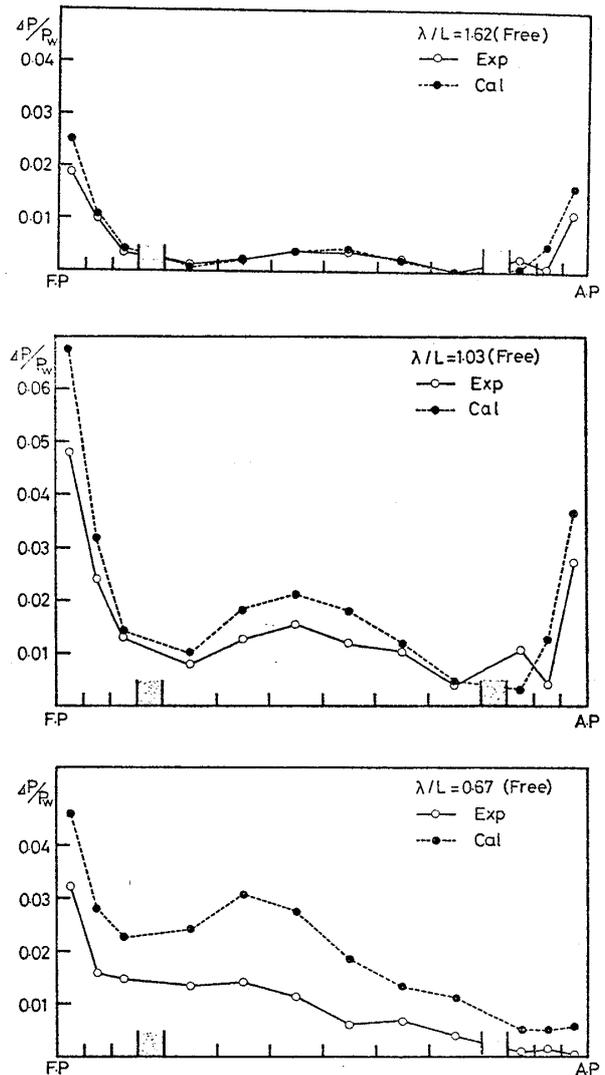


Fig. 11 Extracted power distribution along length of free-floating barge

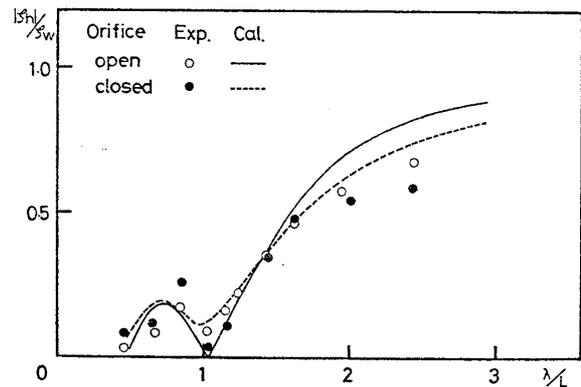


Fig. 12 Heaving amplitudes of barge with orifice open or closed

固定の場合には波長が長くなると内部水柱の動揺振幅は一樣に増大しているが、浮体が自由の場合には  $\lambda/L = 1.2$  のときに最大となり、これ以上では波長とともに漸減していく傾向を示す。式(43)および(44)から、空気室

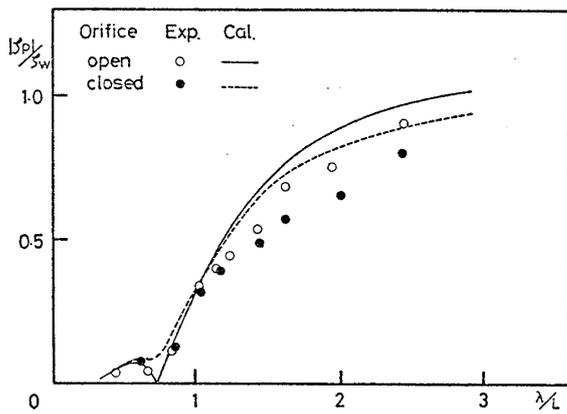


Fig. 13 Pitching amplitudes of barge with orifice open or closed

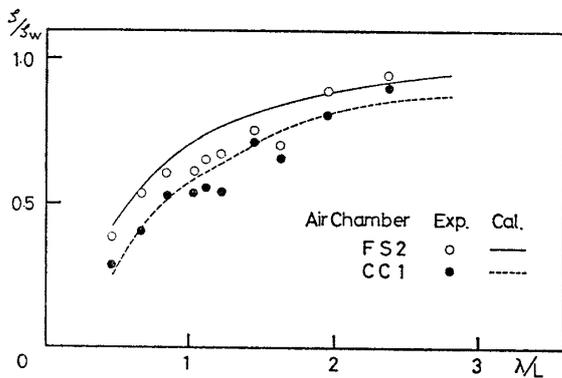


Fig. 14 Heaving amplitudes of water columns of fixed barge

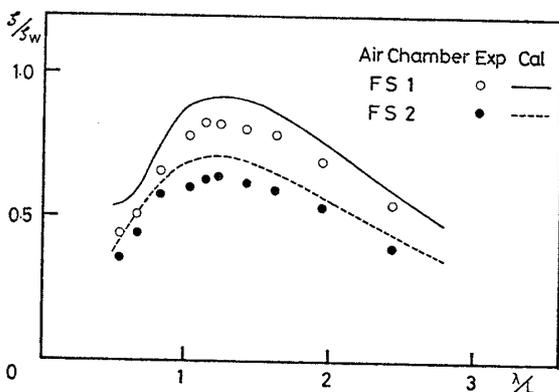


Fig. 15 Heaving amplitudes of water columns of free-floating barge

の吸収パワーは水柱動揺振幅の3乗に比例するので、このような動揺振幅の減少は浮体自由時の吸収パワーが小さくなる理由を説明している。また、水柱動揺振幅の実験値と計算値とは全般的によく一致しているとはいえ、実験値は若干小さめになっている。上記と同様の理由により動揺振幅の小さな差は吸収パワーを推定するときには拡大されるので、最初に述べたような吸収パワーの実験値と理論推定値との差の原因になっているものと思われる。

## 5 結 言

海明型波力発電装置は浮力室・空気室が複雑に配置されている。このような装置の最適船型を設計するためには緒言にも述べたように、単に波浪エネルギー吸収性能だけではなく、安定性や構造強度、さらに経済性をも考慮しなければならない。このような設計手法を確立することは海洋科学技術センターが実施中の海明第Ⅱ期計画の目的の一つである。本研究はこの目的を実現するための一環として、海明型波力発電装置の流体力を3次元特異点分布法により解析し、浮力室・空気室の配置、負荷条件などの基本パラメータと波力吸収性能との関係について考察した。この結果をまとめると以下のとおりである。

(1) 海明型波力発電装置の最適負荷状態における波力吸収性能は主要寸法を一定とした場合には空気室面積比にほぼ比例する。

(2) 浮体の幅を大きくしても、最大吸収パワーはこれと同じ比率で増大するわけではないが、安定性能の点からは浮力室面積比を小さくすることが可能となるので、出力向上を期待することができる。

浮体を固定した場合の最適負荷分布による最大吸収パワーと船型パラメータから、海明よりも幅を30%広げた箱型模型を製作して波浪エネルギー吸収実験を実施し、解析結果と比較検討した。全般的には良好な一致がみられ、解析手法の妥当性を検証することができたが、比較的短周期の波では空気室下端開口部からの造渦によるものと思われる出力損失が大きくなることがわかった。また浮体を固定した場合には比較的長い波でも高い吸収率が得られるが、浮体の動揺を自由すると吸収性能は極端に低下することが明らかになった。したがって、海明型波力発電装置を設計するには動揺の小さな船型、あるいは動揺の影響を受けにくい船型とするなどの工夫が必要になるものと思われる。

今後はこのような観点からさらに研究を継続する予定である。

最後に本研究は海洋科学技術センターにおける海洋エネルギー利用技術の研究開発の一部として実施したものであることを付記して関係各位に感謝の意を表す。

## 参 考 文 献

- 1) 海洋科学技術センター：波力発電装置「海明」研究成果報告書（その3），昭和58年3月。
- 2) Count, B. M.: On the Physics of Absorbing Energy from Ocean Waves, PhD Paper, CEGB (1982).
- 3) 工藤君明, 仲渡道夫, 宮崎明宏：海明型波浪発電

- における負荷条件の最適設計, 日本造船学会論文集, Vol.153 (1983).
- 4) 工藤君明, 堀田 平: 海明型波力発電装置の船型最適化に関する研究 (第1報), 海洋科学技術センター試験研究報告, 第13号 (1984).
  - 5) 木下 健, 西條憲一, 横溝宏典: 海明型波力発電装置の理論解析, 関西造船協会誌, 第187号 (1983).
  - 6) Newman, J.N.: Marine Hydrodynamics, The MIT Press (1977).
  - 7) 米家卓也: 可撓性海洋構造物の動特性に関する研究, 東京大学博士論文 (1979).
-