

# 東海大学海洋調査研修船「望星丸」のディーゼル発電機から 居住区画への騒音伝搬特性

修理英幸\*1

## Noise Transmission from Diesel Generator Set to Cabins on Research and Training Vessel “BOSEI MARU” of Tokai University

Hideyuki SHURI

### Abstract

In the ship hull structure, there are a lot of noise sources such as propulsion engines, diesel generators, pumps and air conditioning machinery, etc. Noise generated by these sources propagates through the decks and bulkheads in the hull structure, and becomes noise in compartments such as cabins and workrooms. It is necessary to predict the noise levels and determine appropriate noise control approaches in order to reduce the noise levels in compartments. However, in order to get accurate results for noise prediction, an effective prediction model is needed. Therefore noise transmission characteristics from various sources and source levels must be obtained properly.

This paper describes the noise transmission characteristics from the sources to the cabins when the one diesel generator is running on the Tokai University research and training ship “BOSEI MARU”, and an effective and simple noise prediction model using these transmission characteristics is proposed. The noise transmission characteristics are obtained by using the distance between the diesel generator and the cabin. Then the attenuation of the noise level is expressed as coefficients of damping proportional to the number of frames and decks. The source level of the diesel generator is obtained by using these transmission characteristics and noise measurement in adjacent compartments. The noise predictions for 20 cabins are performed using both the source levels and transmission characteristics. It is shown that the accuracy of these predictions is within 5 dB in about 60 % of the cabins. It is also found that the accuracy of the predicted noise spectrum levels is typically within 5 dB using the frequency dependent damping coefficients.

**Keywords:** ship, noise, prediction, structure borne sound, air borne sound

### 1. はじめに

船内の居住性や作業環境を改善するために、より静かな騒音の環境が要求されている。一般商船の騒音許容基準には、IMO A.468 (XII) “Code on noise levels onboard ships”の船内騒音レベルが採用されており、許容騒音レベルは、機関制御室 75dB(A)、食堂及び事務室などの公室 65dB(A)、船室及び病室 60dB(A)である。一方、客船ではその静粛性が商品価値を決める重要な要素の一つであり、船主は造船所に対してより低い騒音レベルを要求するようにな

ってきている。このような要求に対して、各国の船級協会は、独自に船内の居住区画の快適性基準を制定して騒音レベルの指針を示している。DNV (Det Norske Veritas) では、客船の居室の環境に対する最高グレード (COMF-V (1)) の騒音レベルを 44dB(A)、貨物船の船室に対する最高グレード (COMF-V (1)) を 50dB(A) と設定している (ISSC, 2006)。

船舶では、船体構造内に、推進機関や発電機、ポンプ、空調機器、荷役機器などの多くの騒音源となる機器が搭載されている。これらの機器の騒音が船体内を伝搬して客室、船室及び作業室の騒音となる。船内の騒音を低減する

2009年11月30日受付 2010年2月25日受理

\*1 東海大学海洋学部船舶海洋工学科 (Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, School of Marine Science & Technology, Tokai University)

には、空気伝搬音と固体伝搬音の両方の対策が必要である。一般的に多くの船舶は鋼あるいはアルミなどの金属材料で作られている。このために、騒音源となる機械の振動が船体構造を伝搬して居住区画あるいは作業区画の構造の振動となり、その振動から空中に放射される固体音伝搬音が、機器から空中に放射されて空中を伝搬する空気音伝搬音よりも支配的である。騒音を低減するには、騒音源及びその設置場所、伝搬経路、受音室（居住・作業区画）の対策がある。最も効果的な対策は、騒音源器機から発生する騒音及び音響域の振動を低減することである。次に、騒音源器機の位置を考慮して居住区画を配置する。さらに、受音室の騒音予測を行って、騒音規制値を満足するための適切な騒音対策を決定する。船内の騒音予測には、音源機器から居住区画への騒音の伝搬特性を定量的に把握することが重要である（修理ほか、2005、2009）。騒音の伝搬特性に関する研究は、これまでに日本造船研究協会「船内騒音に関する調査研究報告書」や船舶騒音防止設計指針（1982）をはじめとして数多く報告されている。しかし、海洋調査研修船「望星丸」のような客船について、音源機器から居住区への騒音の伝搬を調査したデータや分析結果の報告は少ない。

本研究では、東海大学海洋調査研修船「望星丸」を利用して、音源機器から船内及び船体構造を伝搬して居住区画に伝達される騒音の伝搬特性を明らかにする。そして、船内騒音の簡易予測方法を提案する。船内の騒音レベルは音源機器からの距離の増加に伴って減少する。この伝搬特性を、ディーゼル発電機を単独で運転して船内各場所の騒音レベルを計測し、ディーゼル発電機からの距離と騒音レベルの関係を Janssen and Buiten (1973) と同様の方法で定量化する。騒音計測位置とディーゼル発電機との距離の関係を、船首尾方向についてはフレーム数、上下方向についてはデッキ数で表して、騒音レベルの減衰量をフレーム数及びデッキ数に比例する係数として求める。そして、この伝搬特性からディーゼル発電機の音源レベルを推定し、音源レベルと伝搬特性を用いて船内騒音を予測する。予測結果と実測結果を比較して、その精度を検証する。

## 2. 騒音計測

### 2.1 計測方法

東海大学海洋調査研修船「望星丸」の主要目を Table 1 に示し、船体外観を Photo 1 に示す。「望星丸」は、全長 87.98m、国際総トン数 2,174 トン、乗船定員 190 名の第一種船（遠洋国際旅客）であり、海洋調査、研修航海及び航海実習等に用いられている。居住区画は Lower Deck, 2<sup>ND</sup> Deck, Upper Deck, Boat Deck, Nav. Br. Deck にあり、低振動と静寂性を確保するために Lower Deck と 2<sup>ND</sup> Deck の船室には浮き床構造が施工されている。主機関と発電機は Lower Deck にあり、防振ゴムが施工されている。

Table 1 Principal particular of “BOSEI MARU”

GROSS TONNAGE	2,174 ton
LENGTH OVERALL	87.98 m
LENGTH BETWEEN PERPENDICULARS	75.00 m
BREADTH (molded)	12.80 m
DEPTH (molded)	8.10 m
FULL LOAD DRAFT	4.80 m
MAIN ENGINE	1,838kw(2,500PS) × 720rpm 2 Sets
GEARBOX	Gear Ratio 2.68 & 4.26 1 Set
PROPELLOR	4blades CPP 3.0mφ 1 Set
DIESEL GENERATOR SET	Prime Mover 530kw(720PS) × 1,200rpm 2 Sets Generator 600kVA/AC455V/60Hz 2 Sets



Photo 1 “BOSEI MARU”

船が岸壁に係留された状態で、船体中央付近の Lower Deck 左舷に設置されている No.1 ディーゼル発電機（530 kw × 1,200rpm）を単独で運転した。この時、ディーゼル発電機以外の騒音源となる機器の運転を最小限としており、ディーゼル発電機の負荷は 100kW であった。また、係留場所の水深は約 7m、船首喫水は 5m、船尾喫水は 4.2m であった。

Fig. 1 に船内の騒音の計測場所、Table 2 に各デッキにおける計測場所の名称を示す。ディーゼル発電機から船内の前後及び上下方向に伝搬する騒音の分布状況を調査するために、Lower Deck から NAV. BR. Deck で計測場所を選定した。音源機器の騒音レベルは、機械室内のディーゼル発電機の周囲 4ヶ所（機側 1m 位置）で計測した。船内の騒音計測は、Lower Deck で 4ヶ所、2<sup>ND</sup> Deck で 7ヶ所、Upper Deck で 4ヶ所、Boat Deck で 5ヶ所、NAV.

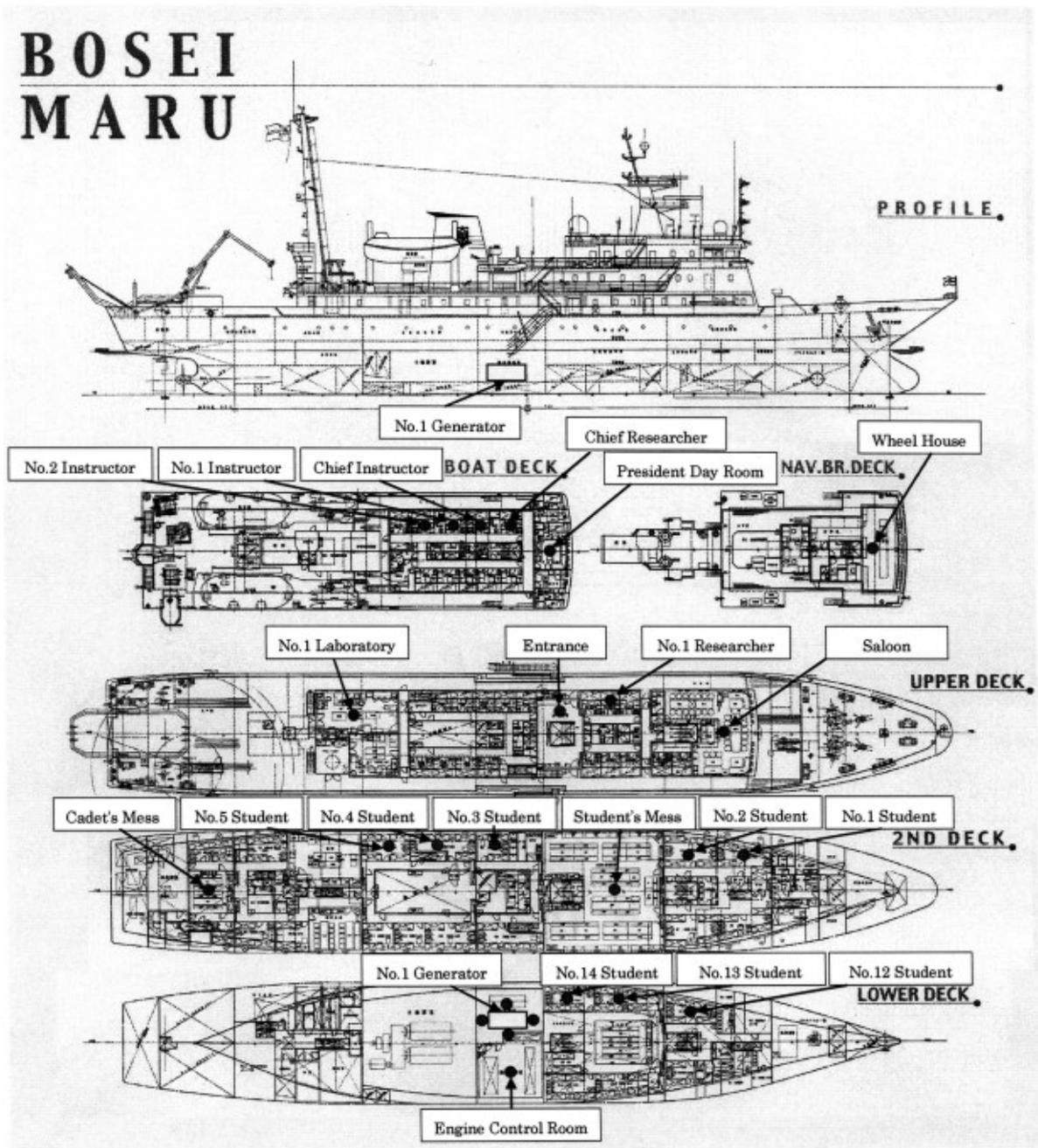


Fig. 1 Measuring positions of noise levels

Table 2 Measuring positions

DECK	Position
Lower Deck	No.12 Student Room. No.13 Student Room. No.14 Student Room. Engine Control Room
2 <sup>nd</sup> Deck	No.1 Student Room. No.2 Student Room. No.3 Student Room. No.4 Student Room. No.5 Student Room, Student's Mess Room, Cadet's Mess Room
Upper Deck	Saloon, No.1 Researcher. Entrance. No.1 Laboratory
Boat Deck	President Day Room. Chief Researcher. Chief Instructor. No.1 Instructor. No.2 Instructor
NAV. BR. Deck	Wheel House

BR. Deck で1ヶ所とした。

騒音計測と1/3オクターブ分析には、リオン株式会社製の普通騒音計NL-22と1/3オクターブ実時間分析カードNX-22RTを使用した。マイクロフォンの位置は、船室又は通路のほぼ中央、床上約1.2mとした。船室のドアを閉めて、空調などの騒音計測に影響のある機器はできる限り止めた状態で計測を行った。作業音や会話等の雑音が無い状態で約1分間計測して、等価騒音レベルと1/3オクターブバンドレベルを求めた。

## 2.2 計測結果

各デッキで計測した騒音レベルと1/3オクターブバンド分析結果をFig.2からFig.4に示す。ここで、図中のAPは騒音レベルを示す。ディーゼル発電機の周囲の騒音レベルの平均値は101.0dB、機械室の右舷側に隣接している機関制御室の騒音レベルは62.2dBであり、機械室の騒音レベルからは約39dB減衰している。また、機械室の船首側に隣接している第14学生室の騒音レベルは49.0dBであり、約52dB減衰している。第14学生室の船首側にある第

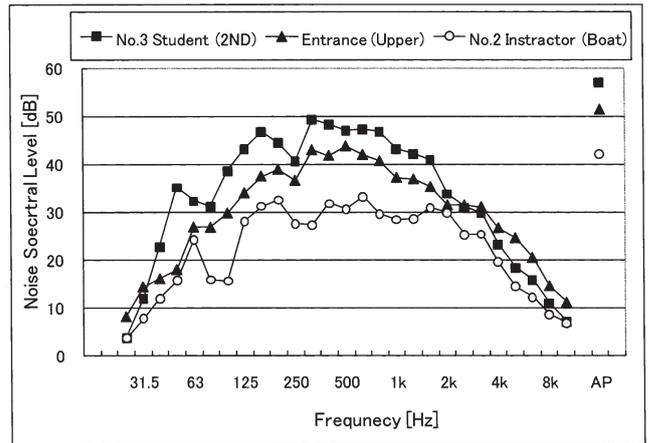


Fig. 4 Noise spectral levels on 2<sup>ND</sup> deck, upper deck & boat deck

13学生室の騒音レベルは44.2dB、第12学生室の騒音レベルは41.2dBであり、第14学生室の騒音レベルよりも5dBから8dB減衰している。機械室から船首方向に離れるにしたがって騒音レベルは減衰している。

機械室の直上にある2<sup>ND</sup> Deckの第3学生室の騒音レベルは57.1dBであり、機械室の騒音レベルからは約44dB減衰している。第3学生室の上部にあるUpper Deckの階段踊り場及びBoat Deckの第2教員室の騒音レベルは51.5dBと42.3dBであり、2<sup>ND</sup> Deckの第3学生室からの減衰量はそれぞれ6dBから15dBとなっている。機械室から上部方向に離れるにしたがって騒音レベルは減衰している。機械室と船首尾方向あるいは上部方向に隣接している船室の騒音レベルの減衰量は、52dBから44dBと非常に大きい。この原因は、音源機器の設置されている機械室に隣接する船室では、隔壁やデッキによって空気伝搬音が大幅に遮音されることによるものと考えられる。例えば、鋼板8mmの周波数500Hzにおける質量則透過損失は約37dBであり、空気伝搬音は大幅に減衰される。一方、機械室に隣接していない船室の騒音は、固体伝搬音が支配的となっているために船室間の騒音レベルの減衰量は小さくなっている。騒音レベルの減衰量は、船首尾方向で5dBから8dB、上部方向で6dBから15dBとなっている。騒音の1/3オクターブバンドレベルも機械室から船首尾方向及び上部方向に離れるに従って減衰する。減衰量は周波数によって異なっており、周波数125Hzから1kHzの帯域の減衰量が他の周波数よりも大きくなっている。

Fig.5とFig.6に、横軸にLower DeckからNAV. BR. Deckまでの計測位置を取り、計測位置と騒音レベルの変化を整理した結果を示す。Fig.5には、同一デッキ内で船首尾方向に連続している計測場所をピックアップ(記号□)して直線(破線)で結び、船首尾方向の騒音レベルの減衰の状況を示す。これらの計測場所の位置と床構造の様をTable3に示している。各デッキ内においては、騒音

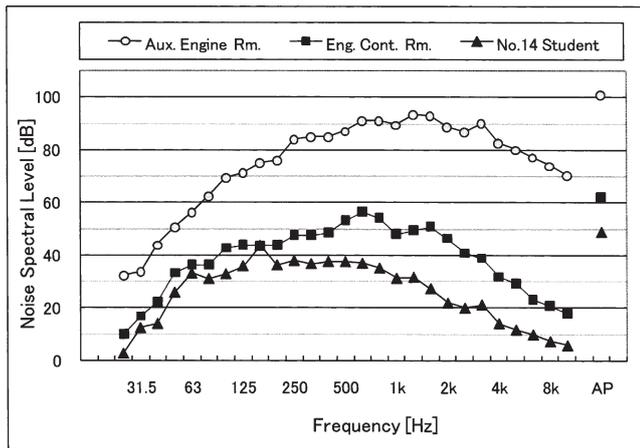


Fig. 2 Noise spectral levels on aux. engine room & lower deck

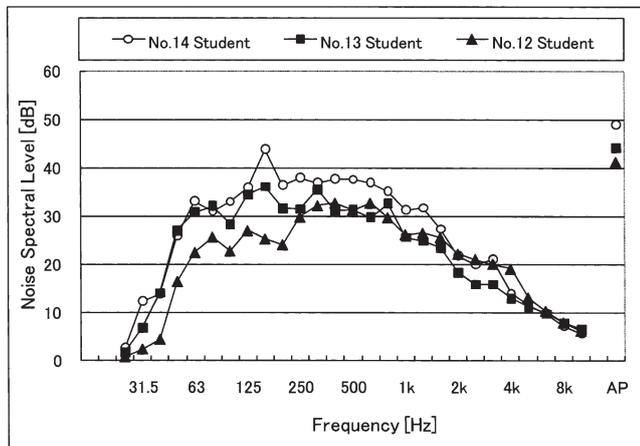


Fig. 3 Noise spectral levels on lower deck

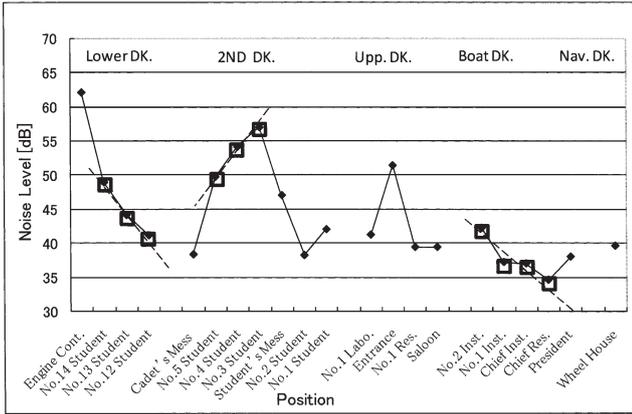


Fig. 5 Noise level distribution for fore & aft direction

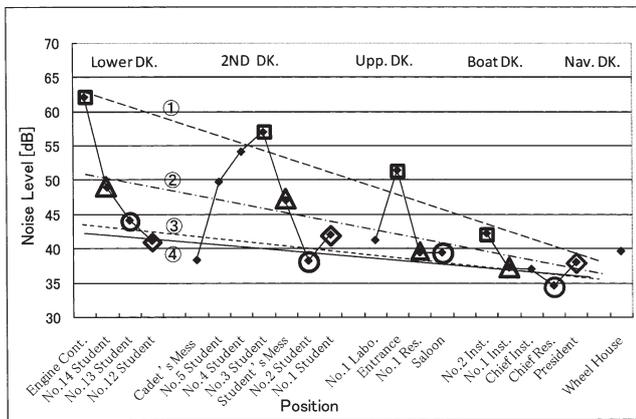


Fig. 6 Noise level distribution for deck

レベルの大きな船室はディーゼル発電機に近い位置であり、ディーゼル発電機から船首尾方向に離れるにしたがって騒音レベルは小さくなっている。Fig. 6には、フレーム番号がほぼ同じ位置にある計測位置の騒音レベルを、デッキ毎にピックアップして4つのグループ(①から④)として直線で結んだ結果を示す。各グループの騒音レベルは、

ディーゼル発電機から上部方向(上層デッキ)に離れるにしたがって小さくなっている。グループ①は、船首尾方向の位置がディーゼル発電機に最も近いグループであり、上部方向の騒音レベルの減衰量は最も大きくなっている。これらの図から、騒音レベルは騒音源(ディーゼル発電機)からの船首尾方向と上部方向の距離によって整理できることが分かる。

### 3. 騒音の伝搬特性

#### 3.1 モデル化の方法

船首尾方向の距離をフレーム数、上部方向の距離をデッキ数とした距離のパラメータを用いて騒音源からの距離を定義して、騒音の伝搬特性をモデル化する。前後方向の騒音の減衰量  $TD_f$  を(1)式で表し、上部方向の減衰量  $TD_d$  を(2)式で表す。また、前後方向と上部方向の減衰を合わせた全減衰量  $TD_{fd}$  を(3)式で表す。この方法は、JanssenとBuiten(1973)が固体伝搬音を予測するために船体構造内の伝達経路上の振動伝達損失を求めるために提案した方法である。ここでは、同じ方法を船内の騒音レベルの減衰量を定量化するために用いる。居住区内の騒音が固体伝搬音で支配される場合には、振動伝達損失は騒音レベルの減衰量と等しくなると考えられる。Janssenら(1973)はそれまでに建造された数十隻の船舶の計測データからフレーム数及びデッキ数に比例する振動損失係数を、全周波数域で  $C_f=1.0\text{dB}/\text{frame}$ 、 $C_d=5\text{dB}/\text{deck}$  として与えている。本研究では、計測した騒音の1/3オクターブバンドレベルのデータを用いて、騒音レベルの減衰係数  $C_f$  と  $C_d$  の値及び周波数との関係を求める。

$$TD_f = L_{a1} - L_{a2} = C_f \times n_f \quad [\text{dB}] \quad (1)$$

$L_{a1}$  : 音源に近い位置の騒音スペクトルレベル [dB]

$L_{a2}$  : 音源から遠い位置の騒音スペクトルレベル [dB]

Table 3 Position and deck covering of cabins

DECK	CABIN	FLOORING & DECK COVERING	FRAME No.
Lower Deck	No.12 Student Room	High Heat Board G +Deck Composition	80
	No.13 Student Room	Floating Floor	69
	No.14 Student Room	Floating Floor	62
2 <sup>ND</sup> Deck	No.5 Student Room	Floating Floor	35
	No.4 Student Room	Floating Floor	44
	No.3 Student Room	Floating Floor	50
Boat Deck	Chief Researcher	LATEX Type Deck Composition	80
	Chief Instructor	LATEX Type Deck Composition	74
	No.1 Instructor	LATEX Type Deck Composition	71
	No.2 Instructor	LATEX Type Deck Composition	66

$C_f$ : 1 フレームあたりの減衰量の平均 [dB]

$n_f$ : フレームの数

$$TD_d = L_{b1} - L_{b2} = C_d \times n_d \quad [dB] \quad (2)$$

$L_{b1}$ : 音源に近い位置の騒音スペクトルレベル [dB]

$L_{b2}$ : 音源から遠い位置の騒音スペクトルレベル [dB]

$C_d$ : 1 デッキあたりの減衰量の平均 [dB]

$n_d$ : デッキの数

$$TD_{fd} = TD_f + TD_d = C_f \times n_f + C_d \times n_d \quad [dB] \quad (3)$$

$TD_f$ : 前後方向 (船首尾方向) の減衰量 [dB]

$TD_d$ : 上部方向 (デッキ方向) の減衰量 [dB]

### 3.2 船内騒音レベルの前後方向の減衰係数

デッキ毎に内装構造がほぼ同じ部屋を3から4ヶ所選んで、騒音の1/3オクターブバンドレベルのデータと計測位置 (フレーム番号とデッキ名) から、(1) 式を用いて  $C_f$  (1 フレームあたりの減衰量の平均) の値を求めた。Table 3 に、選定した船室の位置 (フレーム番号とデッキ名) と床構造の仕様を示す。各デッキにおける1/3オクターブバンド毎の  $C_f$  の値は -0.3dB から 1dB の範囲で分布しているが、各デッキでは明確な周波数特性は持っていない結果となった。一例として、Fig. 7 に Lower Deck の船室の騒音計測データから求めた1/3オクターブバンド毎の  $C_f$  の値と周波数帯域 (31.5Hz から 6.3kHz) を8分割した場合の  $C_{f8}$  の値を示す。ここでは、 $C_f$  の周波数特性を整理するために、周波数帯域 (31.5Hz から 6.3kHz) を8分割、4分割した帯域毎に平均した場合の  $C_{f8}$ 、 $C_{f4}$  及び全帯域において平均した場合の  $C_{f0}$  の値を求めた。Fig. 8 には全デッキ (Lower Deck, 2<sup>ND</sup> Deck, Boat Deck) について平均して求めた  $C_f$  の周波数特性を示し、Table 4 には  $C_f$  の値を示す。全周波数帯域の平均値は 0.39dB であ

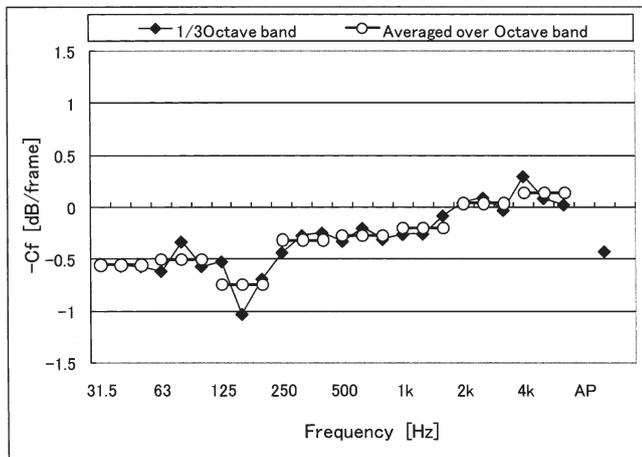


Fig. 7  $C_f$ : Noise level reduction per frame on lower deck

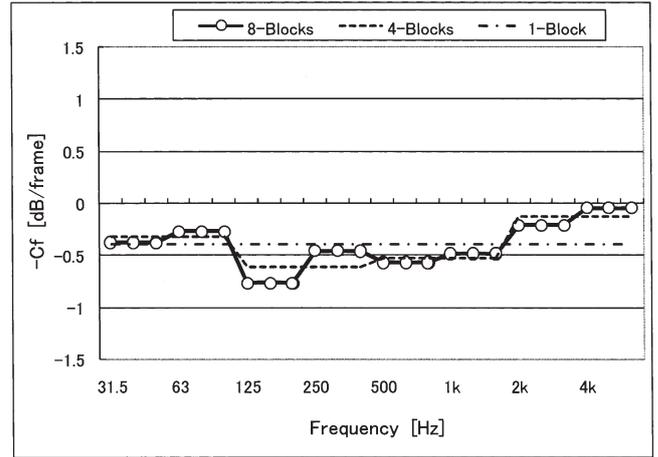


Fig. 8 Averaged  $C_f$ : noise level reduction per frame

Table 4 Averaged  $C_f$  (Noise level reduction per frame)

Frequency [Hz]	31.5 ~50	63 ~100	125 ~200	250 ~400	500 ~800	1k~ 1.6k	2k~ 3.15k	4k~ 6.3k
$C_f$ [dB]	0.37	0.27	0.76	0.46	0.56	0.48	0.21	0.04
	0.32		0.61		0.52		0.12	
	0.39							

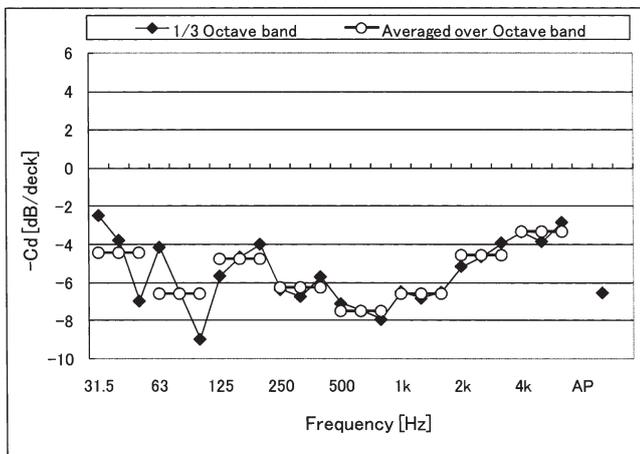
り、Janssenら (1973) が示した値 1.0dB よりも小さくなっている。ただし、 $C_f$  の値は、周波数範囲 (31.5Hz から 6.3 kHz) を 8 分割して平均した場合には 0.04dB から 0.76 dB, 4 分割した場合には 0.12dB から 0.61dB となり、周波数 125Hz から 1.6kHz の範囲で大きくなる周波数特性を示している。この周波数範囲での平均値は 0.57dB である。全周波数帯域で平均することによって、 $C_f$  の値を小さく評価することになっている。また、 $C_f$  の値はフレーム間隔によって異なるが、Janssenら (1973) はフレーム間隔を明記していない。「望星丸」のフレーム間隔は 700 mm であり、Fig. 8 及び Table 4 に示した  $C_f$  の値は、フレーム間隔 700mm で機関室が船体中央にある船舶の場合の値であることに注意する必要がある。

### 3.3 船の騒音レベルの上部方向の減衰

居室が設置されているフレーム番号が近くかつ内装構造がほぼ同じ部屋を各デッキから選択して、騒音の1/3オクターブバンドレベルのデータと計測位置から、(2) 式の  $C_d$  (1 デッキあたりの減衰の平均) の値を求めた。Table 5 に、船室の位置と床構造の仕様を示す。各デッキにおける1/3オクターブバンド毎の  $C_d$  の値は -2dB から 10dB の範囲で分布しているが、各デッキでは明確な周波数特性は持っていない結果となった。一例として、Fig. 9 に、グループ① (Fig. 6 参照) の船室の計測データから求めた1/3オクターブバンド毎の  $C_d$  の値と周波数帯域 (31.5Hz から 6.3kHz) を 8 分割して帯域毎に平均して求めた  $C_{d8}$  の

**Table 5** Position and Deck Covering of Cabins

GROUP	DECK	CABIN	FLOORING & DECK COVERING	Fr. No.
①	Lower DK.	Engine Control Room	Floating Floor	53
	2 <sup>ND</sup> DK.	No.3 Student Room	Floating Floor	50
	Upp. DK.	Entrance	LATEX Type Deck Composition	61
	Boat DK.	No.2 Instructor	LATEX Type Deck Composition	66
②	Lower DK.	No.14 Student Room	Floating Floor	62
	2 <sup>ND</sup> DK.	Student's Mess Room	Floating Floor	69
	Upp. DK.	No.1 Researcher	LATEX Type Deck Composition	68
	Boat DK.	No.1 Instructor	LATEX Type Deck Composition	71
③	Lower DK.	No.13 Student Room	Floating Floor	69
	2 <sup>ND</sup> DK.	No.2 Student Room	LATEX Type Deck Composition	80
	Upp. DK.	Saloon	LATEX Type Deck Composition	86
	Boat DK.	Chief Researcher	LATEX Type Deck Composition	80
④	Lower DK.	No.12 Student Room	High Heat Board G + Deck Composition	80
	2 <sup>ND</sup> DK.	No.1 Student Room	LATEX Type Deck Composition	87
	Upp. DK.	Saloon	LATEX Type Deck Composition	86
	Boat DK.	President Day Room	LATEX Type Deck Composition	85

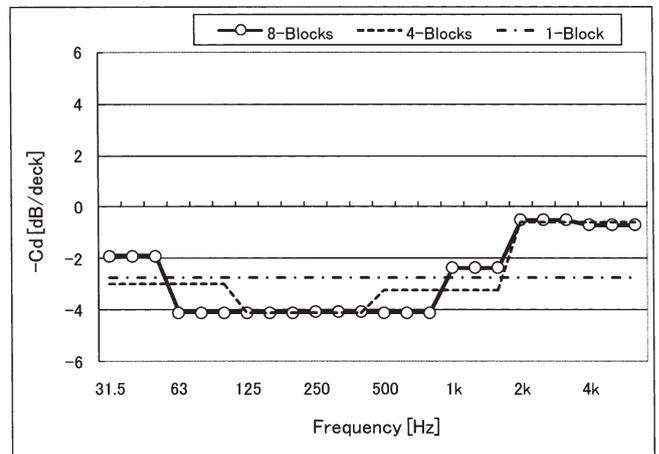


**Fig. 9**  $C_d$  : Noise level reduction per deck for group ①

値を示す。

ディーゼル発電機と前後方向の位置が近いほど、デッキ当たりの減衰量  $C_d$  は大きくなっている。ディーゼル発電機に近接した船室（グループ①）における減衰量は 2dB から 10dB, グループ②における減衰量は 1dB から 8dB, グループ③における減衰量は 0dB から 6dB である。一方、ディーゼル発電機から約30フレーム（約21m）離れた船室（グループ④）における減衰量は -2dB から 4dB である。ここでは、ディーゼル発電機からの騒音が減少して騒音レベルが小さくなり、他の騒音源からの影響により減

衰量が負（-2dB）となる現象が現れているものと考えられる。これらの結果は、ディーゼル発電機から離れた位置では、上部方向の減衰に前後方向の減衰が付加されて2次元的に騒音が減衰する影響によるものと考えられる。 $C_f$ の値と同様に、周波数帯域（31.5Hz から 6.3kHz）を8分割、4分割及び全周波数帯域について算術平均して  $C_d$  の値を求めた。Fig. 10 には全デッキ（Lower Deck, 2<sup>ND</sup> Deck, Boat Deck）について平均して求めた  $C_d$  の周波数特性を示し、Table 6 に  $C_d$  の値を示す。全周波数帯域の平均値は 2.8dB であり、Janssen ら（1973）が示した値 5dB より



**Fig. 10** Averaged  $C_d$  : noise level reduction per deck

**Table 6** Averaged  $C_d$  (Noise level reduction per deck)

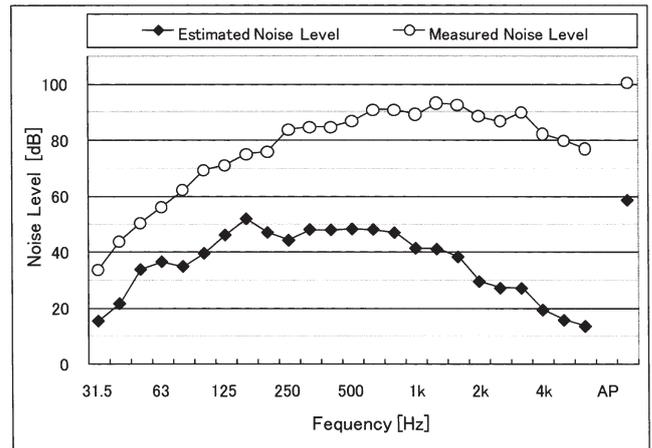
Frequency [Hz]	31.5 ~50	63 ~100	125 ~200	250 ~400	500 ~800	1k~ 1.6k	2k~ 3.15k	4k~ 6.3k
$C_d$ [dB]	1.9	4.1	3.8	4.1	5.0	2.4	0.5	0.7
	3.0		3.9		3.7		0.6	
	2.8							

も小さくなっている。横倉 (2005) が大型貨物船で計測した振動加速度からの結果は、機関室構造内で周波数 125 Hz から 500Hz で約 5dB, 居住区構造内で 63Hz から 2 kHz で約 2dB ある。  $C_d$  の値は、周波数範囲 (31.5Hz から 6.3kHz) を 8 分割して平均した場合には 0.5dB から 5.0dB, 4 分割した場合には 0.6dB から 3.9dB となり、周波数 63Hz から 800Hz の範囲で大きくなる周波数特性を示している。この周波数範囲での平均値は 4.3dB である。貨物船では機関室と居住区が上甲板で分離された構造となっている。「望星丸」では、機関室を居住区が取り巻く構造となっている。「望星丸」の結果は、横倉 (2005) の機関室と居住区の値の間となっている。また、「望星丸」のデッキ高さは 2,500mm であり、Fig. 10 及び Table 6 に示した  $C_d$  の値は、デッキ高さ 2,500mm で機関室を居住区が取り巻く構造の船舶の場合の値であることに注意する必要がある。

### 3.4 音源機器の音源レベルの推定

船室の騒音レベルを予測するためには、騒音源となる機器の音源レベルが必要となる。空気伝搬音の場合には、音源機器の騒音レベルやパワーレベルを用いることができる。一方、固体伝搬音が支配的な船内騒音の予測には、音源機器や機器近傍の振動加速度レベルが用いられている。この場合には、振動加速度レベルと船室の騒音レベルとを関係づけるためのいくつかのパラメータが必要となる。ここでは、Table 4 と Table 6 に示した 1 フレーム当たりの減衰量  $C_f$  及び 1 デッキ当たりの減衰量  $C_d$  を用いて、ディーゼル発電機が設置されている機械室の騒音レベルを推定して、これを音源レベルとする。基準とする船室を、機械室に隣接している第14学生室 (機械室と同じデッキの船首側) 及び第3学生室 (機械室の一つ上のデッキではほぼ同じフレーム位置) とした。Fig. 11 に、機械室の騒音レベルの推定結果と実測結果を示す。推定値は実測した騒音レベルよりも約 20dB から 60dB, 小さい値となっている。この結果は、機械室内で計測された騒音レベルはディーゼル発電機から放射される空気伝搬音が支配的であり、一方、船室に伝搬する騒音は固体伝搬音が支配的であることによるものである。

騒音の伝搬特性  $C_f$  と  $C_d$  を用いて推定された騒音レベルをディーゼル発電機の音源レベル  $L_0$  と定義する。各船室の騒音レベルは、この音源レベルを用いて (4) 式から求



**Fig. 11** Estimated noise source level from measured noise level of No.3 and No.14 student room

めることができる。また、騒音レベルの推定結果と計測結果の差  $\Delta L_0$  を、音源機器の大きさ (馬力) や回転数、機器の種類 (ディーゼル機関や回転機械)、設置方法 (弾性支持や剛支持) などをパラメータとした実験式で表わすことができれば、(5) 式を用いて音源機器の騒音レベル  $L_{measure}$  から音源レベルを  $L_0$  推定することが可能となる。

$$L = L_0 - TD_{fd} = L_0 - (TD_f + TD_d) = L_0 - (C_f \times n_f + C_d \times n_d) \text{ [dB]} \quad (4)$$

$$L_0 = L_{measure} - \Delta L_0 \text{ [dB]} \quad (5)$$

## 4. 船室の騒音レベル予測

1 フレーム当たりの減衰量  $C_f$ , 1 デッキ当たりの減衰量  $C_d$ , 音源レベル  $L_0$  と (4) 式を用いて, Lower Deck, 2<sup>ND</sup> Deck, Upper Deck, Boat Deck の船室の騒音レベルと騒音スペクトルを予測した。Fig. 12 に、操舵室を除いた 20 室の予測値と計測値の騒音レベルの差について、累積相対度数分布を示す。約 60% の船室の予測値は、計測値との差が  $\pm 5$ dB の範囲にある。周波数帯域 (31.5Hz から 6.3kHz) を 8 分割  $C_{f8}, C_{d8}$ , 4 分割  $C_{f4}, C_{d4}$  及び全周波数帯域  $C_{f0}, C_{d0}$  として求めたそれぞれの減衰係数  $C_f$  と  $C_d$  による予測精度の違いは、騒音レベルの差については明確に表れていない。全周波数帯域の減衰係数  $C_{f0}$  と  $C_{d0}$  を用いた方が、計算精度は良い結果が得られている。

Fig. 13-1 から Fig. 13-3 に第 2 学生室 (2<sup>ND</sup> DK.), Fig. 14-1 から Fig. 14-3 に主席調査員室 (Boat DK.) について、周波数分割数が 1, 4, 8 の減衰係数  $C_f$  と  $C_d$  を用いた場合の予測結果と計測結果を比較して示す。予測結果と計測結果の騒音スペクトルレベル分布を比較すると、周波数特性を考慮した 4 分割や 8 分割の減衰係数  $C_f$  と  $C_d$  を用い

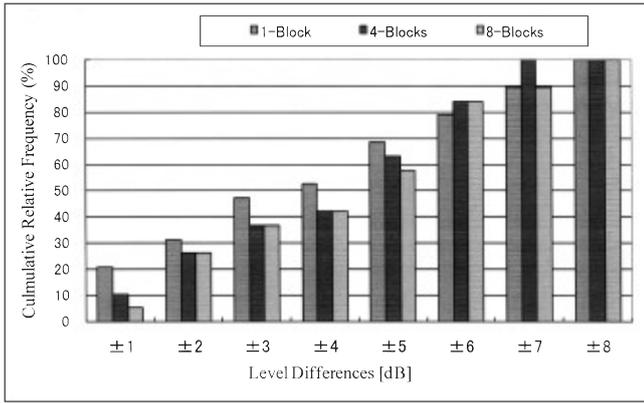


Fig. 12 Cumulative relative frequency distribution of level difference between estimated and measured noise levels

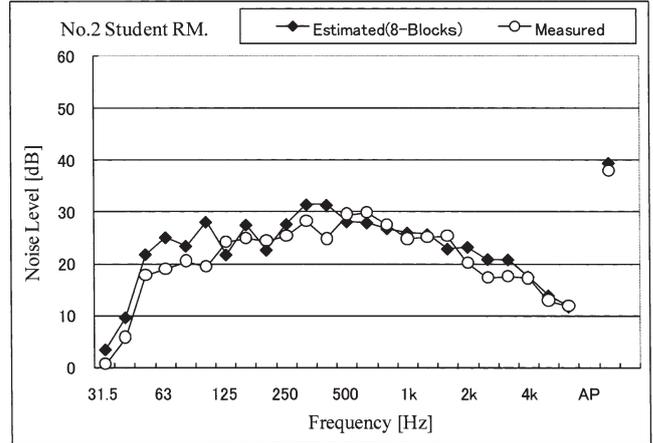


Fig. 13-3 Comparison of estimated noise levels using  $C_{78}$  &  $C_{ds}$  and measured noise levels in No.2 student room on 2<sup>ND</sup> deck

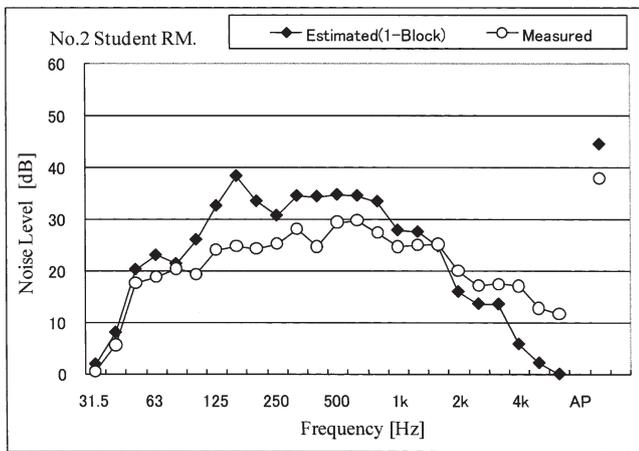


Fig. 13-1 Comparison of estimated noise levels using  $C_{70}$  &  $C_{do}$  and measured noise levels in No.2 student room on 2<sup>ND</sup> deck

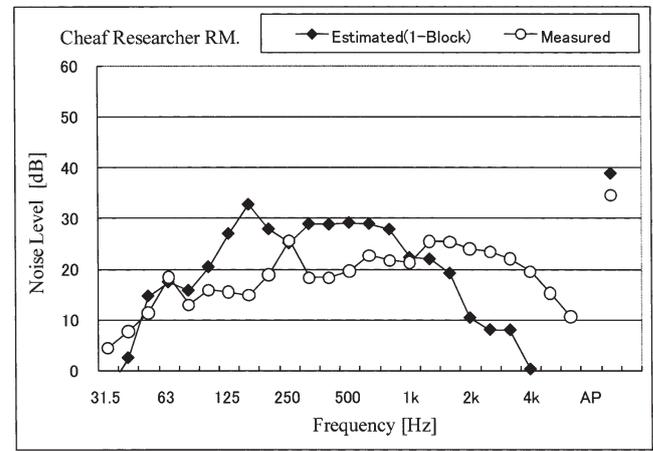


Fig. 14-1 Comparison of estimated noise levels using  $C_{70}$  &  $C_{do}$  and measured noise levels in chief researcher room on boat deck

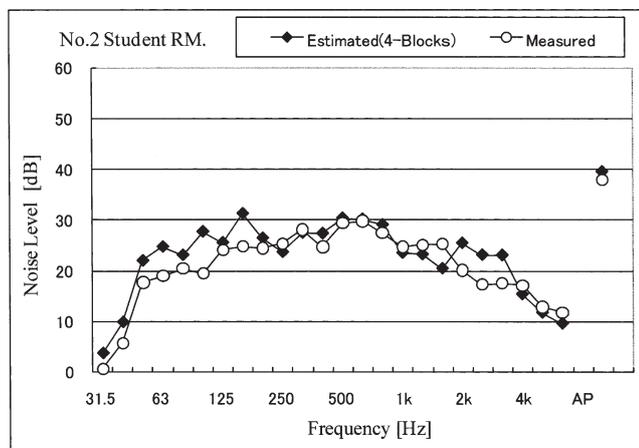


Fig. 13-2 Comparison of estimated noise levels using  $C_{74}$  &  $C_{da}$  and measured noise levels in No.2 student room on 2<sup>ND</sup> deck

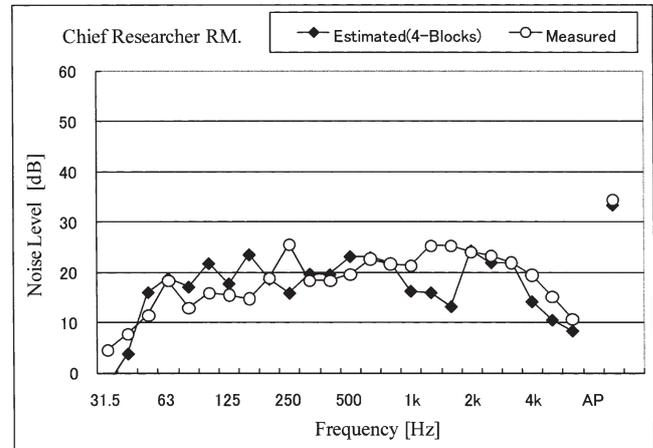


Fig. 14-2 Comparison of estimated noise levels using  $C_{74}$  &  $C_{da}$  and measured noise levels in chief researcher room on boat deck

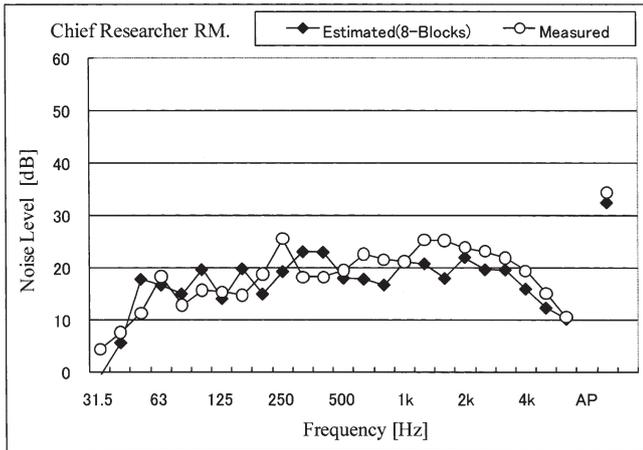


Fig. 14-3 Comparison of estimated noise levels using  $C_f$  &  $C_{ds}$  and measured noise levels in chief researcher room on boat deck

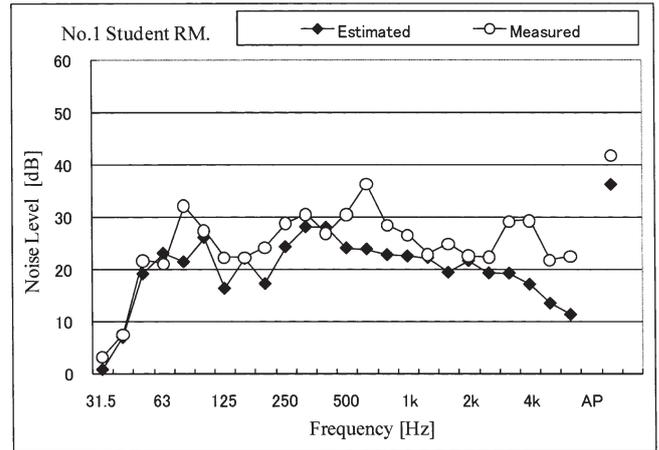


Fig. 16 Comparison of estimated noise levels and measured noise levels in No.1 student room on 2<sup>ND</sup> deck

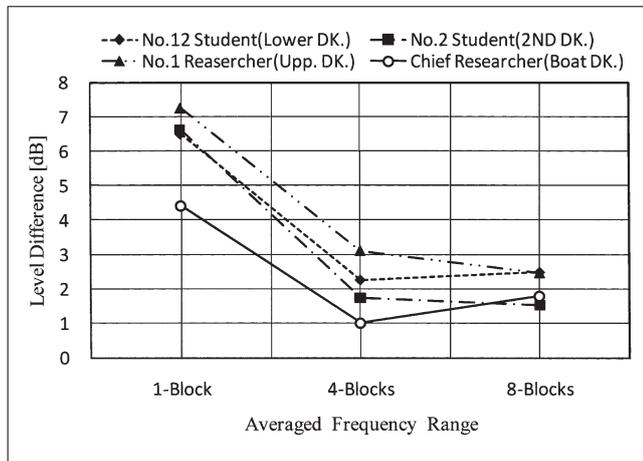


Fig. 15 Comparison of estimated noise levels using different  $C_f$ ,  $C_d$  and measured noise levels

た方が予測精度は良くなっていることが分かる。分割数を4から8に増加すると騒音スペクトルの予測精度は良くなる。この傾向は、機械室からの距離（フレーム数、デッキ数）が増加するとより顕著になる。Fig. 15に各デッキの代表的な船室の予測値と計測値の騒音レベル差と、予測に用いた減衰係数の関係を示す。第12学生室（フレーム数27，デッキ数0），第2学生室（フレーム数27，デッキ数1），第1調査員室（フレーム数15，デッキ数2），主席調査員室（フレーム数27，デッキ数3）では、 $C_f$ 及び $C_d$ を周波数帯域毎に分割した予測結果の方が計測結果とより良く一致することがわかる。騒音対策を検討する場合には、騒音スペクトルレベル分布が重要となることから、騒音予測には周波数特性を考慮した4分割あるいは8分割の減衰係数  $C_f$  及び  $C_d$  を用いるべきである。

騒音レベルの差が±6dB以上の船室は、機械室から前後方向及び上部方向に離れた位置にあり、予測値と計測値

との周波数スペクトルの分布形状は違っている。また、騒音レベルは低くなっている。これらの船室では、ディーゼル発電機以外の騒音源の影響により推定値と計測値との差が大きくなっているものと考えられる。一例として、Fig. 16に、第1学生室（フレーム数34，デッキ数2）の予測結果と計測結果の比較を示す。

## 5. おわりに

東海大学海洋調査研修船「望星丸」のディーゼル発電機を単独で運転し、ディーゼル発電機からの距離と騒音レベルの関係を調査することによって、音源機器から船内及び船体構造を伝搬して居住区画に伝達される騒音の伝搬特性を明らかにした。騒音計測位置とディーゼル発電機との距離の関係を、船首尾方向についてはフレーム数、上部方向についてはデッキ数で表して、騒音レベルの減衰量をフレーム数及びデッキ数に比例する係数  $C_f$ ,  $C_d$  として求めた。周波数 31.5Hz から 6.3kHz の平均では、 $C_f=0.39$  dB/frame（フレーム間隔 700mm）、 $C_d=2.8$  dB/deck（デッキ高さ 2,500mm）であった。これらの減衰係数と機械室に隣接する船室の騒音レベルからディーゼル発電機の音源レベルを求め、この音源レベルと減衰係数を用いた船内騒音の簡易予測方法を提案した。船内の20室の予測結果と計測結果を比較して精度を検証した。その結果、約60%の船室の騒音レベルを±5dBの精度で予測できることが確認できた。減衰係数  $C_f$ ,  $C_d$  の周波数特性を考慮することによって、騒音スペクトルレベルも±5dBの精度で予測できることが確認できた。予測結果と計測結果の騒音レベルの差が大きい（±6dB以上）場所は、ディーゼル発電機以外の音源の影響を受けているものと考えられる。減衰係数  $C_f$ ,  $C_d$  と音源レベルだけで船内の騒音を予測する簡易予測方法は、同型船の騒音の初期検討（居住区配置）に十分利用可能であると考えられる。さらに、居室

の騒音対策（浮き床構造など）の効果をパラメータとして導入することによって、騒音対策の検討が可能となる。

## 謝 辞

本研究は2008年度の東海大学海洋学部船舶海洋工学科の船舶海洋工学研究の一環として実施した内容をまとめたものである。「望星丸」において騒音計測の機会を与えて頂きました川内尚船長、山口靖彦機関長、金野喜文事務長、船舶運航課の荒木直行課長、計測に協力して頂きました野陳朋樹一等航海士をはじめとする乗組員の方々に感謝の意を表します。また、計測とデータ分析を担当した森田岳志君、磯貝好貴君、真鍋大器君に感謝の意を表します。

## 参考文献

- ISSC (2006): Report of Technical Committee II.2, Dynamic Response, Proceedings of the 16<sup>th</sup> ISSC, pp.319-327.
- Janssen, J.H., Buiten, J. (1973): On acoustical designing in naval architecture, Inter-noise **73**, pp.349-356.
- 船舶騒音防止指針 (1982), 日本海事協会.
- 修理英幸・井藤学 (2005): 船舶の騒音, Journal of the JIME, Vol.40, No.5, pp.662-667.
- 修理英幸 (2009): 船舶の騒音低減対策, Journal of the JIME, Vol.44, No.2, pp.213-218.
- 横倉雄太郎 (2005): 初期設計段階における船舶居住区騒音予測に関する研究, 騒音制御, 第29巻第5号, pp.382-389.

## 要 旨

船舶では船体構造内に、推進機関、発電機、ポンプ、空調機器などの多くの騒音源となる機器が搭載されている。これらの機器の騒音が船体内を伝搬して客室、船室や作業室の騒音となる。船内の騒音を低減するためには、騒音レベルを予測して適切な騒音対策を決定することが必要である。そして、船内騒音を精度良く予測するには、音源機器から居住区画への騒音の伝搬特性を定量的に把握して、適切な騒音予測法を用いることが必要となる。

本研究では、東海大学海洋調査研修船「望星丸」のディーゼル発電機を単独で運転して、音源機器から船内を伝搬して居住区画に伝達される騒音の伝搬特性を明らかにした。騒音計測位置とディーゼル発電機との距離の関係をフレーム数とデッキ数で表して、騒音レベルの減衰量をフレーム数及びデッキ数に比例する減衰係数として求めた。そして、この伝搬特性を用いてディーゼル発電機の音源レベルを推定し、この音源レベルと減衰係数を用いた簡易騒音予測方法を提案した。20室について騒音予測を行った結果、約60%の船室に対して、騒音レベルを±5dBの精度で予測できることが確認できた。また、減衰係数の周波数特性を考慮することによって、騒音スペクトルレベルも±5dBの精度で予測できることが確認できた。

キーワード：船舶，騒音，予測，固体伝搬音，空気伝搬音