船体振動により発生する水中放射音の効率的な計算法 とその応用

正員 河 辺 、 寛* 正員 森 口 恍 次*
正員 大 平 義 隆**

Improved Formulation for Underwater Sound Radiation Problem and It's Application

by Hiroshi Kawabe, *Member* Kouji Moriguchi, *Member*
Yoshitaka Ohira, *Member*

Summary

This report is concerned with a numerical calculation method for the underwater sound radiation by the hull vibration.

Iwasaki reported a numerical calculation method for coupled structure-fluid interaction problem. As for the method that Iwasaki suggested, the computer model would necessarily have large number of degree freedom and would require an excessive computer cost. And also, there was a problem of Irregular Frequency that are the eigen frequencies of the corresponding interior problem.

In this study, we examine the following improved numerical calculation method.

(1) We employ a modal approach whereby the structure displacement is approximated by a linear combination of the dominant in-vacuo, undamped normal modes of the structure. By this procedure we can shorten calculation time largely.

(2) We combine discretized surface and interior Helmholtz integral equations to obtain an overdetermined system. If the interior points do not all happen to fall on a nodal point of an interior normal mode, then the method uniquely solves the Helmholtz integral equation for all wave numbers.

We combine the procedures (1) and (2), then we can estimate the characteristics of the under water sound radiation by mechanical vibration of hull appropriately.

We examine the effect of anti-noise and vibration system of engine by using the improved numerical calculation method. The relation between the property of anti-vibration rubber and the radiated under water sound are investigated numerically.

1. 結 言

海底の地形や水中の物体の探索に音波を用いたソナーが用いられる。ソナーは対象物から反射される音波を受信し、その強さと方向から対象物を同定する。そのため、ソナーの探索性能の向上には船体から水中へ雑音を放射しないように努力が必要である。特に潜水調査支援母船のように音響機器による探索や交信等を確実なものとするには水中放

射雑音の低減化が必要となる¹⁾。また、艦船では一般商船と比べ、ASW (対潜水艦戦) 等の特殊な任務を持つため船体から水中に放射される水中放射雑音に対して非常に敏感である。この水中放射雑音が艦の各種音響機器等の性能低下等に影響を与えている。また、被探知の面から見ても当然水中放射雑音が小さい方が良いことも事実である。水中放射雑音の音源としては、次の3種類が考えられる。(1)主機及び発電機等の振動が起振源となり、それが船体外板の振動となって水中に音として出ていく機械的音源と、(2)プロペラキャビテーションや(3)船体まわりのフローノイズによる流体的音源とがある。本研究は、前者の機械的音源に着目し、水中放射雑音の特性について検討を行う。

機械的音源の対策としては起振力の絶対量を小さくすることが第一原則であるが、その次の対策としては起振源と

* 防衛大学校

** 海上自衛隊

構造との絶縁をはかることが考えられる。現在、艦船では、この機械的音源のもとである機関及び発電機等の船内の振動源となる機器は構造には直接取り付けず、防振ゴムなどを介して振動を絶縁する工夫をしている。しかし、このような防振対策が、実際に水中放射雑音に対してどの程度効果があるのかについては、理論的な検討は少ない。

Noureddine ら²⁾は、機関の支持方法と水中放射雑音との関係を調べるために数値計算を行っている。この数値計算では、機関架台とその直下の船底外板に相当する一部分の構造のみが振動し、そこから水中に音が放射されるモデルを用いている。このモデル化では、振動が局部に限られる高周波振動に対しては有効と思われるが、船体構造全体が振動するような低周波振動に対しては疑問が残る。

また、岩崎³⁾は、船体が定常起振力を受けたときの船体振動により水中に放射される音の数値計算法を示している。すなわち、船体を有限要素法、流体を境界要素法によりモデル化し、船体-流体の連成振動問題として定式化している。この定式化では、与えられた起振周波数に対して、水中放射雑音を計算するのに、解くべき方程式が有限要素法及び境界要素法のお互いの未知量に比例して大きくなるため、計算機容量、計算時間が膨大になる。また、船体外部の流体を定常振動させる外部問題では、ある周波数で船体内部の架空の流体領域が同調を起し、解が不定となる Irregular Frequency の問題もある。

本研究は、水中放射音に対する防振対策の効果を数値計算により検討することを目的とするものである。まず、岩崎が提案した水中放射音の数値計算法の計算の効率化と Irregular Frequency の問題について計算法の改善をはかることを検討する。具体的には、船体の振動に対し、空気中の振動モードを合成して接水振動を解析するモード集成法を適用し、計算機容量及び計算時間の短縮を図る。更に、内部同調問題に対しては、船体内部の架空の流体領域では流体は振動しないという条件を付け加えて Irregular Frequency を回避する方法を導入し、数値計算法の改善を行う。これらの準備のもと、本研究では実際の艦艇をモデル化し、防振対策として機関と機関架台の間に挿入する防振ゴムの厚さ、弾性定数及びダンピング係数などの諸量が、水中放射雑音にどのように効果があるのかを検討を行う。

2. 水中放射雑音の数値解析手法

2.1 岩崎の数値計算法

岩崎は一定周波数の定常起振力のもとでの船体振動とそれによる水中放射雑音の数値計算法を次のように開発した。すなわち、線形弾性問題が適用できる船体には FEM (有限要素法) を、また領域が無限となる音場としての流体には BEM (境界要素法) を各々適用し、両者を船体-流体の連成振動問題として解析した。以下に簡単にその方法を記す。

Fig. 1 Coordinate system

水中音の放射特性の定性的な性質を検討することを目的に、2次元問題とし、座標系は Fig. 1 に示すように、水面に一致した水平方向に x 軸、鉛直下向きに y 軸をとり、原点を船体内部に持つ座標系を考える。 x 軸から反時計回りに角度 θ をとり、船体中央鉛直下方に起振力が振幅 q 、円周波数 ω で周期的に働くものとする。船体上の任意の点を P 点、船体上を含む流体中の任意の点を Q 点とする。法線 n は、図のように流体より外向きを正にとる。また、流体の占めている領域を D_w 、船体上の全表面を C_h 、特に船体と流体の接している境界を C_w 、 x を自由表面とする境界を C_f 、無限遠方の仮想境界を C_r とする。水温や密度 ρ は均一の無限水深の流体領域を考え、流体運動は非粘性、非回転とする。

Fig. 1 に示すように流体領域 D_w 内に点 Q 、船体との境界 C_w 上に点 P を考えると、点 Q での速度ポテンシャル $\phi(Q)$ は流体中の支配方程式 (Helmholtz 方程式) 及び自由表面 C_f の境界条件、無限遠への放射条件を満足する関数 $S(P, Q)$ を用いると、Green の定理より次式のように表せる。

$$\phi(Q) = \int_{C_w} \left[\phi(P) \frac{\partial S(P, Q)}{\partial n_p} - \frac{\partial \phi(P)}{\partial n_p} S(P, Q) \right] ds_p \quad (1)$$

ここに、

$$S(P, Q) = \frac{i}{4} \left[H_0^{(2)}(kR) - H_0^{(2)}(kR') \right] \quad (2)$$

なお、 $H_0^{(2)}(kR)$: 0 次の第 2 種 Hankel 関数

$k = \omega/c$: 波数

c : 流体中の音速

$R = \overline{PQ}$

$R' = \overline{P'Q}$

$P(x_p, y_p)$

$\bar{P}(x_p, -y_p)$

on C_w

: 自由表面による点 P の鏡像

$$Q(x_0, y_0) = Q(r, \theta) \quad \text{in } D_w \quad (3)$$

である。

境界 C_w を N 個の要素に分割し、各要素上で $\phi(P)$, $\partial\phi(P)/\partial n_p$ をそれぞれ一定値と仮定し、点 Q を各要素の図心で代表させると、式(1)は次式の $\phi(P)$, $\partial\phi(P)/\partial n_p$ に関する代数方程式に離散化できる。

$$\begin{Bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial\phi}{\partial n} \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ここに、

$$H_{1ij} = \int_{C_{wj}} S(P_j, Q_i) ds_p$$

$$H_{2ij} = \delta_{ij} - \int_{C_{wj}} \frac{\partial S(P_j, Q_i)}{\partial n_p} ds_p$$

δ_{ij} : クロネッカーのデルタ

次に、船体を FEM によりモデル化する。2次元問題では伸びを考慮したはりモデルにより船体横断面をモデル化する。定常起振力を受け振動する船体の運動方程式のマトリックス表示⁴⁾は、式(5)のように表せる。

$$[-\omega^2 M + K]\{\delta\} = \{f_p\} + \{f_q\} \quad (5)$$

ここに、 $[M]$: 質量マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{\delta\}$: 節点変位ベクトル

$\{f_p\}$: 流体圧ベクトル

$\{f_q\}$: 節点起振力ベクトル

次に、接水面 C_w 上での流体圧力は、 $p = -i\rho\omega\phi$ で与えられ、 ϕ は各境界要素間で一定と考えているので、大きさ一定の圧力が要素上に働くとみなせ、これによる節点圧力ベクトルが $\{f_p\}$ となる。従って、流体圧ベクトルは、次式となる。

$$\{f_p\} = i\rho\omega\phi = [P]\{\phi\} \quad (6)$$

ここに、 $[P]$: 速度ポテンシャルを圧力になおし、それを要素の各節点圧力として振り分ける変換マトリックス。

船体と流体との接している境界 C_w 上では、船体の振動速度と流体の振動速度の両者の法線方向成分が等しいという連続の条件が課せられる。船体の各要素上の法線方向速度は要素上で変化するが、要素の図心の値でこれを代表させて、この境界条件を満足させるとすると、要素節点変位と流体の法線方向速度との関係は次式となる。

$$\left\{ \frac{\partial\phi}{\partial n} \right\} = -i\omega\{w\} = i\omega[B]\{\delta\} \quad (7)$$

ここに、 $\{W\}$: 要素の図心の法線方向変位ベクトル

$[B]$: 要素の図心の法線方向変位と要素の節点変位とを関係づける変換マトリックス式(6), (7)を式(5)に代入し、式(4)と連成させて、マトリックス表示すると次式となる。

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 M + K & K_{\phi\phi} \\ K_{\phi\phi} & K_{\phi\phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (8)$$

ここに、

$$[K_{\phi\phi}] = [-P]$$

$$[K_{\phi s}] = -i\omega[H_1][B]$$

$$[K_{ss}] = [H_2]$$

$$\{F\} = \{f_q\}$$

この式(8)が、定常起振力が働くときの船体-流体の相互連成振動方程式である。式(8)を解いて船体振動、速度ポテンシャルが求められると、放射音響パワー、指向性などは付録のように計算できる。

岩崎は、この式(8)を与えられた起振力と周波数のもとで解き、船体の振動モード及び放射音響等の数値解を求めている。しかし、数値計算上、以下に示す2つの問題がある。(1) 起振周波数と放射音響パワーなどの応答曲線を得るには、広い範囲の周波数にわたって、逐一式(8)を解かねばならず、計算時間が膨大な量になる。また、解くべき方程式は有限要素法と境界要素法の両方を合わせた未知量分になるので、計算機容量も大きくなる。このことは3次元計算では深刻な問題となる。

(2) 流体の境界要素法の部分において、内部の架空の流体領域が同調するという現象 (Irregular Frequency) があり、この内部同調周波数付近では計算精度が極端に悪くなる場合がある。

2.2 水中放射音の数値計算の効率化と高精度化

数値計算の効率化と高精度化対策に、本研究では以下のように岩崎の計算法を改良した。

2.2.1 モード集成法の導入

構造の有限要素法の部分を空気中での振動モードに分解し、接水振動の解析にモード集成法の手法を用いた。

空気中において、

$$[-\omega^2 M + K]\{\delta\} = 0 \quad (9)$$

を満たす N 個の ω^2 の実根が固有振動数である。この各固有振動数 ω_i に対応して、ベクトル $\{u_i\}$ が定まるが、その成分は互いに相対的な比のみが決まる。この時、2つの異なる ω_r と ω_s に対して、次式が成立する。

$$\begin{aligned} \{u_r\}^T [M] \{u_s\} &= 0 \quad (r \neq s) \\ &= 1 \quad (r = s) \end{aligned} \quad (10)$$

前式(8)の解を空気中の固有振動モード u_i (正規化された) で展開できるとし、次のように与える。

$$[\delta] = [u][a] \quad (11)$$

ここに、 $[u]$: 空気中の振動モードからなるマトリックス

$[a]$: 未知パラメータ

式(11)の $[u]$ は、式(10)の性質より、

$$\begin{aligned} [u]^T [M] [u] &= [1] \\ [u]^T [K] [u] &= [A] \end{aligned} \quad (12)$$

ここに、 $[1]$: 単位マトリックス

$[A]$: 固有周波数 ω_i^2 の対角マトリックス

式(11), (12)を式(8)に代入し、 ϕ について解くと、次式のようなになる。

$$\begin{aligned} [K_{\phi\phi} - K_{\phi\delta}u(-\omega^2\mathbf{1} + \mathbf{A})u^TK_{\delta\phi}] \{\phi\} \\ = -K_{\phi\delta}u(-\omega^2\mathbf{1} + \mathbf{A})^{-1} u^TF \end{aligned} \quad (13)$$

これにより、解くべきマトリックスが ϕ に関する境界要素法の元数のみになり、計算時間が短縮される。

ϕ が求められると船体の振動振幅は

$$[\delta] = K_{\phi\delta}^{-1} K_{\phi\phi} \phi$$

より計算できる。

2.2.2 Irregular Frequency の除去

起振周波数に対する放射音響パワーや振動振幅などの応答曲線を求めるには、各周波数ごとに式(13)を解き、振動振幅及び速度ポテンシャルを計算する。しかし、ある周波数で式(13)の左辺のマトリックスの行列式がゼロになり、不定になる。これは、BEM で外部問題を解くとき必然的に内部問題を含んだ形になっているため、Ursell⁵⁾ などによって指摘されてきた。このような現象は既に BEM 解析の初期の頃から知られており、水波理論では Irregular Frequency⁶⁾ と呼ばれている。そこで、この現象を避けるために、物体内部の点 Q_{IN} ではポテンシャル ϕ がゼロである条件

$$0 = \int_{c_{wj}} \left[\phi(P) \frac{\partial S(P, Q_{IN})}{\partial n_p} - \frac{\partial \phi(P)}{\partial n_p} S(P, Q_{IN}) \right] ds_p \quad (14)$$

Q_{IN} : 物体内部の点

を式(1)に付加して解く方法 (CHIEF Method) が Schenck⁷⁾ により提案されている。音響ポテンシャル問題の外部問題では Irregular Frequency を避ける方策として Schenck その他の研究者⁸⁾ による研究があるが、本研究のように構造-音響連成問題に Irregular Frequency を回避することへの拡張はほとんど見当たらない。

具体的には内部の M 個の点で式(14)を満たすように指定したとすると、式(8)に式(14)を加え、

$$\begin{bmatrix} H_1 & H_2 \\ H_{1IN} & H_{2IN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial n} \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

ここに、

$$\begin{aligned} H_{1iIN} &= \int_{c_{wj}} S(P_i, Q_{iIN}) ds_p \\ H_{2iIN} &= - \int_{c_{wj}} \frac{\partial S(P_i, Q_{iIN})}{\partial n_p} ds_p \end{aligned}$$

とする。式(15)の係数マトリックスは $(M+N) \times N$ の大きさである。式(15)を新たに

$$[H', H'] \begin{bmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial n} \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

とおき、式(8)の構造-振動連性方程式に組み込み、モード集成法に展開する。最終的な式は(13)と同様な形となる。ただし、船体内部ではポテンシャルがゼロであるという条件を加えると、式(13)に相当する式は正方マトリックスではなくなるため、その解法は最小自乗法的なものとなる。

Table 1 Comparison of calculation time (two-dimensional semi-submerged cylinder)

Number of calculation frequency	(C.P.U. time : mini. by DEC 3000)	
	Conventional method [by Eq. (8)]	Modal analysis [by Eq. (13)]
10	1.64	2.86
100	13.05	8.15
1000	77.41	41.39

そのため本研究では、その解法に SVD 法 (Singular Value Decomposition : 特異値分解法)⁹⁾ を導入し、数値解を求める。

以上、2.1 節及び 2.2 節で述べたモード集成法及び SVD 法の両者を組み合わせて、解く方法を以下では単に SVD 法という。

2.3 計算法の改善結果

2.3.1 計算速度の向上

モード集成法により計算時間がどの程度短縮できるかを調べるため、2 次元半没円筒殻から放射される水中放射雑音の放射音響パワー、起振点直下の振動振幅及び放射率などの一連の計算を行った。

計算モデルは半径 $a = 3$ m、板厚 60 mm の鋼製 2 次元半没円筒殻を用い、円筒殻を 72 有限要素に、半没部の流体と接している部分を 36 境界要素に分割し、定常起振周波数を 10 点、100 点及び 1000 点としたときの計算時間を比較した。結果を Table. 1 に示す。なお、この計算の比較では先に述べた内部点を付加した SVD 法を用いていない。

Table. 1 の結果から、周波数の点数が多くなるほどモード集成法による方が計算時間を短縮することができる。周波数の点数が 10 点の時に、逆に計算時間が遅くなっているが、これは JACOBI 法によって式(9)を振動モード成分に分解し、式(11)の $[u]$ を求めるのに時間がかかるためである。しかし、一度 $[u]$ が求められると、式(13)によるモード集成法を用いた計算法が格段に早いという結果になる。

2.3.2 Irregular Frequency の除去

半径 a の 2 次元半没円筒殻の内部流体同調周波数は、 $ka = 3.832$ である。この付近の周波数では、通常の解法 (内部同調の影響を考慮しない解法) では、放射音響パワー、起振点直下の振動振幅及び放射率などの応答曲線は、Fig. 2 の破線で示すように狭い周波数範囲ではあるが鋭く切れ込み乱れている。本来はこの周波数付近で半没円筒殻の同調は発生しない。また、この周波数付近の前後の応答曲線も正確な値を与えていない。なお、放射音響パワーは qwa^2 で、起振点直下の振動振幅は a でそれぞれ除し、無次元化している。

この Irregular Frequency 近傍の計算結果の乱れを除去するために先に述べた SVD 法を適応し、内部付加点の点数、その位置によって Irregular Frequency 近傍の応答の乱れの除去の効果を確かめた。

(1) 内部付加点の位置と Irregular Frequency

Fig. 2 Frequency response curve of semi-submerged circular shell in the neighborhood of irregular frequency ($ka=3.832$)

内部付加点の点数を1点とし、中心線を原点から半径の1/6間隔の位置ごとに移動したときの放射音響パワーの計算結果を Fig. 3 に示す。付加点が原点および船底の場合は Irregular Frequency の改善はできていないが、他の位置の場合はほとんど結果に差が無く Irregular Frequency の付近でも応答曲線がスムーズになって Irregular Frequency が除去できている。原点および船底の場合は、内部流体が振動するときの振動の節にあたる部分であると考えられ、そのためその位置でポテンシャルをゼロとおいても意味がなく、Irregular Frequency の除去対策にはならないといえる。このことから、 x 軸上も鏡像効果によりポテンシャルはゼロであるので内部付加点の位置としては効果が無い。

なお、この $ka=3.832$ 付近の狭い内部流体同調周波数範囲以外の部分では、Fig. 4 に示すように実線及び破線とも一致した値になっている。

(2) 内部付加点の点数と Irregular Frequency

内部付加点の点数を2、3点として $ka=3.832$ 付近の音響放射パワーを計算した例を Fig. 5 に示す。付加点の点数、位置を種々に変えて計算した結果もほぼ Fig. 5 と同じ結

Fig. 3 Removal of irregular frequency by additional interior point

Fig. 4 Frequency response curve of semi-submerged circular shell other than irregular frequency (—: SVD system, ----: non-SVD system)

Fig. 5 Removal of irregular frequency by two and three additional interior points

果となっている。

以上の結果より物体内部の点の速度ポテンシャルがゼロである条件を加えて解くSVD法により、先に示した図のように応答曲線はスムーズになり、Irregular Frequencyは除去されることがわかる。また、内部付加点を設ける位置は、内部流体の同調の節を避けることが重要である。

3. 実船断面形状モデル(2次元)での防振効果の検証

3.1 船体構造横断面のモデル化

先に述べた方法を用いて、実際の艦船から放射される水中放射雑音の2次元特性を調べるために、Fig. 6に示すようなDDクラス護衛艦の船体中央断面を対象として計算を行った。モデル化にあたっては、はり要素の曲げ剛性は1フレームスペースをとり、外板の有効幅は1フレームスペースに等しいと仮定し、外板を含むフレームの曲げ剛性をフレームスペースで除した平均値をとった。断面積も同じ方法による値を用いた。同図に、代表的な点における要素の

Fig. 6 Cross section of DD class

Fig. 7 Numerical calculation model of anti-vibration rubber between engine and hull

等価断面積 A 及び等価断面2次モーメント I の値も示す。緒言で述べたように艦艇では、機関等の起振源を船体と絶縁する方法として、機関と船体とは防振ゴムを介して取り付けられている。この防振対策の効果を調べる目的で、Fig. 7に示すように防振ゴムをバネとダンパーにより置き換えた防振モデルで放射音の特性を計算した。

加振力は鉛直方向に作用しているとしたので、加振点の節点に対応する点に防振ゴムのバネとダンパーなどを上下方向の剛性マトリックス、質量マトリックス成分に組み入れた。

防振ゴムは、METALASTIK 社 17/1716 (硬度 50) 製のものを用いることとし、弾性定数 K_B 及びダンピング係数 C_B は、加振周波数に対して変化せずに一定値とし、次の値を用いた。

$$K_B = 8.33 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$C_B = 1.487 \times 10^4 \text{ N/m/sec}$$

3.2 計算結果

(1) 防振ゴムの厚さの効果

防振ゴムの厚さを 10 cm, 20 cm, 40 cm, 80 cm と変化させた時の、放射音響パワー、起振点直下の振動振幅(以下、単に振動振幅という)及び放射率の計算を行った。

結果の1例を、Fig. 8 (a), (b), (c)に示す。図の横軸の kb は無次元化波数である。なお、放射音響パワー及び起振点直下の振動振幅は、それぞれ $q\omega b^2$ 及び b (船体の半幅の値)で除し、無次元化している。以下の図において kb , 放射音響パワー及び起振点直下の振動振幅は全て同じ意味である。図中の破線は、防振ゴムを取り付けない場合の結果である。防振ゴムの効果としては、 $kb=1.0$ (31.83 Hz) 以上の高周波域では、10 cm, 20 cm の場合ではスパイク状のピークがカットされることもあるが、全体として放射音響パワーは大きく変わらない。

$kb=1.0$ 以下の低周波域では、Fig. 8 (b)に示されているように、振動振幅は下げているが、同じ周波数で比べると、放射音響パワーは防振ゴムが厚くなるほど小さくなる場合と、その逆に大きくなる場合もあることがわかる。従って、防振ゴムの効果としては、高周波域には厚くしすぎるとあまり有効ではないが、低周波域では同調周波数を変えるとという効果がある。しかし、放射音響パワー、振動振幅などの全体のレベルを大幅に下げるほどの効果はない。

(2) 水中の計測点での音圧

防振ゴムの厚さを変化させたとき、Fig. 9に示す船体周辺及び船体中心線下方の各計測点における水中の音圧の計算結果を Fig. 10 (a), (b)に示す。破線が防振ゴムを取り付けない場合、実線及び1点鎖線がそれぞれ防振ゴムの厚さが 20 cm, 40 cm の場合の結果である。Fig. 8 と同じような変化が見られるが、このようにある1点の音圧として見た場合、低周波域では若干の変化があるものの、高周波域では音圧の変化となって表れない。これは、1つは防振ゴムに

Fig. 8 (a) An example of frequency response curve of underwater sound radiation power (-----: Direct exiting hull, —: installing anti-vibration rubber between engine and hull, rubber thickness 20 cm)

Fig. 8 (c) An example of frequency response curve of underwater sound radiation efficiency (-----: Direct exiting hull, —: installing anti-vibration rubber between engine and hull, rubber thickness 20 cm)

よる振動の位相のずれ、及び Fig. 8(b)に見られるように振幅自体の変化が小さいためであると考えられる。このことより、船体外部の水中にハイドロホンを入れて、防音効果の測定を行っても、非常にわずかな音圧の変化になり、効果を検証するのは難しいと思われる。

(3) 防振ゴムの弾性定数の変化

防振ゴムの厚さを 20 cm, ダンピング係数を初期値に固定し、弾性定数のみを初期値の 2 倍, 4 倍, 8 倍と硬くした場合について、放射音響パワーの計算を行った。

結果を Fig. 11 (a), (b), (c) に示す。破線は、防振ゴムの

Fig. 8 (b) An example of frequency response curve of deflection amplitude at exiting point (-----: Direct exiting hull, —: installing anti-vibration rubber between engine and hull, rubber thickness 20 cm)

Fig. 9 Calculation points of under water sound pressure

厚さ 20 cm, 弾性定数及びダンピング係数ともに初期値の場合である。弾性定数が大きくなるほど、 $kb=1.0$ 以上の高周波域では、全体の形は変わらないが、スパイク状の音のパワーの値が減少している。また、 $kb=1.0$ 以下の低周波域では、ピークが全体に右にずれる結果となる。この結果から、防振ゴムの弾性定数は、放射音響パワー等に変化をもたらすパラメータであることがわかる。

(4) 防振ゴムのダンピング係数の変化

防振ゴムの厚さを 20 cm, 弾性定数を初期値に固定し、今度

Fig. 10 (a) An example of frequency response curve of underwater sound pressure at $\theta=60$ deg., $r=8$ m (—: Direct exiting hull, ---: installing anti-vibration rubber between engine and hull, rubber thickness 20 cm, ----: rubber thickness 40 cm)

Fig. 10 (b) An example of frequency response curve of underwater sound pressure at $\theta=90$ deg., $r=10$ m (—: Direct exiting hull, ---: installing anti-vibration rubber between engine and hull, rubber thickness 20 cm, ----: rubber thickness 40 cm)

はダンピング係数のみを初期値の 2 倍, 4 倍, 8 倍としたときの放射音響パワーの計算を行った。

結果の 1 例を Fig. 12 に示す。破線は、防振ゴムの厚さ 20 cm, 弾性定数及びダンピング係数ともに初期値の場合である。ダンピング係数のみの変化は弾性定数のみの変化の場合と違い, ある特定の周波数 ($kb=0.32, 0.39$ 等) のスパイク状の音をカットする他は, あまり効果は見られない。これは, 今回使用した防振ゴムの初期値が弾性定数 $K_B=8.33 \times 106 \text{ N/m}$ に対し, ダンピング係数 $C_B=1.487 \times 104 \text{ N/m/sec}$ と 2 桁もオーダーが違うためである。参考に, 桁

Fig. 11 Effect of elastic modulus of anti-vibration rubber on underwater sound radiation power (---: original elastic modulus of anti-vibration rubber on underwater sound radiation power (----: original elastic modulus, (a) increased by two times elastic modulus, (b) increased by four times elastic modulus, (c) increased by eight times elastic modulus)

を合わせるためにダンピング係数のみを 100 倍にした場合の計算結果を Fig. 13 に示す。同図からわかるように, 高周波域ではスパイク状の音をカットし, 低周波域ではスパイク状の音を大幅になめらかにカットすることがわかる。

(5) ある周波数における弾性定数と放射音響パワーの関係

防振ゴムの厚さを 20 cm として, 放射音響パワーがピーク値をとる起振周波数 ($kb=0.32, 0.39, 0.93, 3.8$) において, 防振ゴムの弾性定数のみを変化させたとき (ダンピン

Fig. 12 Effect of damping coefficient of anti-vibration rubber on underwater sound radiation power (----: original damping coefficient, —: increased by eight times damping coefficient)

Fig. 13 Effect of damping coefficient of anti-vibration rubber on underwater sound radiation power (----: original damping coefficient, —: increased by one hundred times damping coefficient)

Fig. 14 Relation between underwater sound radiation power and elastic modulus of antivibration rubber at specific exiting frequency (----: original elastic modulus)

Fig. 15 Relation between underwater sound radiation power and damping coefficient of antivibration rubber at specific exiting frequency (----: original damping coefficient)

グ係数は初期値)の放射音響パワーがどのように変化するかを Fig. 14(a), (b), (c), (d) に示す。 kb は周波数にすると各々、10.19 Hz, 12.41 Hz, 29.60 Hz, 120.96 Hz に相当する。図の横軸は防振ゴムの弾性定数、縦軸は放射音響パワーである。図中の縦破線は、弾性定数の初期値を示す。図のように、ある周波数では弾性定数が増すと、放射音響パワーが増す場合もあり、逆に、弾性定数の増加に対して減少する場合もある。また、ある弾性定数で極大値及び極小値をとる場合もあることがわかる。一般に、 kb が 2.2 より大きい場合は、防振ゴムの弾性定数が増せば、減少する傾向にあることがわかる。

(6) ある周波数におけるダンピング係数と放射音響パワーの関係

前述の(5)と同様に、防振ゴムの厚さを 20 cm として、防振ゴムのダンピング係数のみを変化させたとき(弾性定数は初期値)の放射音響パワーの変化を Fig. 15(a), (b), (c), (d) に示す。図の横軸は防振ゴムのダンピング係数、縦軸は放射音響パワーである。図中の縦破線は、ダンピング係数の初期値を示す。同図から、ダンピング係数が増加しても

あまり変化のない場合や、ダンピング係数の増加に伴い増加する場合、逆に、減少する場合もあることがわかる。しかし、ダンピング係数の場合はもともと弾性定数と比べ、オーダーが 2 桁小さいので多少値を変えてみても、その変化量は弾性定数を変えたときほどの効果は現われない。弾性定数の場合と同スケールで比較するとほとんど変化しないとみて良い。

前述の(5)及び(6)の結果から、本手法を用いると与えられた起振周波数において放射音響パワーを減少させるにはどのような弾性定数あるいはダンピング係数の防振ゴムを採用すればよいかという情報を得ることができる。

4. 結 言

本研究では、従来の船体振動による水中放射音の数値計算法の計算時間、計算機容量の問題および内部流体が同調する Irregular Frequency の問題に対して、効率的でかつ Irregular Frequency を除去できる数値計算法を検討し、次の方法を開発した。

(1) 船体構造の振動を空気中の固有振動モードを組み合

わせたモード集成法を適用し、これと接水振動の境界要素法と連成した定式化を行った。その結果、岩崎が提案した計算法に比べ計算時間が大幅に短縮できた。

(2) 船体内部の架空の流体が同調振動する Irregular Frequency の問題に対して、船体内のポテンシャルはゼロであるという条件を付加し、この条件とモード集成法を組み合わせて船体-流体の相互連成振動方程式を解く数値計算法を開発した。これにより、Irregular Frequency を除去ができる。

これらの方法により、船体の機械的振動により水中へ放射される水中音の定性的な傾向を適切に得ることができる。また、起振源となる機関の振動が船体に伝達することを防ぐのに防振ゴムが用いられる。その防振の効果を本研究で提案する数値計算により調べた結果、防振ゴムにより放射音響パワーの全体のレベルを下げるまでには至らないことがわかった。防振ゴムでは高周波振動域の放射音響パワーをあまり変えることができないが、低周波振動域では水中放射雑音の周波数特性を変えることができることがわかった。しかし、逆に低周波振動域では、振動振幅を下げることはできるが、放射音響パワーが逆に増す場合もある。今回使用した防振ゴムにおいては、ダンピング係数よりも弾性定数の方が効果をもたらしていることがわかる。しかし、Fig. 13 のようにダンピング係数を調節すれば顕著な結果が得られることを考えると、弾性定数及びダンピング係数を独立に制御できる、いわばアクティブな防振対策を講じなければ良好な防振効果は得られないと考える。

参 考 文 献

- 1) 野沢和男, 高須順三, 佐野正, 中西俊之: プロペラ水中音の研究, 同 (第2報), 日本造船学会論文集, 第164号, (1988), pp 54-65, 第168号, (1990), pp 105-115.
- 2) Nouredine, A. and Alain, B.: Acoustic Radiation from a Coupled Planar Semi-Complex in Heavy Fluid, Journal of Ship Research, Vol. 38, No. 3, Sept. 1994, pp. 213-224.
- 3) 岩崎洋一: 船体振動による水中放射音に関する研究, 防衛大学校理工学研究科卒業論文(平成元年5月).
- 4) 川井忠彦: マトリックス法 振動及び応答, 培風館(1971).
- 5) Ursell, F.: On the Exterior Problems of Acoustics, Proc. Camb. Phil. Soc., 74, (1973), pp. 631-638.
- 6) 菅 信: 二次元造波理論, 三次元造波理論, 第2回対抗性に関するシンポジウム(昭和52年).
- 7) Schenck, H. A.: Improved Integral Formulation for Acoustic Radiation Problem, J. of the Acoustical Society of America, Vol. 44, No. 1, 1966, pp. 41-58.
- 8) Wilton, D. T.: Acoustic Radiation and Scattering from Elastic Structures, Int. Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 13, (1978), pp. 123-138.
- 9) G. E. Forsythe, M. A. Malcom and C. B. Moler 著, 森正武訳: 計算機のための数値計算法, 科学出版社.
- 10) 別所正利: 水波工学入門, 日本造船学会誌, 第634号(昭和57年4月), pp. 9-20.
- 11) 伊藤 毅: 音響工学原論, コロナ社(1978).
- 12) Cremer, L. and Heckl, M.: Structure-Borne Sound, Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies, Translated and revised by Unger, E. E., Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York (1973), pp. 459.

付 録

指向性, 放射音響パワー;

点 Q が無限遠方にあるときは, 式(1)は, Hankel 関数の性質より,

$$\phi(Q) = \frac{i}{2\sqrt{2\pi k r_Q}} F(k, \theta_Q) \exp\left\{-i\left(r_Q - \frac{\pi}{4}\right)\right\} \quad (A1)$$

ここに,

$$F(k, \theta_Q) = \int_{cw} \left[\phi(P) \frac{\partial}{\partial n_P} - \frac{\partial \phi(P)}{\partial n_P} \right] (e^{ik\psi} - e^{ik\psi'}) ds_P \quad (A2)$$

$$\left. \begin{matrix} \psi \\ \psi' \end{matrix} \right\} = x_P \cos \theta_Q \pm y_P \sin \theta_Q$$

と近似できる。式(A2)は2次元の場合の無限遠方での放射波の強さ, 言い換えれば音波の指向性をあらわす関数となっており, 水波工学の分野では Kotchin 関数と呼ばれている¹⁰⁾。すなわち, θ 方向へ放射される音の指向性は次式で表わすことができる。

$$D(\theta) = \frac{|F(k, \theta)|^2}{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi |F(k, \theta)|^2 d\theta} \quad (A3)$$

水中へ放射される音の放射音響パワー P は, 流体の圧力と粒子速度のそれぞれの実部の積の時間平均値を, その放射面積で積分したもので与えられる¹¹⁾。

$$P = \int_{cw} \left[\frac{1}{T} \int_0^T \text{Re}[P] \cdot \text{Re}[i\omega w] dt \right] ds = \frac{i\rho\omega}{4} \int_{cw} \left[\phi \frac{\partial \phi}{\partial n} - \bar{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial n} \right] ds \quad (A4)$$

ここに, “-” は複素共役値

また, 放射率 σ は, Cremer ら¹²⁾ の一般的な定義により次式で表せる。

$$\sigma = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho c \int_{cw} |i\omega w|^2 ds} \quad (A5)$$