

日本船舶振興会昭和52年度補助事業  
“船内騒音に関する調査研究”

研究資料 No. 286-1

## 第156研究部会

# 船内騒音に関する調査研究

## 報告書

(その1)

昭和53年3月

社団法人

日本造船研究協会

本調査研究は船舶の騒音に影響を及ぼすと考えられる諸因子について実験的・理論的に検討し、船内騒音の性状を明らかにするとともに、設計初期段階において新造船の騒音レベルを予測できるような方法を見出して、居住環境のすぐれた船を計画できるようにすることを目的として、①騒音について総合対策を施した供試船について対策効果確認のための実船実験、②居住区及び機関室内の騒音予測法の研究、③騒音対策マニュアルの作成を行ったものであるが、本報告書ではそのうち①及び②について報告する。なお、③については研究資料No.286-2に報告している。（5か年計画の第4年度）

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和52年度補助事業「船内騒音に関する調査研究」として日本造船研究協会が第156研究部会においてとりまとめたものである。

### 第156研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	小山 永敏	(横浜国立大学)	
副部会長兼騒音予測分科会長	柄原 二郎	(九州大学)	
実船実験分科会長	真田 茂	(東京商船大学)	
騒音マニアフレ分科会長幹事	中村 彰一 岸 康太郎	(大阪大学) (三井造船)	
	柴田 清	(石川島播磨重工業)	
委員	我孫子 功 伊藤 剛平 井上 伸二 入江 良彦 岡本 善三 小黒 英男 桑原 衛 佐川 修一 佐藤 義一 洲崎 薫 辻埜 桂治 富田 正男 永野 侃 中野 美樹 平田 栄 廣渡 智雪 松崎 義一 水ノ上 和男 毛利 武弘 米倉 邦彦 討議参加者	(橘崎造船) (日本造船工業会) (日立造船) (三菱重工業) (三菱重工業) (船舶技術研究所) (日鉄工所) (米島どく) (函館ドック) (川崎重工業) (川崎重工業) (石川島播磨重工業) (昭和海運) (石川島播磨重工業) (三井造船) (日立造船) (日本郵船) (尾道造船) (大阪商船三井船舶) (三菱重工業) 岩村 恒樹 釋 弘 原田 一久	(神戸製鋼所) (佐世保重工業) (大阪造船所) (佐野安船渠) (日本中型造船工業会) (函館ドック) (山下新日本汽船) (日本海事協会) (日本海事協会) (日立造船) (住友重機械工業) (名村造船所) (石川島防音工業) (三菱重工業) (赤阪鉄工所) (石原造船所) (日本钢管) (山下新日本汽船) (日本钢管) (住友重機械工業) (日本造船工業会) (昭和海運)

### 総合対策小委員会

主 委	小 山 永 敏	(横浜国立大学)	
幹 事	岸 康太郎	(三 井 造 船)	
	柴 田 清	(石川島播磨重工業)	
委 員	赤 木 新 介	(三 菱 重 工 業)	伊 藤 哲 (佐世保重工業)
	入 江 良 彦	(三 菱 重 工 業)	岡 本 善 三 (三 菱 重 工 業)
	小 黒 英 男	(船舶技術研究所)	川 島 忠 夫 (日 本 鋼 管)
	小 池 金 広	(山下新日本汽船)	真 田 茂 (東京商船大学)
	洲 崎 薫	(川 崎 重 工 業)	栖 原 二 郎 (九 州 大 学)
	勢 力 良 美	(日 立 造 船)	富 田 正 男 (石川島播磨重工業)
	永 野 倪	(昭 和 海 運)	中 野 美 樹 (石川島播磨重工業)
	中 村 彰 一	(大 阪 大 学)	西 山 準 一 (三 菱 重 工 業)
	広 渡 智 雪	(日 立 造 船)	松 崎 義 一 (日 本 郵 船)
	三 橋 邦 宏	(三 井 造 船)	毛 利 武 弘 (大阪商船三井船舶)
	米 田 正 春	(住友重機械工業)	
討議参加者	夏 目 修	(山下新日本汽船)	布 村 信 昭 (昭 和 海 運)
	原 田 一 久	(川 崎 重 工 業)	

### 実船実験分科会

分科会長	真 田 茂	(東京商船大学)	
幹 事	西 山 準 一	(三 菱 重 工 業)	
	岡 本 善 三	(三 菱 重 工 業)	
委 員	赤 木 新 介	(三 菱 重 工 業)	赤 松 克 児 (三 菱 重 工 業)
	大 賀 淳 平	(住友重機械工業)	栗 原 至 道 (日 立 造 船)
	島 本 幸 次 郎	(三 菱 重 工 業)	洲 崎 薫 (川 崎 重 工 業)
	徳 永 昭 典	(石川島播磨重工業)	新 田 昌 明 (三 菱 重 工 業)
	服 部 一 男	(日 本 鋼 管)	原 田 一 久 (川 崎 重 工 業)
	福 沢 清	(三 菱 重 工 業)	三 橋 邦 宏 (三 井 造 船)
	村 木 貞 信	(石川島播磨重工業)	柚 木 茂 登 (山下新日本汽船)
	米 田 正 春	(住友重機械工業)	
討議参加者	大 柴 隆 士	(三 菱 重 工 業)	窪 谷 達 雄 (三 菱 重 工 業)
	白 井 孝 応	(川 崎 重 工 業)	谷 内 武 (山下新日本汽船)
	古 高 久 志	(川 崎 重 工 業)	前 田 健 一 (三 菱 重 工 業)

### 騒音予測分科会

分科会長	栖 原 二 郎	(九 州 大 学)	
幹 事	柴 田 清	(石川島播磨重工業)	
委 員	伊 崎 弘 機	(日 本 鋼 管)	入 江 良 彦 (三 菱 重 工 業)
	小 黒 英 男	(船 舶 技 術 研 究 所)	斎 藤 信 雄 (住友重機械工業)
	修 理 英 幸	(日 立 造 船)	高 橋 見 清 (佐世保重工業)

	辻 埼 桂 治	(川崎重工業)	富 田 正 男	(石川島播磨重工業)
	中 野 美 樹	(石川島播磨重工業)	林 博 之	(日立造船)
	平 田 荣	(三井造船)	三 橋 邦 宏	(三井造船)
	横 倉 雄太郎	(石川島播磨重工業)	吉 富 佐	(三菱重工業)
	吉 久 英 昭	(日立造船)	米 田 正 春	(住友重機械工業)
討議参加者	東 忠 則	(川崎重工業)	大 根 幸 雄	(石川島播磨重工業)
	白 井 孝 応	(川崎重工業)	宮 本 一 信	(三菱重工業)
	矢 野 昭 利	(三井造船)		

#### 騒音予測分科会ワーキンググループ1

リーダー	柴 田 清	(石川島播磨重工業)		
メンバー	伊 崎 弘 機	(日本鋼管)	高 橋 晃 清	(佐世保重工業)
	富 田 正 男	(石川島播磨重工業)	林 博 之	(日立造船)
	吉 富 佐	(三菱重工業)		

#### 騒音予測分科会ワーキンググループ2

リーダー	中 野 美 樹	(石川島播磨重工業)		
メンバー	大 根 幸 雄	(石川島播磨重工業)	齊 藤 信 雄	(住友重機械工業)
	白 井 孝 応	(川崎重工業)	辻 埼 桂 治	(川崎重工業)
	平 田 荣	(三井造船)	矢 野 昭 利	(三井造船)
	米 田 正 春	(住友重機械工業)		

#### 騒音予測分科会ワーキンググループ3

リーダー	入 江 良 彦	(三菱重工業)		
メンバー	小 黒 英 男	(船舶技術研究所)	修 理 英 幸	(日立造船)
	三 橋 邦 宏	(三井造船)	横 倉 雄 太 郎	(石川島播磨重工業)

# 船内騒音に関する調査研究

## 目 次

まえがき	1
1. 実船総合実験	2
1.1 概要	2
1.2 供試船仕様	2
1.3 騒音対策実施項目と仕様	6
1.3.1 騒音対策実施項目	6
1.3.2 騒音対策仕様	6
1.4 実船実験計測	14
1.4.1 計測方針	14
1.4.2 陸上単体試験結果（速報）	16
1.4.3 船上単体試験結果（速報）	21
1.4.4 総合実船試験結果（速報）	28
1.4.5 計測結果の考察	31
1.4.6 総合効果	32
1.5 むすび	33
2. 騒音予測法の研究	35
2.1 居住区騒音予測の理論的研究	35
2.1.1 SEA法のスケールモデルへの適用	36
2.1.2 実船構造の計算モデル化	55
2.1.3 伝達損失の簡略計算法	70
2.1.4 内部損失率の整理	81
2.1.5 2次回体音の予測	83
2.1.6 総合音予測の理論解析	100
2.2 類似船による居住区騒音予測の研究	104
2.2.1 予測法選定までの経緯	104
2.2.2 予測法の種類と実施要領	105
2.3 類似船による機関室内騒音予測の研究	134
2.3.1 機関室内空気音予測の概要	134
2.3.2 機関室内空気音予測方法の検討	139
2.3.3 オクターブ・バンド・スペクトル予測方法の検討	171
2.3.4 制御室・工作室内の騒音予測方法の検討	179
2.3.5 あとがき	188
2.4 実験船への予測法の適用	189
2.4.1 未対策船の居住区騒音レベルの予測とその結果	189

2.4.2 機関室への予測法の適用	214
3. 昭和53年度 SR 156部会活動計画	219
3.1 組織構成	219
3.2 機能と活動	219
4. 船内騒音に関する研究の今後の問題点	220
4.1 性能上の問題	220
4.1.1 浮構造	220
4.1.2 主機及び過給機	220
4.2 対策及び保守上の問題	220
4.3 経済性と効果	220
4.4 音源寄与度の分離	221
4.5 居住区騒音予測の理論的研究	221
4.5.1 実船の固体音推定法	221
4.5.2 2次固体音の予測法	221
4.6 類似船による居住区騒音予測法	221
あとがき	222
付録 計測方法	223
I 概要	223
II 空気音計測方策	223
III 音響域振動計測方案	232

## まえがき

本研究部会は最近における船内の騒音問題に対処するため、去る昭和50年度より（実質49年度より）スタートされたものであるが、過去2回にわたる中間報告書に統いて本報告書は第3回目の中間報告書である。

本研究部会は、船内の騒音に影響をおよぼすと考えられる諸種の因子について実験的、理論的な検討を行い、船内騒音の実態とその性状を明らかにすると共に、これらの研究成果を基にして、設計初期に新造船の騒音レベルを予測できるような方法を見出し、騒音の少い船を計画できるようにすることを目的として発足された。

研究の実態とその成果は昭和50年度、昭和51年度それぞれの報告書に於て詳細に報告されているが、上記の目的に沿って着々と成果を納めており、昭和52年度においてはこれらの集大成を行うこととなり、以下に述べる如く、

- (1) 総合対策確認実船実験
- (2) 騒音予測法の研究
- (3) 騒音対策マニュアルの作成

が研究の3本柱とされた。

このため、当研究部会は前年度までの調査分科会、船体分科会、機関分科会、総合対策分科会の各分科会を発展的に解散させ、それらの横つなぎを計って新たに実船実験分科会、騒音予測分科会、騒音対策マニュアル分科会の3分科会を設けて研究した。この内実船実験は当年度内に計測を終えることはできたが、本船の建造スケジュールの関係でデータの解析を完了するまでの時間的な余裕がなかったので、解析作業は次年度にもちこさざるを得なくなった。又それについて、騒音の予測法についてもこの実船実験の結果を折込んだ予測法の最終的とりまとめを行う予定である。

一方騒音対策マニュアルは前記の予測法を除いて、現時点までの研究成果を集約して作成されたが、これは設計者の使用に便なるように故て本報告書とは切離し、別冊にとりまとめた。

# 1. 実船総合実験

## 1.1 概要

昭和49年度から51年度までの3年間の研究成果をふまえて、その最終確認として、実船での総合実験が昭和52年度に実施された。今回、山下新日本汽船㈱殿の御厚意により同型船2隻に対して、対策及び未対策を比較検討し、効果の確認実験を行ったものである。対策船の船名は「君重丸」、未対策船の船名は「若重丸」である。騒音対策項目は全部で12箇所にわたる。本船は中型貨物船であり居住区は船尾配置取巻き形、6層である。主機は2サイクル、5シリンダの8,250馬力を有する低速ディーゼル機関である。

本年度は実船実験分科会が新たに発足し、昨年度の総合対策分科会の立案計画した内容を実施してきた。この1年間の実船実験分科会の行動日程は次の通りであった。

第1回	52年4月28日	分科会発足 本年度作業方針を決定 計測方案の立案
第2回	7月25日	計測方案の審議 騒音対策工事の内容検討
第3回	9月16日	計測方案の決定 供試船の工事進捗状況報告 解析方針の立案
第4回	11月21日	対策船の工事状況の確認 総合実船実験計測結果（未対策船の部）の報告
第5回	53年1月17日	総合実船実験計測結果の概略報告 52年度報告書案の最終審議

なお本研究は来年度に引きつがれ最終取りまとめされる予定である。

## 1.2 供試船仕様

供試船仕様を表1.2.1に示す。

また供試船の全体図を図1.2.1に示す。

各騒音対策項目の概略配置図を図1.2.2、図1.2.3に示す。

表 1.2.1 供試船仕様

PRINCIPAL PARTICULARS		COMPLEMENT					
LENGTH ( O A )	ABT 158 m 0 ( ABT 518'-4 1/2" )	DEPARTMENT		DECK		ENGINE	BUSINESS
LENGTH ( B P )	148.00 ( " 485'-6 3/4" )	CAPT. CLASS	CAPTAIN	1	CHIEF ENG.	1	
BREADTH ( MLD )	23.00 ( " 75'-5 1/2" )	SEN. OFF.	CHIEF OFF.	1	1ST ENG.	1	CHIEF RADIO OFF.
DEPTH ( MLD )	13.00 ( " 42'-7 3/4" )	OFFICER CLASS					PURSER
DRAUGHT ( MLD ) ( DESIGN )	9.15 ( " 30'-1 1/4" )	JUN. OFF. CLASS					DOCTOR
DRAUGHT ( MLD ) ( SCANT )	9.63 ( " 31'-7 1/8" )	JUN. OFF. CLASS	2ND OFF.	1	2ND ENG.	1	2ND RADIO OFF.
* DEADWEIGHT ( AT d = 9.15 )	ABT 16,650 t	3RD OFF. CLASS	3RD OFF.	1	3RD ENG.	1	
* DEADWEIGHT ( AT d = 9.63 )	" 18,080 t			4		4	4
* GROSS TONNAGE	12,900 T	PETT.OFF. CLASS	BOSUN	1	No.1 OILER	1	CHIEF STEW.
* (は計測値を示す。)		CREW CLASS	AB SEAMAN	5	OILER	3	COOK
MAIN ENGINE:~ MITSUBISHI SULZER 5 RND 68 1 SET		SAILOR	FIRE MAN	1	BOY	2	
MR	8,250 ps × 150 rpm			10		5	5
GENERATOR ENGINE:	DAIHATSU 6 PSHT-26 D	TOTAL NO. OF OFFICER		12 p			
640 ps × 720 rpm × 3 SETS		TOTAL NO. OF CREW		20 p			
SPEED (SERVICE) AT d = 9.15 ABT 15.5 kn		STATE ROOM (1-RM)		2 p			
CLASS	NK MO	OFFICER'S SPARE ( 2-RM )		2 p			
GRAND TOTAL		CREW'S SPARE ( 2-RM )		2 p			
38 PERSONS							

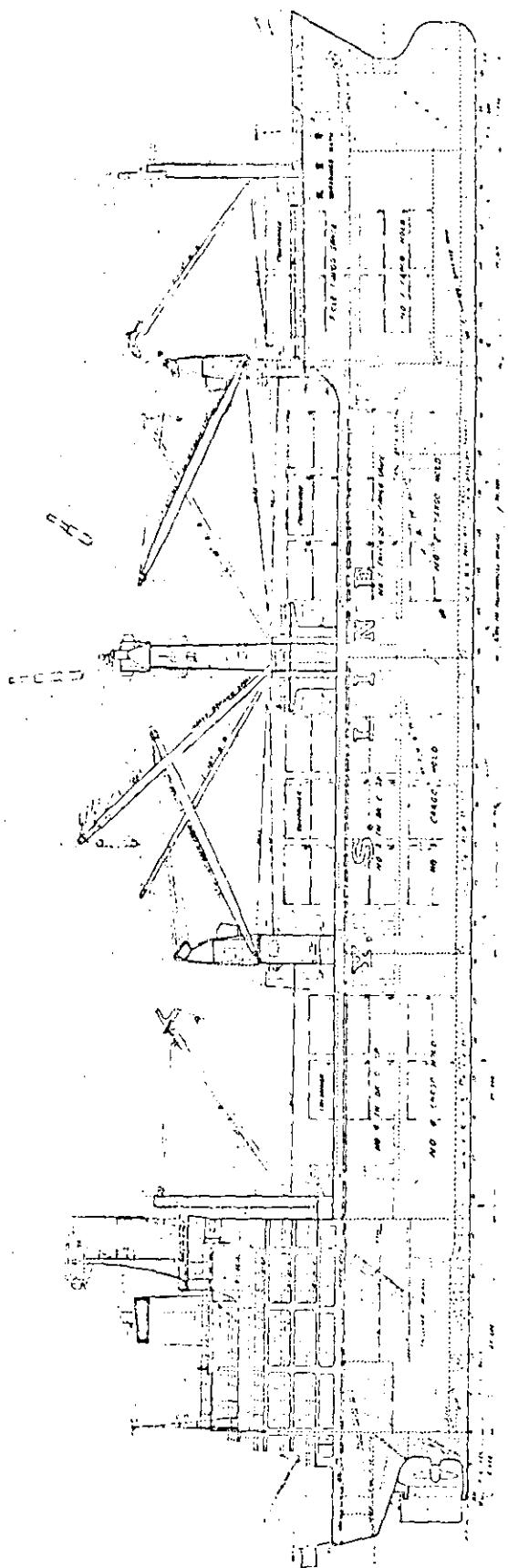


図 1.2.1 供試船全体図

- 4 -

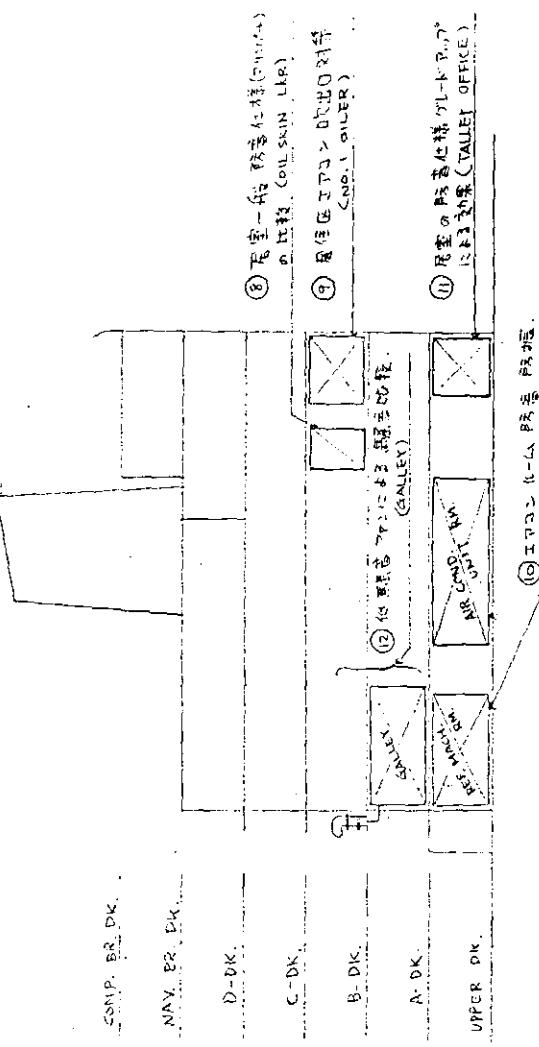
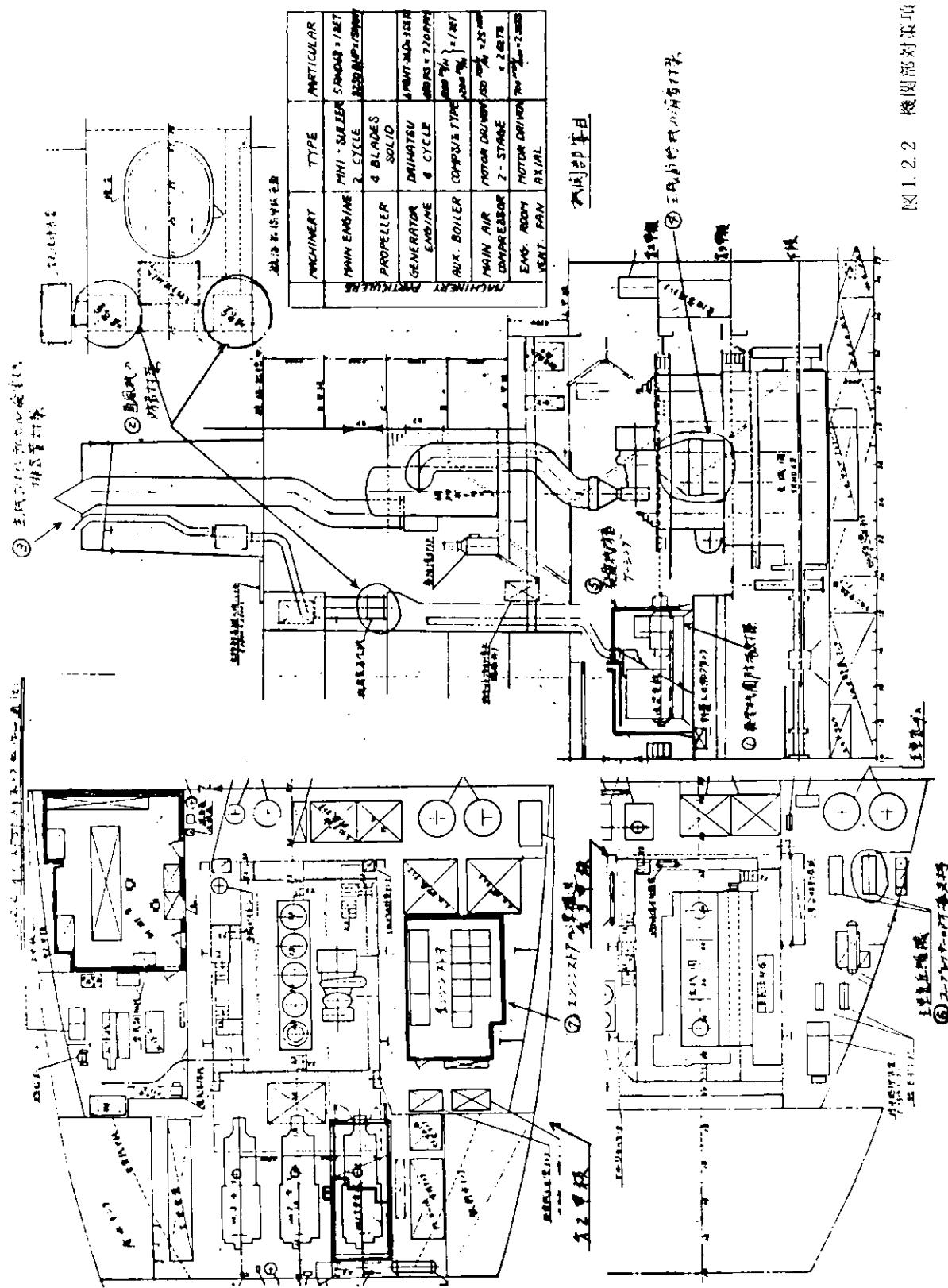


図 1.2.3 船体部対策項目配置図

图 1.2.2 桨毂部对称项目配图



### 1.3 騒音対策実施項目と仕様

#### 1.3.1 騒音対策実施項目

実施項目は下記に示す12項目である。

- (1) ディーゼル発電機防振対策
- (2) 機関室通風機防音対策
- (3) 主機及びディーゼル発電機排気管対策
- (4) 主機過給機ダクトの消音対策
- (5) 発電機用防音ケーシングの効果
- (6) 機関室用主エアコンプレッサの防振支持
- (7) エンジンストアの浮構造
- (8) 居室一般防音仕様（マリンパート）の比較
- (9) 居住区エアコンの吹出口対策
- (10) エアコンルーム防音、エアコンコンプレッサ防振対策
- (11) 居室の防音仕様グレードアップによる効果
- (12) ギャレー用低騒音ファンによる騒音比較

#### 1.3.2 騒音対策仕様

未対策船、対策船の騒音対策仕様を表1.3.1～表1.3.12に比較の形で示す。<sup>(注)</sup>

表1.3.1 ディーゼル発電機防振対策

	未対策船	対策船
仕様	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 3台共防振対策せず。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 3台中1台に対策を施す（No.1）。</li> <li>○ 防振ゴムは30°傾斜支持型とする。</li> <li>○ 管取り合い箇所にはフレキシブルチューブを使用し、振動伝達を防ぐ。</li> <li>○ 電路取合いには、ループを設け振動伝達、機器破損を防ぐ。</li> </ul>
概略図		

<sup>(注)</sup> 騒音対策に使用したグラスウールは特記のものを除き比重重量は16kg/m<sup>3</sup>である。

表 1.3.1 (つづき)

備考	○ ゴム仕様		
	・ 動的圧縮バネ定数 ・ 動的剪断バネ定数 ・ 耐荷重	2940 kg/cm 480 kg/cm 9000 kg/cm	} × 14ヶ (7ヶ×2列)
(注) 本章で述べるバネ定数は静的バネ定数に動倍率(1.25)を乗じたものである。			
		上下方向	長軸方向回転
	固有振動数	7.24 Hz	2.0 Hz
	伝達率	0.59	0.029
	(ディーゼル発電機回転数 720 rpm に対して)		
	○ ディーゼル発電機仕様		
	形式: ダイハツ 6 PSHT-26D × 3 sets		
	容量: 640 PS(450 kW) × 720 rpm		
	重量: 15700 kg (架台を含む支持重量)		

表 1.3.2 機関室通風機防音対策

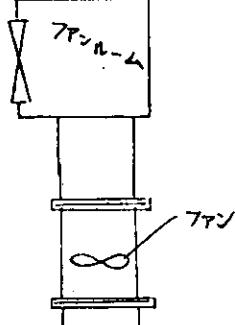
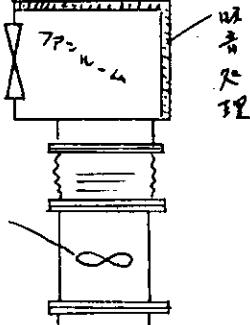
	未対策船	対策船						
仕様	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 通常型ファン 2台</li> <li>○ ファンルーム装備 (吸音処理なし)</li> <li>○ ファンルーム用ルーバ装備</li> <li>○ 吸気サイレンサなし</li> <li>○ 防振支持なし</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 低騒音型ファン 2台</li> <li>○ ファンルーム装備 (吸音処理あり, 50<sup>t</sup> GW+グラスクロス)</li> <li>○ 同左</li> <li>○ 同左</li> <li>○ 防振支持あり。 (取合い部キャンバス継手)</li> </ul>						
概略図								
備考	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 低騒音ファンは低容量型としてはメーカーでは初号機であった。</li> <li>○ 低騒音化は 1200 rpm を 900 rpm に回転数を落とすこと、ブレード形状を変更することによりなされたものである。</li> </ul> <p>通風機要目 (メーカー……西芝電機)</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">未対策船</td> <td style="width: 50%;">対策船</td> </tr> <tr> <td>700 m³/min × 40 mm Aq (FP-B100C) × 1台</td> <td>700 m³/min × 40 mm Aq (LFP-B120B) × 1台</td> </tr> <tr> <td>700 m³/min × 30 mm Aq (FP-B100F) × 1台</td> <td>700 m³/min × 30 mm Aq (LFP-B120A) × 1台</td> </tr> </table>	未対策船	対策船	700 m³/min × 40 mm Aq (FP-B100C) × 1台	700 m³/min × 40 mm Aq (LFP-B120B) × 1台	700 m³/min × 30 mm Aq (FP-B100F) × 1台	700 m³/min × 30 mm Aq (LFP-B120A) × 1台	
未対策船	対策船							
700 m³/min × 40 mm Aq (FP-B100C) × 1台	700 m³/min × 40 mm Aq (LFP-B120B) × 1台							
700 m³/min × 30 mm Aq (FP-B100F) × 1台	700 m³/min × 30 mm Aq (LFP-B120A) × 1台							

表 1.3.3 主機及びディーゼル発電機排気管対策

	未 対 策 船	対 策 船
仕 様	<ul style="list-style-type: none"> <li>吹出口は垂直のまま。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>主機排気管は <math>30^{\circ}</math>、ディーゼル排気管は <math>45^{\circ}</math> 船尾方向に傾ける。</li> </ul>
概略図		
備 考		

表 1.3.4 主機過給機ダクトの消音対策

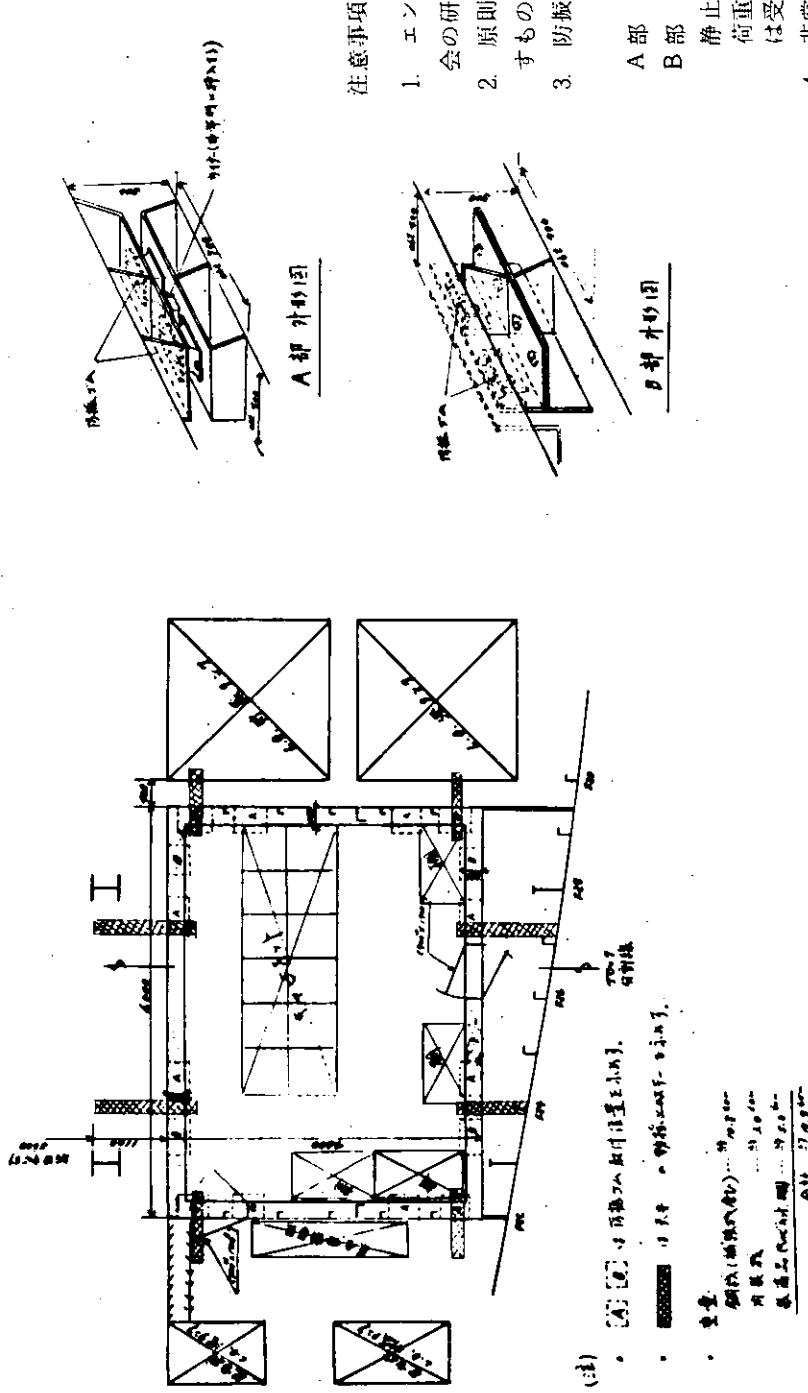
	未 対 策 船	対 策 船
仕 様	エアクラ入口側給気ダクトに 50t グラスウールを施工。	エアクラ入口側給気ダクトに 75t グラスウールを施工。且つエアクラ出口側ダクトにも吸音処理。
概略図		
備 考	過給機（MET 710）は両船共低騒音型を使用している。	

表 1.3.5 発電機用防音ケーシングの効果

	未 対 策 船	対 策 船												
仕 様	<ul style="list-style-type: none"> <li>通常通り防音ケーシング</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>ディーゼル発電機に防音ケーシングをかぶせる。</li> <li>空気吸入口には過給機用、ケーシング内冷房用に船内ダクトより給気。排気は吸音材を貼った排気気口を設け機関室内に排気。</li> <li>ケーシング下部の管貫通部はバカ穴とし、開口部にはアスベストフトンをまく。</li> </ul>												
概略図														
備 考	<ul style="list-style-type: none"> <li>ディーゼル発電機仕様については表 1.3.1 参照。</li> <li>防音ケーシングは下記パネル（小糸工業）を組立てたものである。</li> <li>パネルは           <table border="0"> <tr> <td>寸法</td> <td>…</td> <td>2000 × 500 × 100 mm</td> </tr> <tr> <td>面密度</td> <td>…</td> <td>27 kg/m<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>吸音率</td> <td>…</td> <td>0.996 (at 1000 Hz)    0.993 (at 500 Hz)</td> </tr> <tr> <td>透過損失</td> <td>…</td> <td>41 dB (at 1000 Hz)    37 dB (at 1000 Hz)</td> </tr> </table>           ロックウールを鉄板に貼付し、穴明鋼板でおさえたものである。         </li> </ul>		寸法	…	2000 × 500 × 100 mm	面密度	…	27 kg/m <sup>2</sup>	吸音率	…	0.996 (at 1000 Hz)    0.993 (at 500 Hz)	透過損失	…	41 dB (at 1000 Hz)    37 dB (at 1000 Hz)
寸法	…	2000 × 500 × 100 mm												
面密度	…	27 kg/m <sup>2</sup>												
吸音率	…	0.996 (at 1000 Hz)    0.993 (at 500 Hz)												
透過損失	…	41 dB (at 1000 Hz)    37 dB (at 1000 Hz)												

表 1.3.6 機関室用主エア・コンプレッサの防振支持

	未 対 策 船	対 策 船											
仕 様	<ul style="list-style-type: none"> <li>通常通り防振ゴム非施工。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>防振ゴムを使用。</li> <li>冷却水管、空気管にはフレキシブル継手を使用。</li> <li>電線はループ形状とする。</li> </ul>											
概略図													
備 考	<ul style="list-style-type: none"> <li>起振力が大きい為、防振ゴムの配置、選定に困難があった。</li> <li>防振ゴム仕様           <table border="0"> <tr> <td>①ゴム</td> <td>②ゴム</td> <td>各</td> </tr> <tr> <td>動的圧縮パネ定数</td> <td>23170</td> <td>35210</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>kg/cm</td> <td colspan="3"></td> </tr> </table> </li> <li>タイプ……ラブロック90(ウェスターントレーディング)</li> <li>エア コンプレッサ仕様           <ul style="list-style-type: none"> <li>形式：单氣筒、モータ駆動直結</li> <li>要目：150m<sup>3</sup>/h × 25kg/cm<sup>2</sup> × 870rpm</li> <li>重量：1250 kg (架台を含む支持重量)</li> </ul> </li> </ul>		①ゴム	②ゴム	各	動的圧縮パネ定数	23170	35210	8	kg/cm			
①ゴム	②ゴム	各											
動的圧縮パネ定数	23170	35210	8										
kg/cm													



注意事項

1. エンジンストア浮構造は、SR 156 総合対策分科会の研究項目として実施するものである。
2. 原則として浮構造は本船引渡し後もそのまま残すものとする。
3. 防振ゴムの特性値は下記の通りである。  
ばね定数 許容荷重 個数  
A 部  $66000 \text{ Kg/cm}$   $15000 \text{ Kg}$  計 16ヶ  
B 部  $91000 \text{ Kg/cm}$   $11000 \text{ Kg}$  計 16ヶ  
静止状態においては A 部の防振ゴムのみ普通荷重を受け、B 部の防振ゴムにはなんら荷重は受けない。
4. 非常に A 部にライナーを挿入しボルトで締め付ける。この場合 B 部の防振ゴムは取りはずす。
5. 動搖止めステーを天井上に 8 ヶ所取りつける。
6. 防振ゴムは A 部、B 部交互に床下周囲に取り付ける。
7. 動搖止めステーは C 部外形図に示す如く、通常状態においては船殻と縁切れとなっている。

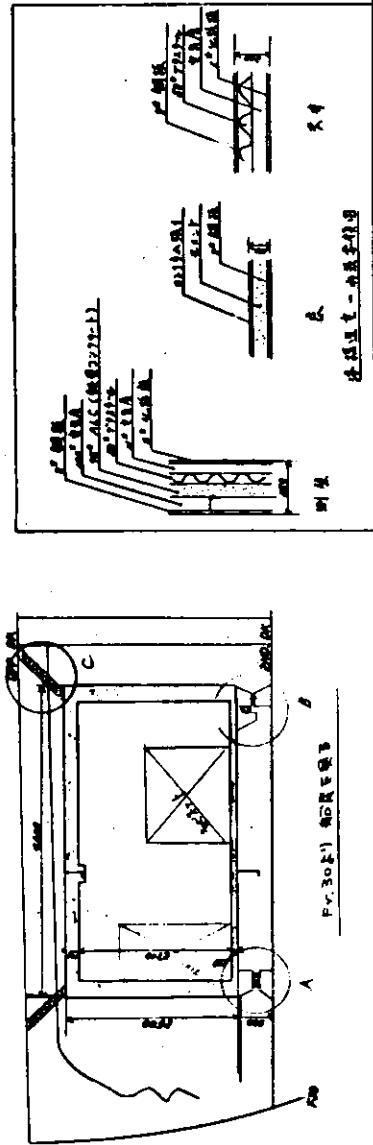


図 1.3.1 エンジンストア浮構造図

表 1.3.7 エンジンストアの浮構造

	未 対 策 船	対 策 船						
仕様	<ul style="list-style-type: none"> <li>通常通り UPPER DK., 2 ND DK. 間に金網でかこった部屋を作ったものである。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>浮構造、増遮音力壁採用。詳細については、図 1.3.1 による。</li> <li>二重ドアを採用。</li> </ul>						
概略図								
備考	<ul style="list-style-type: none"> <li>透過損失（計算値）           <table> <tr> <td>天井</td> <td>38dB (at 500Hz)</td> </tr> <tr> <td>側壁</td> <td>44dB (at " )</td> </tr> <tr> <td>床</td> <td>41dB ( " )</td> </tr> </table> </li> <li>エンジンストア上下方向振動 固有振動数……39.95 Hz, 伝達率 1.0661 伝達率が1以上なのは、可聴域の振動伝達遮断を目的とした為である。例えば63Hzでは、伝達率 0.67 となる。</li> </ul>	天井	38dB (at 500Hz)	側壁	44dB (at " )	床	41dB ( " )	
天井	38dB (at 500Hz)							
側壁	44dB (at " )							
床	41dB ( " )							

表 1.3.8 居室一般、防音仕様(マリンパート)比較

	未 対 策 船	対 策 船								
仕様	天井：鋼板ペイント 仕切壁：25t 合板 内張：なし。鋼板ペイント 暴露壁：50t ガラスウール 床：9t ラテックス コンポジション	天井：40t マリントーン 仕切壁：70t パネル 内張り：15t パネル 暴露壁：50t ガラスウール+15t パネル 床：9t ラテックス コンポジション 5t ゴム引きカーペット								
概略図										
備考	パネル特性 <table> <tr> <td>標準寸法</td> <td>2890 × 900 × 70 mm</td> </tr> <tr> <td>吸音率</td> <td>0.83 (at 1000 Hz)</td> </tr> <tr> <td>透過損失</td> <td>51 dB (at 1000 Hz)</td> </tr> </table>	標準寸法	2890 × 900 × 70 mm	吸音率	0.83 (at 1000 Hz)	透過損失	51 dB (at 1000 Hz)	<table> <tr> <td>0.82 (at 500 Hz)</td> </tr> <tr> <td>46 dB (at 500 Hz)</td> </tr> </table>	0.82 (at 500 Hz)	46 dB (at 500 Hz)
標準寸法	2890 × 900 × 70 mm									
吸音率	0.83 (at 1000 Hz)									
透過損失	51 dB (at 1000 Hz)									
0.82 (at 500 Hz)										
46 dB (at 500 Hz)										

表1.3.9 居住区エアコン吹出口対策

	未 対 策 船	対 策 船
仕 様	消音箱あり。 内面モルトプレン張り。 ( abt 10mm )	消音箱なし、の状態を作る。 ( 普通型ダクト )
概略図		
備 考	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 対象室は B DECK №1 OILER</li> </ul> <p>未対策船の方が現状の防音対策仕様となっていたので、対策船の方に普通型ダクトを仮設置し比較検討した。</p>	

表1.3.10 エアコンルーム防音、エアコンコンプレッサ防振対策

	未 対 策 船	対 策 船							
仕 様	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ ユニットルーム、コンプレッサー共に対策せず。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ エアコンユニット室に吸音処理。50tグラスウール表面グラスクロス。</li> <li>○ コンプレッサーに防振ゴムを敷く。防振ゴムはW型とする。</li> <li>○ 管取合は EXPANSION JOINT とする。</li> </ul>							
概略図									
備 考	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ コンプレッサー防振対策           <table border="0" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>防振ゴム仕様</td> <td>…… 静的圧縮バネ定数 320 kg/cm</td> </tr> <tr> <td>耐荷重</td> <td>195 kg</td> </tr> </table> <math display="block">\} \times 10^4</math> </li> <li>○ 上下方向固有振動数 …… 7.90 Hz, 伝達率 …… 0.134</li> <li>○ コンプレッサ仕様           <table border="0" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>5.5 kW × 17,500 kcal/h</td> </tr> <tr> <td>6 気筒 × 1300 rpm</td> </tr> <tr> <td>重量 …… 1590 kg (架台を含む支持重量)</td> </tr> </table> </li> </ul>	防振ゴム仕様	…… 静的圧縮バネ定数 320 kg/cm	耐荷重	195 kg	5.5 kW × 17,500 kcal/h	6 気筒 × 1300 rpm	重量 …… 1590 kg (架台を含む支持重量)	
防振ゴム仕様	…… 静的圧縮バネ定数 320 kg/cm								
耐荷重	195 kg								
5.5 kW × 17,500 kcal/h									
6 気筒 × 1300 rpm									
重量 …… 1590 kg (架台を含む支持重量)									

表 1.3.11 居室の防音仕様グレードアップによる効果

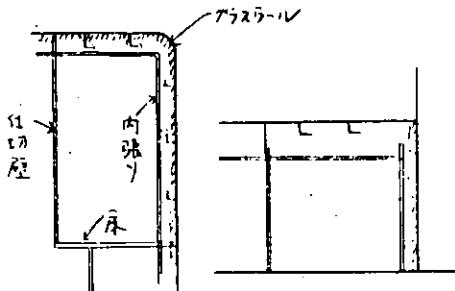
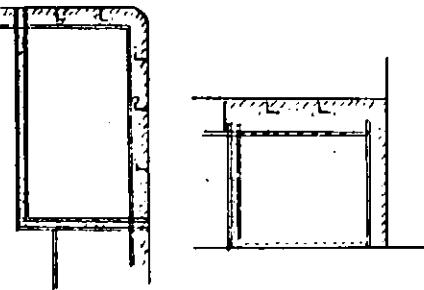
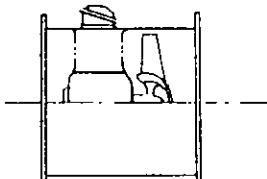
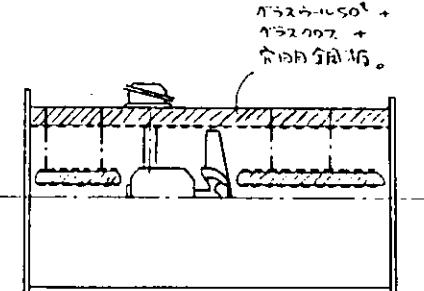
	未 対 策 船	対 策 船
仕 様	天井 : 6t 合板 仕切壁 : 25t 合板 内張り : 12t 合板, 50t グラスウール 床 : 9t ラテックス コンポジション	天井 : 6t アスベスト吸音板 50t 吸音材 (グラスウール) 仕切板 : 25t 合板 + 50t グラスウール + 12t 合板 内張り : 同上 床 : 9t ラテックス コンポジション 5t ゴムひきカーペット
概略図	 <p>UPPER DK. TALLEY. OFFICE.</p>	 <p>UPPER DK. TALLEY. OFFICE.</p>
備 考	未対策船内張りの 50t グラスウールは、空調区画に対する防熱の為である。	

表 1.3.12 ギャレー用低騒音ファンによる騒音比較

	未 対 策 船	対 策 船
仕 様	○ 通常軸流ファン	○ 低騒音型ファン
概略図		
備 考	回転数の低下により騒音低下を計らず、吸音筒にて低減化を計ったものである。 ファン要目 : $60 \text{ m}^3/\text{h} \times 40 \text{ mmAq}$ $1.5 \text{ kW} \times 1800 \text{ rpm}$	

## 1.4 実船実験計測

### 1.4.1 計測方針

計測は1.3にて述べた騒音対策の効果の確認、および解析のための基礎データを得ることを目的とする。

#### (1) 計測項目

計測は下記に示す運転時に空気音と音響振動の両方又は一方について行なう。

##### (a) 機器単体陸上運転時

- (i) ディーゼル発電機の防振、非防振支持につき音響域振動。
- (ii) 機関室用主エアコンプレッサ防振支持につき音響域振動。
- (iii) 機関室通風機およびギャレーファンの通常型、低騒音型につき空気音。

##### (b) 停泊中機器単体運転時

- (i) ディーゼル発電機の防振、非防振支持につき空気音、音響域振動。
- (ii) 機関室通風機対策、非対策につき空気音、音響域振動。
- (iii) ディーゼル発電機防音ケーシング付につき空気音、音響域振動。
- (iv) 機関室用主エアコンプレッサの防振、非防振支持につき空気音、音響域振動。
- (v) エアコン吹出口対策、非対策につき空気音。
- (vi) エアコンルーム防音、エアコンコンプレッサ防振の対策、非対策につき空気音、音響域振動。
- (vii) ギャレーファンの通常型および低騒音型につき空気音。

##### (c) 航走中総合運転時

##### (d) 残響時間法吸音力（受音側対策を施した部屋）

但し計測結果については53年度報告書にゆずることとする。

#### (2) 計測条件

##### (a) 機器単体陸上運転時

陸上試験はメーカの工場にてメーカの標準に従い行なわれる。

##### (b) 停泊中機器単体運転時

- (i) 停泊状態である。
- (ii) 計測は可能な限り暗騒音、暗振動の低い深夜に行なう。
- (iii) 各機器の運転状態は可能な限り船舶通常航海時の負荷に近づける。
- (iv) 居室、機関制御室、工作室等々については、室内に人の居ない状態を原則とし、各扉は閉とする。
- (v) バラスト状態で陸電のとれる状態である。

##### (c) 航走中総合運転時

- (i) 海上運転中バラスト状態、主機のNOR、運転状態で直進航行時に行なう。
- (ii) 各機器は正常に稼動している。
- (iii) 居室、機関制御室、工作室等々については、室内に人の居ない状態を原則とし各扉は閉とする。

#### (3) 計測方法

##### (a) 空気音計測

空気音計測は各計測箇所で計測値をよみとる方法とした。

##### (i) 計測器

騒音計 : B & K 2203

周波数分析器 : B & K 1613

## (ii) 周波数分析

騒音レベルは聴感補正回路のAおよびC特性、Linを使用したが、重要な点については周波数分析器を通して $1/1$ オクターブ分析される。

## (iii) 動特性

原則としてSlowを採用した。

## (iv) マイクロホンの位置、その他。

### (1) 居室内では部屋中央1.2～1.5m高さの1点。

機器の近くでは機器の大きさに従って適宜の距離をとって計測する。

### (2) 風速の影響のある所はマイクロホンにウインドスクリーンを用いる。

## (b) 音響域振動計測

音響域振動は全計測箇所でテープレコーダに収録し、オーバオール値については聴感補正回路のA特性Linを記録した。

## (i) 計測器

加速度ピックアップ：B&K 4336

騒音計：B&K 2203

テープレコーダ：NAGRA

## (ii) 特記事項

### (1) ピックアップ取付法

両面接着テープ(Scotch No.464)を用いる。

### (2) 基準レベル

振動加速度レベル  $A_0 = 10^{-5}$  m/sec<sup>2</sup>

## (c) 残響時間法吸音力計測

吸音力の計測の為、残響時間をテープレコーダに記録した。

## (i) 計測器

スピーカ、アンプ：ローランド SR-120

騒音計：B&K 2203

マイク：B&K 4145

フィルタ：B&K 1613

テープレコーダ：TAND BARG M-22

白色雑音発生器：NF WG-701

## (4) 計測箇所

対策効果を確認する為に空気音、音響域振動について次の箇所にて計測を行なった。

## (a) 空気音

### (i) 音源対策機器の機側

### (ii) 暴露部代表点

### (iii) 居住区代表点

### (iv) 居住区音源の近傍の部屋（音源のある部屋を含む）

### (v) 受音側対策を行なった部屋

### (vi) 機関室代表点

## (b) 音響域振動

(i) 機器および据付け甲板

(ii) 機関室

(iii) 居住区裸鋼板

(iv) 居住区居室内装部

(v) エンジンストア

上記箇所の具体的な計測点は、図 1.4.1、図 1.4.2 に示す。

#### 1.4.2 陸上単体試験結果（速報）

##### (1) 試験項目

下記項目について各メーカ工場にて陸上単体試験を行なった。

(a) ディーゼル発電機防振支持テスト

(b) 機関室通風機及びギャレーファン騒音テスト

(c) 機関室通風機及びギャレーファン騒音テスト

##### (2) 試験結果

(a) ディーゼル発電機防振支持テスト

(i) 計測日：昭和52年7月8日

(ii) 計測場所：ダイハツディーゼル守山工場

(iii) 計測装置：データレコーダー SONY DFR3530W

チャージアンプ B & K 社製 2626形

加速度ピックアップ B & K 社製 8301形

(iv) 計測箇所：図 1.4.3 に示す

(v) 機関負荷：100% 720rpm

(vi) 結果：表 1.4.1 及び図 1.4.4 に示す。

(b) 機関室用主エアコンプレッサ防振支持テスト

(i) 計測日：昭和52年6月8日

(ii) 計測場所：サクション工場

(iii) 計測装置：振動計 明石AVT-A(V-231)

データレコーダー RION VM-22 (PV-12A)

(iv) 計測箇所：図 1.4.5 に示す。

(v) 機関負荷：100% 900rpm

(vi) 結果：表 1.4.2 に示す。

(c) 機関室通風機及びギャレーファン騒音テスト

(i) 計測日：昭和52年7月22日 ○機関室通風機、汎用型及び低騒音型

○ギャレーファン汎用型

昭和52年8月19日 (ギャレーファン低騒音型)

(ii) 計測場所：西芝工場

(iii) 計測装置：騒音計 電子測器㈱ SLM-12

(iv) 計測箇所：図 1.4.6 に示す

(v) 結果：表 1.4.3 及び表 1.4.4 に示す。

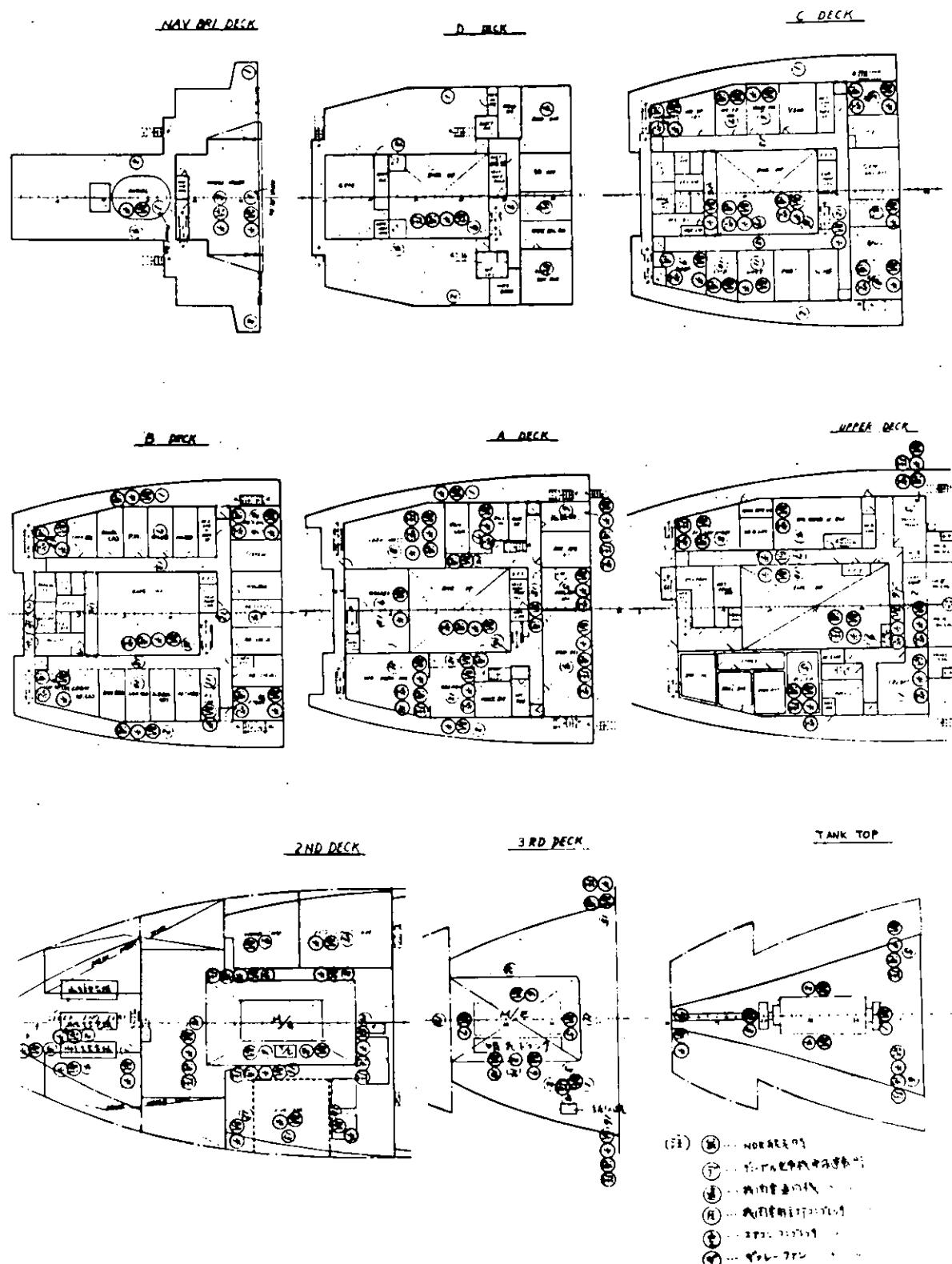


図 1.4.1 空気音計測箇所

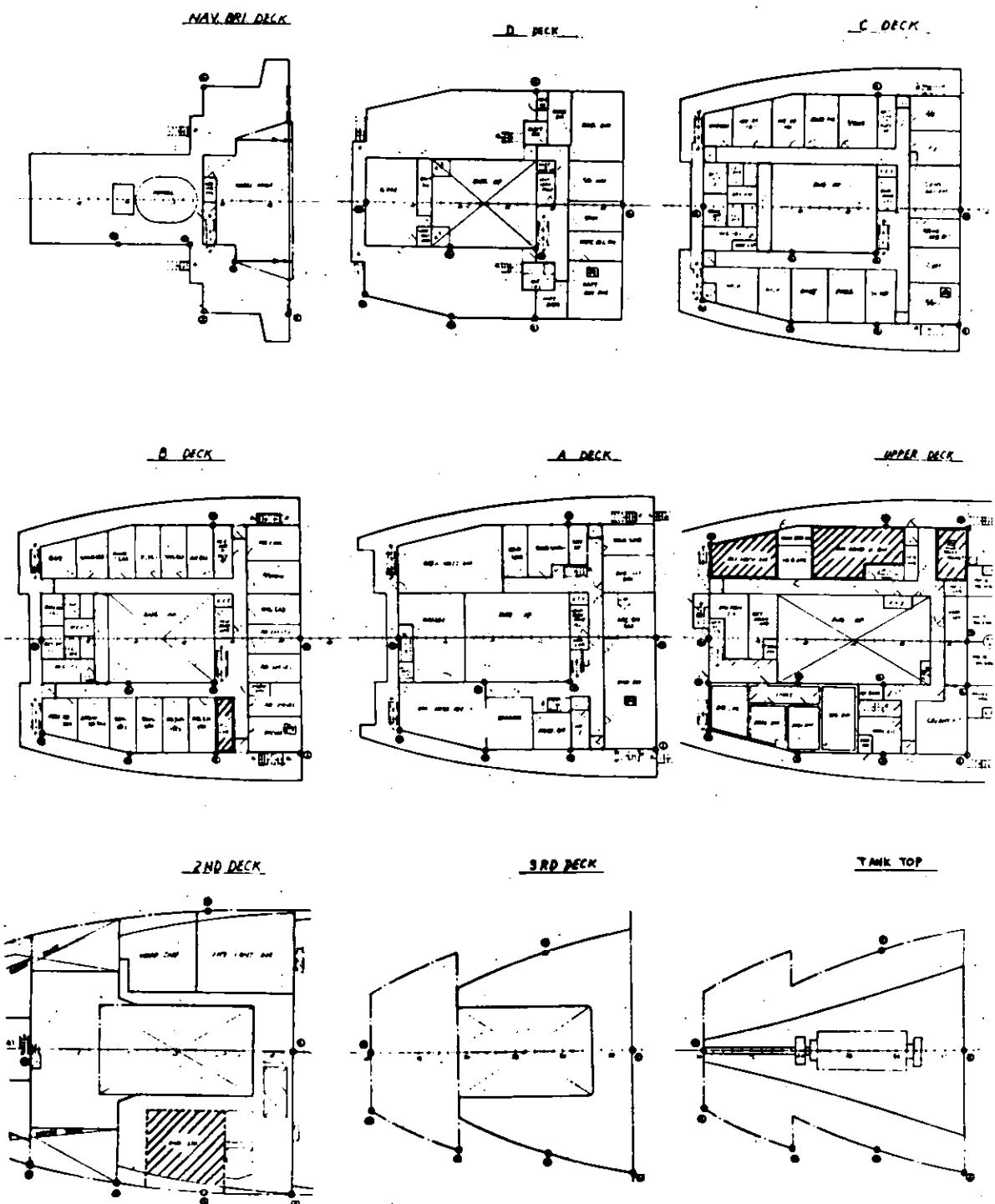


図 1.4.2 音響域振動計測箇所

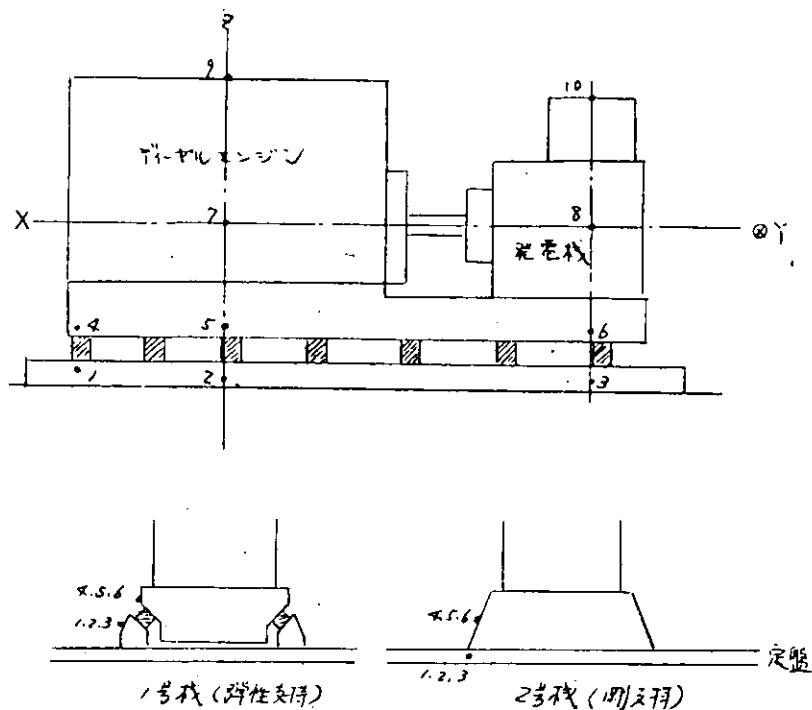


図 1.4.3 ディーゼル発電機振動計測箇所

表 1.4.1 ディーゼル発電機振動計測結果

	弾 性 支 持			剛 支 持		
	x 方向 (前後方向)	y 方向 (左右方向)	z 方向 (上下方向)	x 方向 (前後方向)	y 方向 (左右方向)	x 方向 (上下方向)
計測点 5	119	118	119	127	118	119
〃 2	98	99	105	107	110	103
伝達率 (%)	8.87	11.21	21.10	9.43	37.46	1672
計測点 6	115	112	112	113	117	111
〃 3	94	96	97	99	101	96
伝達率 (%)	8.39	15.87	1781	21.30	16.81	1780
計測点 4	123	120	126			
〃 1	96	98	102			
伝達率 (%)	4.47	7.48	5.98			

(注) 1. 上記値は振動加速度レベルのオーバオール値を示す。

但し伝達率はパーセント表示している。

2. 計測点 5 x 方向については共通台板のリブにて計測
3. 計測点 2, 5 についてはオクターブバンド分析値を図 1.4.4 に示す。
4. 振動計測時、発電機は 3 台同時に運転されていた。

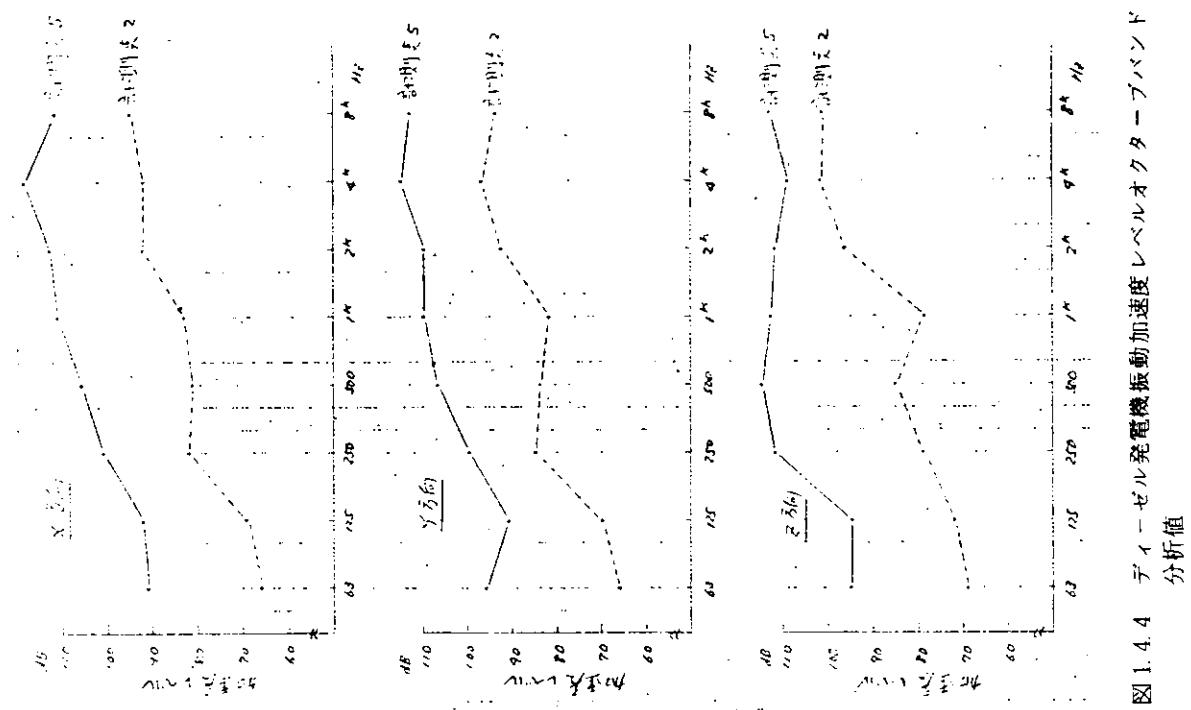


図 1.4.4 ディーゼル発電機振動加速度レベルオクターブバンド分析値

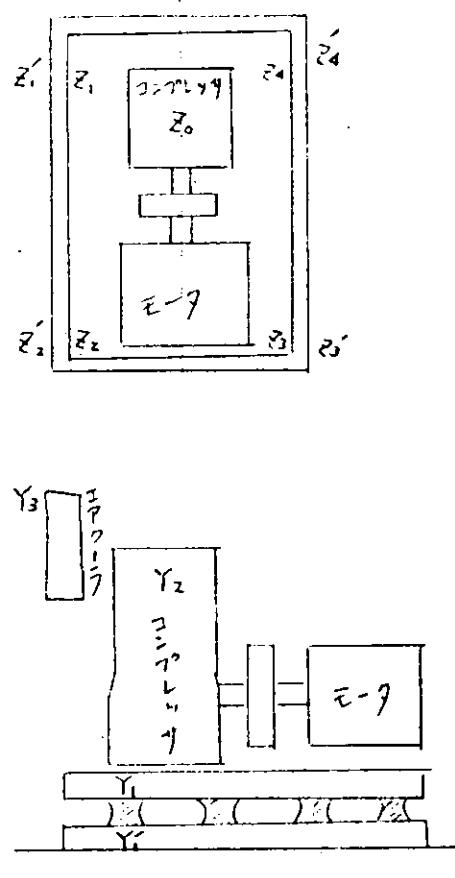


図 1.4.5 コンプレッサ振動計測箇所

表 1.4.2 コンプレッサ振動計測結果

(単位  $\mu$  両振巾)

状態 方向 計測点	締付トルク 60 -m			90 -m			120 -m		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Z <sub>0</sub>	1650		650	490		240	215		135
Z <sub>1</sub>	440	600	100	75	300	370	38	160	170
Z <sub>1'</sub>	45	60	150	19	65	90	12	48	60
Z <sub>2</sub>			55			55			34
Z <sub>2'</sub>			65			50			32
Z <sub>3</sub>			480			100			47
Z <sub>3'</sub>			60			45			41
Z <sub>4</sub>			520			215			170
Z <sub>4'</sub>			44			65			65
Y <sub>1</sub>		600			300			160	
Y <sub>1'</sub>		60			65			48	
Y <sub>2</sub>		2000			880			440	
Y <sub>3</sub>		1850			940			500	
X <sub>1</sub>	440			75			38		
X <sub>1'</sub>	45			19			12		
X <sub>2</sub>	1650			490			215		
X <sub>3</sub>	2350			620			280		

(注) 実船における据付の締付トルクは、90 Kg-m である。

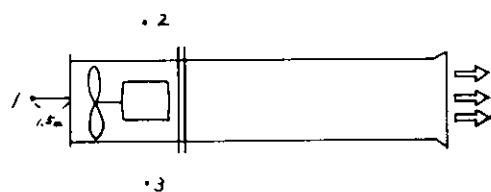


図 1.4.6 機関室通風機騒音計測結果

表 1.4.3 機関室通風機騒音計測結果

単位: dB(A)

計測点		1	2	3	暗騒音	備考
未対策船	右舷ファン	92.5	85.0	85.0	70.0	通常型
	左舷ファン	97.5	85.5	85.5	71.0	
対策船	右舷ファン	86.5	77.5	78.0	66.0	低騒音型
	左舷ファン	87.5	78.5	79.0	66.0	

表 1.4.4 ギャレーファン騒音計測結果

単位: dB(A)

計測点	1	2	3	暗騒音	備考
未対策船	73.0	68.3	68.3	55.0	通常型
対策船	65.5	61	-	52.0	低騒音型

## 1.4.3. 船上単体試験結果(速報)

## (1) 計測日時および場所

日時は表 1.4.5 に示す。

場所: 三菱重工神戸造船所製装岸壁

表 1. 4. 5

項目 計測日時	未対策船	対策船	備考
ディーゼル発電機	S.52. 10. 21	(1) 防振支持のみ S.52. 11. 11 (2) 防振支持+防音 ケーシング S.52. 11. 18	
機関室通風機	S.52. 10. 22	S.52. 11. 12, 19	
空気圧縮機	S.52. 10. 22 S.52. 11. 12*	S.52. 11. 12	*～ 対策船にて非防振コンプレッサ駆動し計測。
空調機	S.52. 10. 22	S.52. 11. 19* S.52. 12. 5*	*～ ユニット室内吸音材貼付後計測。
ギャレーファン	S.52. 11. 8	S.52. 11. 19	

なお、暗騒音計測は各計測前に行なった。

## (2) 計測結果

単体機器運転時の空気音計測結果を表 1. 4. 6～表 1. 4. 12に音響域振動計測結果を図 1. 4. 7に示す。

なお空気音に対してはオーバオール、dB(A)、音響域振動に対してはコーナ部のみの振動加速度レベルのオーバオールdB(A)で表示する。（総合実船計測の場合も同様である）

※1 コーナ部の値の方がパネル部の値にくらべより安定しているため。

※2 対策船、未対策船の差を比べる意味でオーバオール値を採用。

表 1.4.6 ディーゼル発電機単体運転時計測データ(空気音)

(数値はdB(A))

甲板名	計測点 船名	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	備考			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17				
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船	70 70 67	79 81 81																			
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船	68 67 69	69 72 71	70 71 71	70 72 53	52																
D DECK	未対策船 対策船	65 61 66	69 69 71	66 62 60	77 67 81	47 50 46	47 43 45	49 47 45	59 56 55	79 73 72												
C DECK	未対策船 対策船	62 58 64	68 66 65	50 47 48	50 49 47	47 44 47			58 54 55	61 54 56	63 54 57	64 54 58	70 60 65	67 59 63	78 73 70	82 79 77						
B DECK	未対策船 対策船	65 58 60	70 65 65	54 50 50	51 48 51	50 47 50		53 51 47	57 55 53	63 57 56	63 53 57	59 50 46	65 57 57	66 63 65	72 62 63	70 75 68	82 79 74					
A DECK	未対策船 対策船	68 61 61	73 67 67		62 56 59	63 60 62	60 56 57	70 60 52		71 62 62	68 57 58	68 60 62	67 60 58	68 63 62	78 77 69							
UPP. DECK	未対策船 対策船	72 68 71	71 73 73	64 62 57		62 63 55	76 74 67	83 76 65		91 90 74	93 93 76											
2ND FLOOR	未対策船 対策船	100 98 82	106 106 84	105 105 86	107 108 88			*64 77 62	91 89 74		88 88 73	91 94 76	91 93 80	89 65 75	91 90 76	93 93 79	96 95 76	91 90 76				
3RD FLOOR	未対策船 対策船													87 82 72	89 87 75	97 89 81	91 84 75	82 77 70	88 81 74			
LOWER FLOOR	未対策船 対策船							86 81 78	87 81 75	102 89 89												

注～○上段……未対策船 中段……対策船（防振支持のみ） 下段……対策船（防振支持+防音ケーリング）

○※1……制御室ガラス窓取付ていなかった。

表 1.4.7 機関室通風機単体運転時計測データ(空気音)

(数値はdB(A))

甲板名	計測時 船名	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	備考	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船																			
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船	60 57	63 58	65 66	68 64															
D DECK	未対策船 対策船	74 70	74 72	83 76	87 80	41 43	37 42	42 40	55 58	72 74										
C DECK	未対策船 対策船	65 66	61 63	40 41	— 41	42 47			55 62	51 52	50 59			61 69		59 64	72 75			
B DECK	未対策船 対策船	58 57	66 60	38 42		41 45			48 56	47 50		— 40					69 71			
A DECK	未対策船 対策船				— 39		46 46	— 50	59 57	— 59		55 56	— 51				70 72			
UPP. DECK	未対策船 対策船	— 47	— 47	45 39		43 45			80 79	70 72										
2ND FLOOR	未対策船 対策船															71 72	72 75	74 78	70 71	
3RD FLOOR	未対策船 対策船													66 66	70 71	71 72	68 68	63 65	67 64	
LOWER FLOOR	未対策船 対策船						64 65	64 64												

表1.4.8 空気圧縮機単体運転時計測データ（空気音）

(数値はdB(A))

甲板名	計測点 船名	備考																
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船																	
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船																	
D DECK	未対策船 対策船	59 —								— 56								
C DECK	未対策船 対策船														56 55			
B DECK	未対策船 対策船														56 59			
A DECK	未対策船 対策船			55 51		49 47	40 39	40 39			48 46				59 60			
UPP. FLOOR	未対策船 対策船		52 49		53 45			51 50	72 71									
2ND FLOOR	未対策船 対策船													76 77	72 71	68 69	73 73	
3RD FLOOR	未対策船 対策船	94 94	91 91	93 96	92 93						79 79	74 72	78 77	86 85	70 68	91 94		
LOWER FLOOR	未対策船 対策船					81 79	87 84											

表1.4.9 ギャレーファン単体運転時計測データ（空気音）

(数値はdB(A))

甲板名	計測時 船名	備考															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船																
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船																
D DECK	未対策船 対策船																
C DECK	未対策船 対策船																
B DECK	未対策船 対策船	*70 77															
A DECK	未対策船 対策船							45 39	*66 59	65 61	50 52						
UPP. DECK	未対策船 対策船																
2ND DECK	未対策船 対策船																
3RD FLOOR	未対策船 対策船																
LOWER FLOOR	未対策船 対策船																

注～ \*暗騒音はBDKの2点で57 dB(A), ADKの9点で45 dB(A)であった。

表 1.4.10 空調機単体運転時計測データ（空気音）

(数値は dB(A))

甲板名	計測点 船名	備考															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船																
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船																
D DECK	未対策船 対策船																
C DECK	未対策船 対策船		55 54		52 51			55 54	51 52								
B DECK	未対策船 対策船		46 49		53 51	52 63/ <sup>*</sup> 51		59 57	44 39								
A DECK	未対策船 対策船			63 58	55 57	64 61	- 71	78 79		55 53	54 46						
UPP. DECK	未対策船 対策船	61 55	59 56	60 60	86 82	52 46		95 94									
2ND FLOOR	未対策船 対策船																
3RD FLOOR	未対策船 対策船																
LOWER FLOOR	未対策船 対策船																

注～ \* : { 吹出口にサイレンサを付けない時 63 dB(A)  
                   吹出口にサイレンサを付けた時 51 dB(A)

表 1.4.11 暗騒音計測データ

(数値は dB(A))

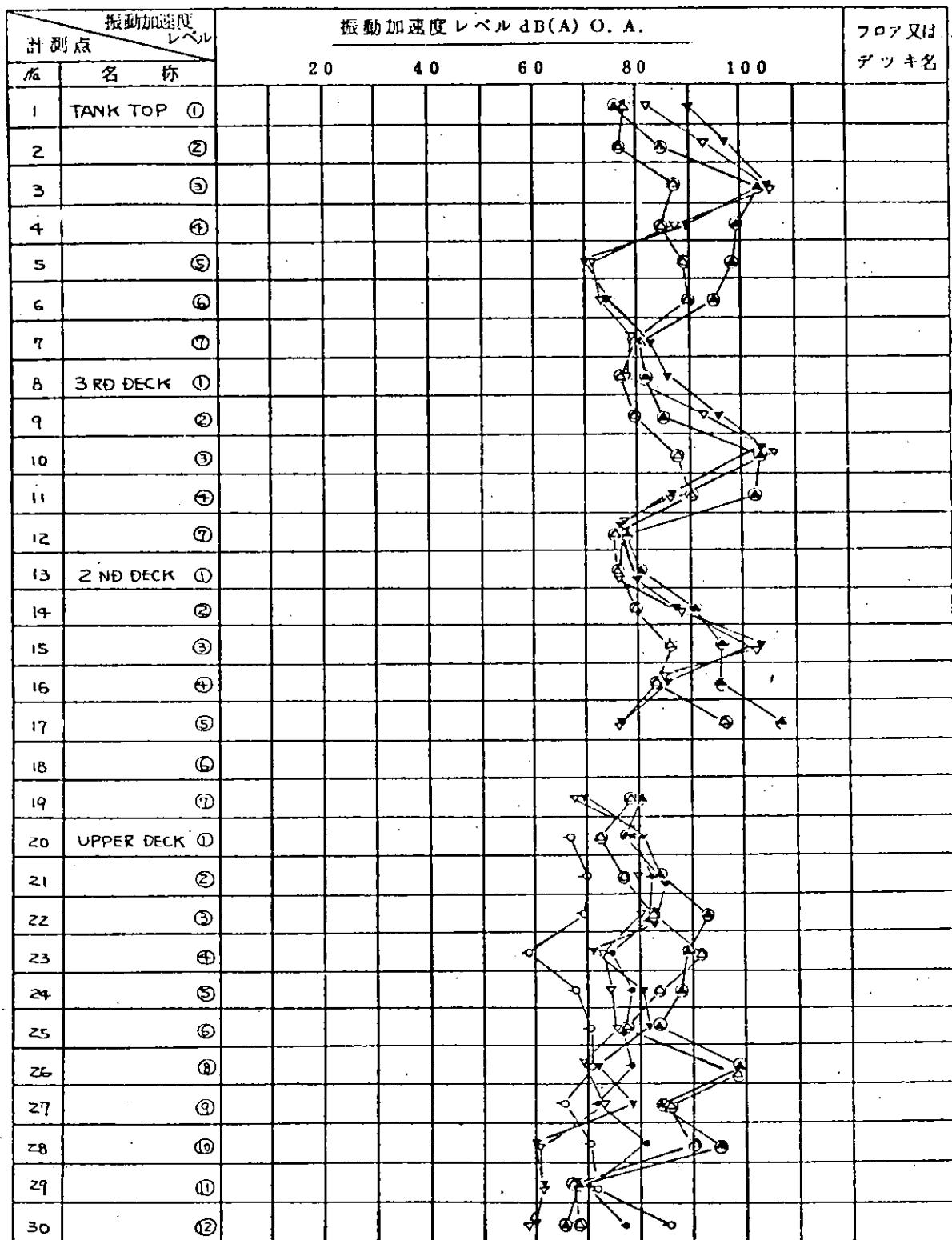
甲板名	計測点 船名	備考															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
COMP. BR. DECK (含 FUNNEL Top)	未対策船 対策船	66 57															
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船	62 54	61 53			41 35											
D DECK	未対策船 対策船		62 54	60 58		33 29			42 37	47 45							
C DECK	未対策船 対策船	65 55	60 27										38 36		42 40		
B DECK	未対策船 対策船		36 55	26											44 40		
A DECK	未対策船 対策船														42 39		
UPP. DECK	未対策船 対策船							46 47									
2ND FLOOR	未対策船 対策船												51 45		49 45		
3RD FLOOR	未対策船 対策船					58 53											
LOWER FLOOR	未対策船 対策船	57 45		57 53													

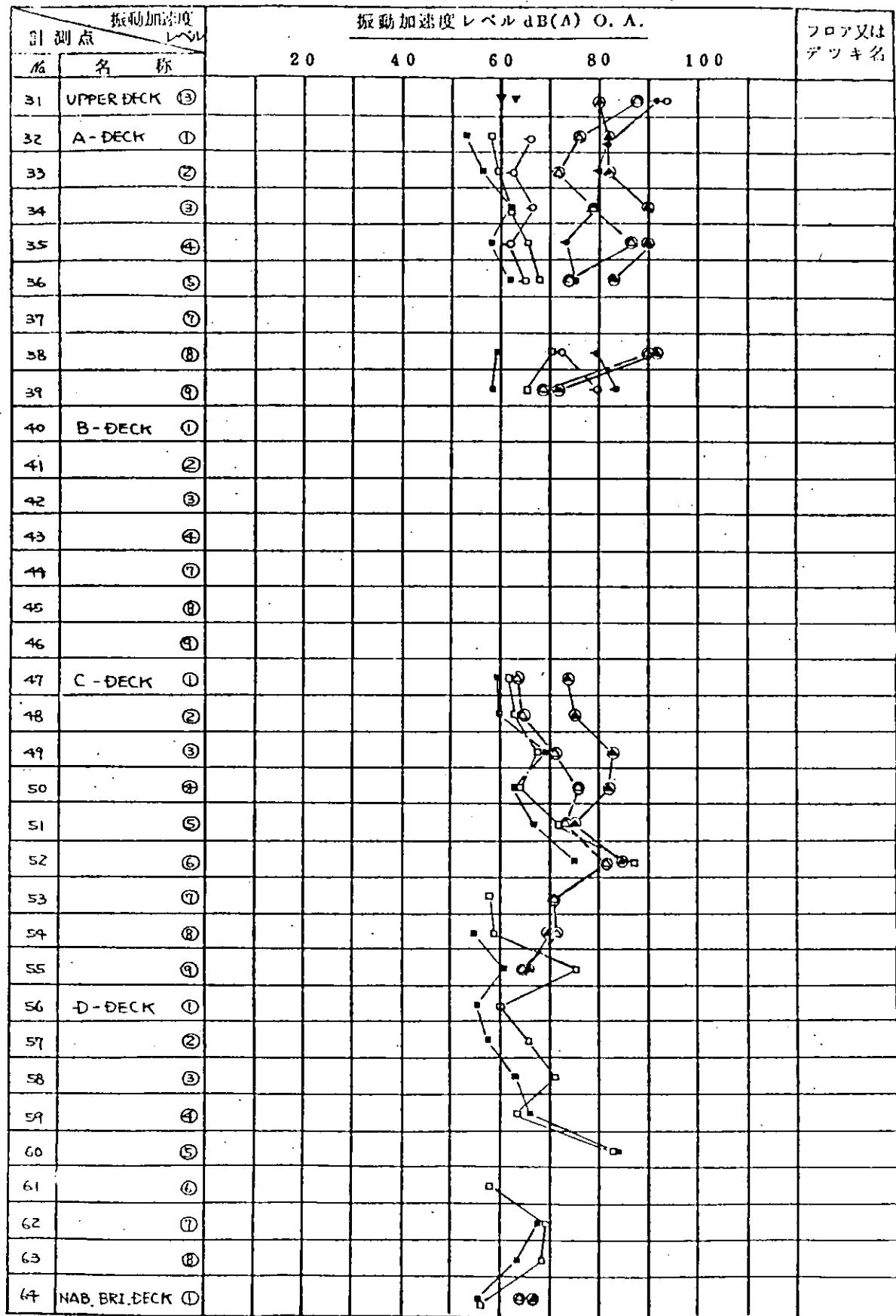
図 1. 4. 7

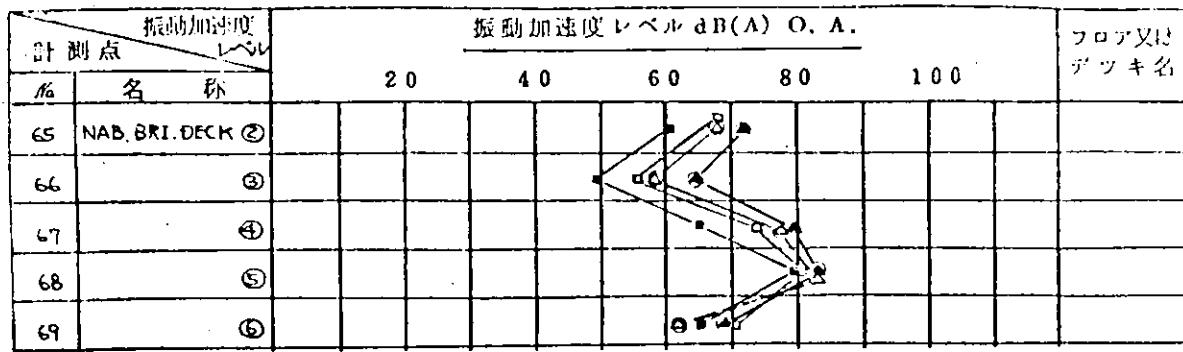
## 振動加速度レベル計測結果

単体機器運転時

—●— 未対策 } D/G      —◆— 未対策 } エアコン  
 —○— 対策 } D/G      —○— 対策 } エアコン  
 —■— 未対策 } D/F      —▼— 未対策 } コンプレッサ  
 —□— 対策 } D/F      —▽— 対策 } コンプレッサ







#### 1.4.4 総合実船試験結果(速報)

##### (1) 計測日時および場所

日時は表 1.4.12 に示す。

場所：四国沖

表 1.4.12

項目	計測日時	未 対 策 船	対 策 船	備 考
総 合 計 測	S.52.11.2		S.52.12.1 ~12.2	天候、風力 11/2 : SLIGHT W.N.W. 3~6 m/s 12/1~2 : PARTIALLY CLOUD N.N.W. 4~5 m/s

計測は NOR. 航走時 M 0 運転中に行なわれた。

##### (2) 計測結果

航走時の計測結果を表 1.4.13 に、音響域振動の計測結果を図 1.4.8 に示す。

表 1.4.13 NOR. 航走運転時計測データ(空気音)

(数値は dBA)

甲 板 名	計測点 船名	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	2'	備考
COMP.BR. DECK (含 FUNNEL TOP)	未対策船 対策船	82 74	93 88																	
NAV. BR. DECK	未対策船 対策船	74 71	77 72	74 73	74 74	65 63														
D DECK	未対策船 対策船	75 78	79 77	83 80	87 84	56 56	67 51	60 54	72 64	87 81										
C DECK	未対策船 対策船	72 71	72 71	59 55	59 53	59 53	61 59	60 60	62 58	61 56	61 60	62 57	72 64	70 68	71 67	70 70	89 80	91 87		
B DECK	未対策船 対策船	69 69	70 69	59 54	58 53	63 54	61 53	60 57	63 58	62 57	63 57	62 56	75 67	71 66	73 71	71 68	92 81	93 85	72 79	
A DECK	未対策船 対策船	73 69	71 68		64 60	69 61	64 64	70 65	82 74	74 69	75 69	72 64	66 62	74 70	74 69	73 70	92 82			
UPP. DECK	未対策船 対策船	78 75	72 62	65 81	86 67	81 74	78 74	85 93	95 96	100 97	100 97									
2 ND FLOOR	未対策船 対策船	102 94	106 90	106 90	108 91	102 102	99 96	72 71	97 97	77 76	93 90	96 95	95 91	*92 *64	97 96	99 95	98 93	101 98		
3 RD FLOOR	未対策船 対策船					98 96	97 97	103 102	101 98	100 99	99 101	97 95	98 96	102 100	98 97	90 91	93 91			
LOWER FLOOR	未対策船 対策船	100 99	98 98	103 101	100 99	96 95	97 95	103 99												

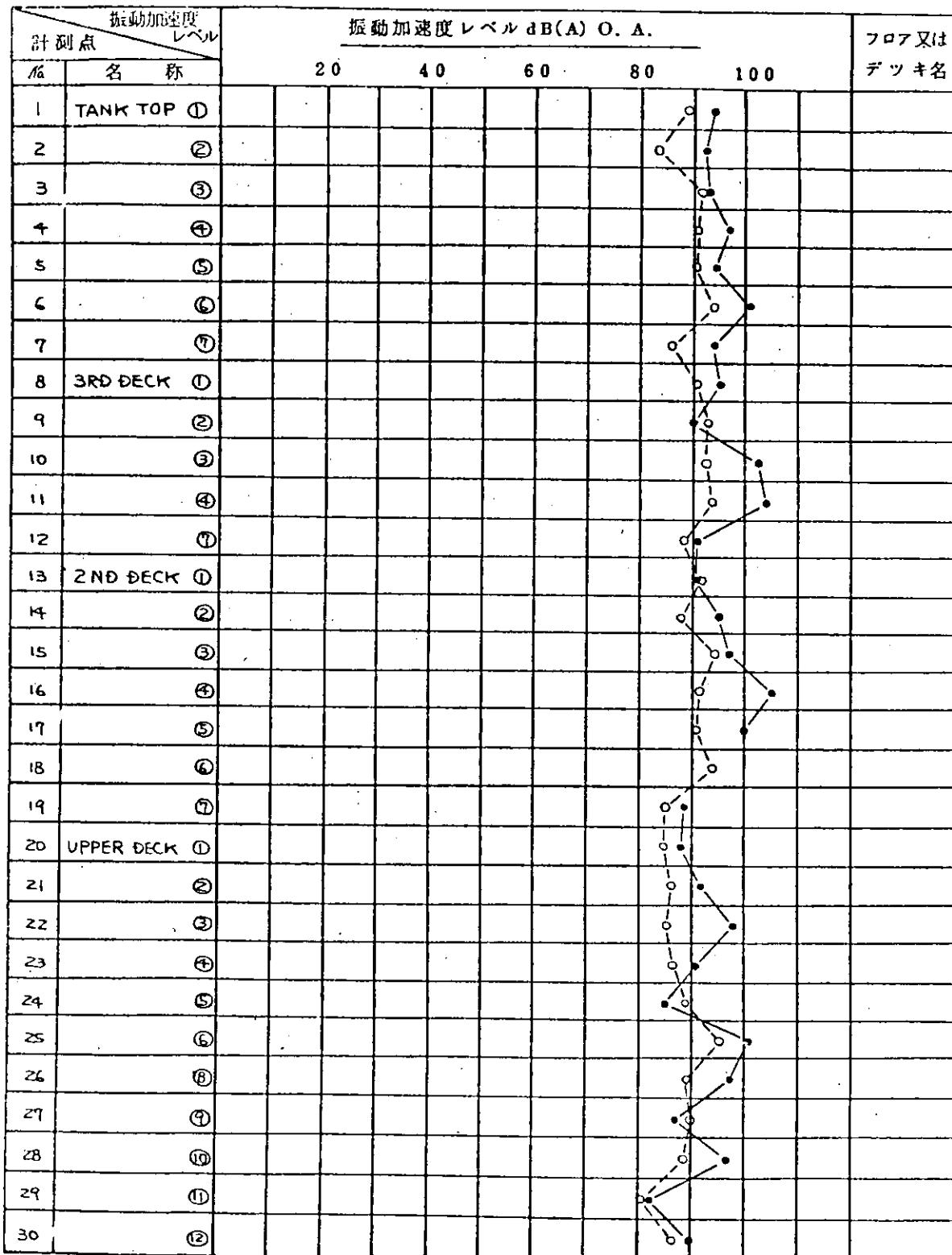
注～ \* エンジンストア内中央の値

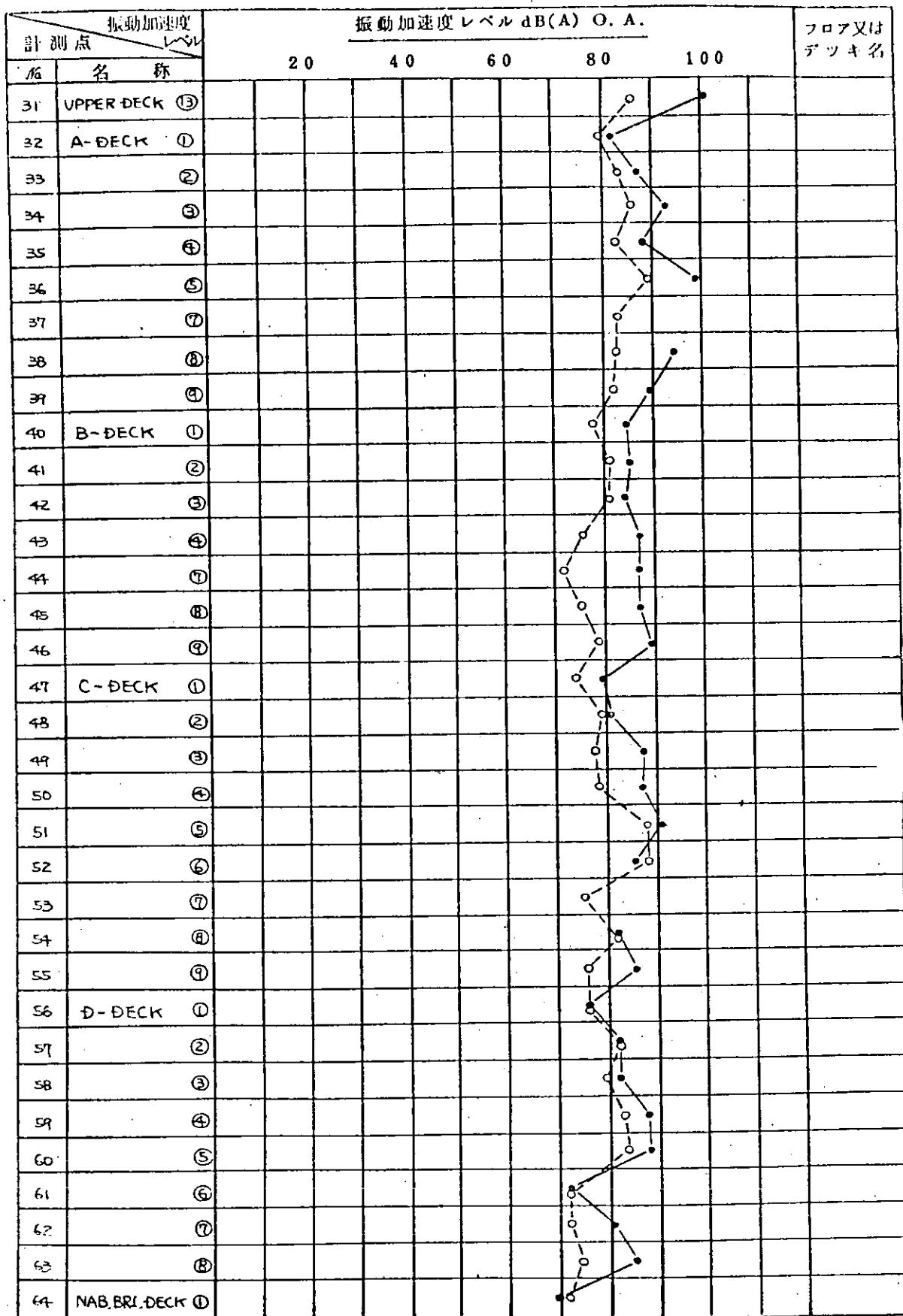
振動加速度レベル計測結果

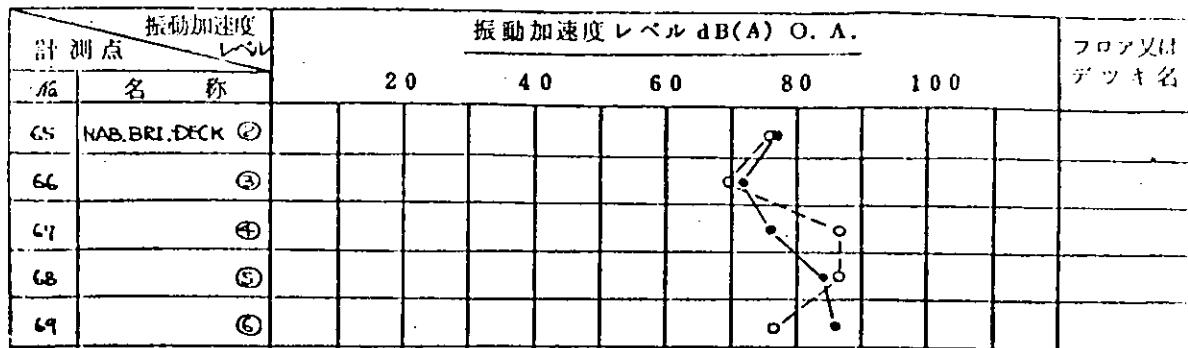
航走時

—●— 未対策船

--○-- 対策船







#### 1.4.5 計測結果の考察

機関室および居住区に対する計測結果を各対策項目別に取まとめると次の様になる。

なお速報の中の計測値はオーバーオール値(dB(A))表示している為、ここではその範囲内での評価にとどめておく。

##### (1) ディーゼル発電機防振対策

- (a) 単体機器計測値(空気音)によれば機関部(3RD DK, Lower Floor)及び居住区(特にA B C DK)にてかなり減音している。(図.1.4.9参照)
- (b) 振動計測値についても同様に減衰しており、特に船尾側での減衰効果は大きい。
- (c) 防振支持機については、起動及び停止時に生じる共振に対し、配管への影響等十分検討されなければならない。

##### (2) 機関室通風機防音対策

- (a) 暴露部吸込口において、総合計測、単体機器計測時共3~7 dB(A)減音している。
- (b) 振動計測値についてはさほど防振効果は認められず、据付など検討を要する問題がある。

##### (3) 主機およびディーゼル発電機排気管対策

航走時計測値によれば、WING の左舷で3 dB(A)、右舷で5 dB(A)、COMP. BR. DECK で8 dB(A)減音している。

WING でのルール規制値クリアの一手法として有効な手段と考えられる。

##### (4) 主機過給機消音対策

航走時の計測値によれば吸気トランクの前、後部共に未対策船でもほぼ100 dB(A)と同じ値になった。

これはまわりの音(特に主機過給機音)にマスキングされている為と推定され、固有の吸音処理効果の確認は出来なかった。

##### (5) 発電機用防音ケーシングによる効果

- (a) 発電機機側で単体機器計測時20 dB(A)の減少、航走時15 dB(A)の減少と機側では顕著な効果が見られたが航走時のエンジンオーブニングまわりでの計測値には差がなく、遠方に対しては効果はさほどないことがわかった。
- (b) 減音の期待された機関制御室および工作室においては航走時計測値によるとはほとんど効果は無かった。
- (c) ケーシング内温度上昇は図1.4.10に示す様に外気温に対して25°C、ケーシング外温度に対して14°Cの上昇となつた。

##### (6) エアコンプレッサ防振支持

- (a) 単体機器計測値(空気音)によれば対策船、非対策船とも居住区、機関室内に於て騒音レベルは変わらず、また振動計測値からも防振効果は認められなかった。
- (b) 単気筒コンプレッサについては、不均合力が特に大きいため、防振ゴム選定には十分注意しなければならない。

(c) 以上の如く労力の割には効果の少ないとからエアコンプレッサの防振支持は必要と思われる。

(7) エンジンストアの浮構造

(a) 本委員会の目玉商品となっていた本項目については航走時エンジンストア内中央で計測値 65 dB(A)に対して 64 dB(A)を得ることが出来た。

図 1.4.11 にエンジンストア内外の周波数別低減値の比較を示す如く高周波域にて顕著な効果が表わされており、エンジンストア外側に対しオーバーオール値で 31 dB(A) 減音という大きな効果があった。

(b) 今後の浮構造の機関制御室あるいは居室への適用に大きな期待がもたれることも分ったが、設計、施工に当っては下記の如き問題がある。

(i) 防振ゴム据付けの為のスペースが大きい。このスペースは現状ではボイドとなっており有効利用が待たれる。

(ii) 機関制御室に適用の場合は、管路、電路、ダクトなどの取り合い。

(iii) 内部発生音（チャタリング音）、給気、排気口による発生音、ドアからの透過音などに対する対策。

(8) 居室一般防音仕様（マリンパート）の比較（BDK, OIL SKIN LKR）

(a) 航走時 計測値によれば 6 dB(A)に減少した。

(b) 本 LOCKER については残響時間法吸音力の計測を行なっており室内吸音力増加の騒音減少影響を知ることができる。

(9) 居住区エアコン吹出口対策

空調機単体運転時に吹出口より 1 m の点で 12 dB(A) 減少した。

(10) エアコンルーム防音、コンプレッサ防振対策

(a) エアコン ファン ルーム内の騒音値は空調機単体運転時 4 dB(A) の減少、航走時 5 dB(A) の減少となり吸音効果が表われている。

(b) エアコンコンプレッサの防振支持効果は音響域振動計測値に示すとく、左舷側に効果が著しく出ている。

空気音では、コンプレッサのある室の直上の室にて航走時に 8 dB(A) の低下があった。

(11) 居室の防音仕様グレードアップによる効果。（UPP, DECK TALLY OFFICE）

(a) 航走中のデータ比較によれば 3 dB(A) 減少している。

(b) 本 OFFICE については残響室法吸音力の計測を行なっており、室内吸音力増加の騒音減少影響を知ることができる。

(12) 低騒音ファンによる騒音比較（ギャレーファン）

(a) ギャレー室内の吸気口より 1 m の点では、航走時、単体機器計測時共 5 ~ 7 dB(A) 減音している。

(b) 暴露部排気口より 1 m の点では逆に 7 dB(A) 増加している。

これはファン吐出側のサイレンサにより空気流の乱れを生じファンの発生音が拡大されたものであると思われる。

#### 1.4.6 総合効果

得られた結果を総合的に評価すると、各対策項目別に対する減音効果は一部を除き、初期目標を達せられたものと考えられる。それらの総合効果として、

常用航走時の計測値を 図 1.4.12 に示す如く、各場所においてすべて良好な成果が得られた。

(1) B, C, D DECK では 5 dB(A) 程度減音している。

(2) A DECK 以下では 3 dB(A) 以下の減音となっており、特に機関室内においてはほとんど値は変わらない。

(3) WING 及びNAV, BR1, DECK(W/H) では 2 ~ 3 dB(A) 減音している。

## 1.5 むすび

本実船実験の計測結果、予期した騒音対策の効果は確認され、初期の目的は達成された。

今後、計測データに基き、単体機器による対策効果並びに寄与率の解析が行なわれる予定であるが、本実験によって得られた成果が、広く騒音対策のための便に供せられることを期待する。

末尾ながら本実船実験にあたって寄せられた山下新日本汽船株式会社の関係者各位並びに若重丸および君重丸の乗組員の各位の御理解と御協力に対し厚く謝意を表する次第であります。

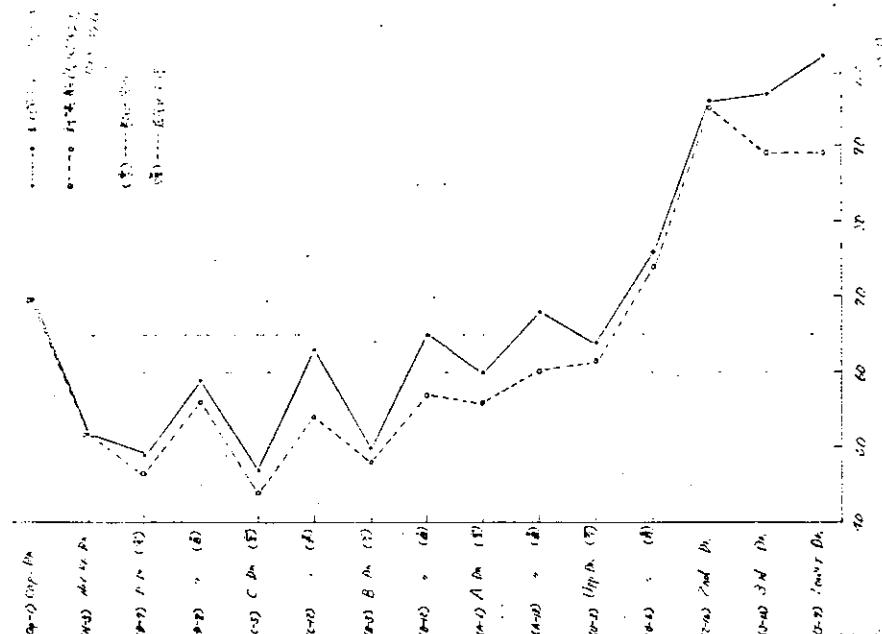


図 1.4.9 ディーゼル発電機単体運転時騒音計測値比較

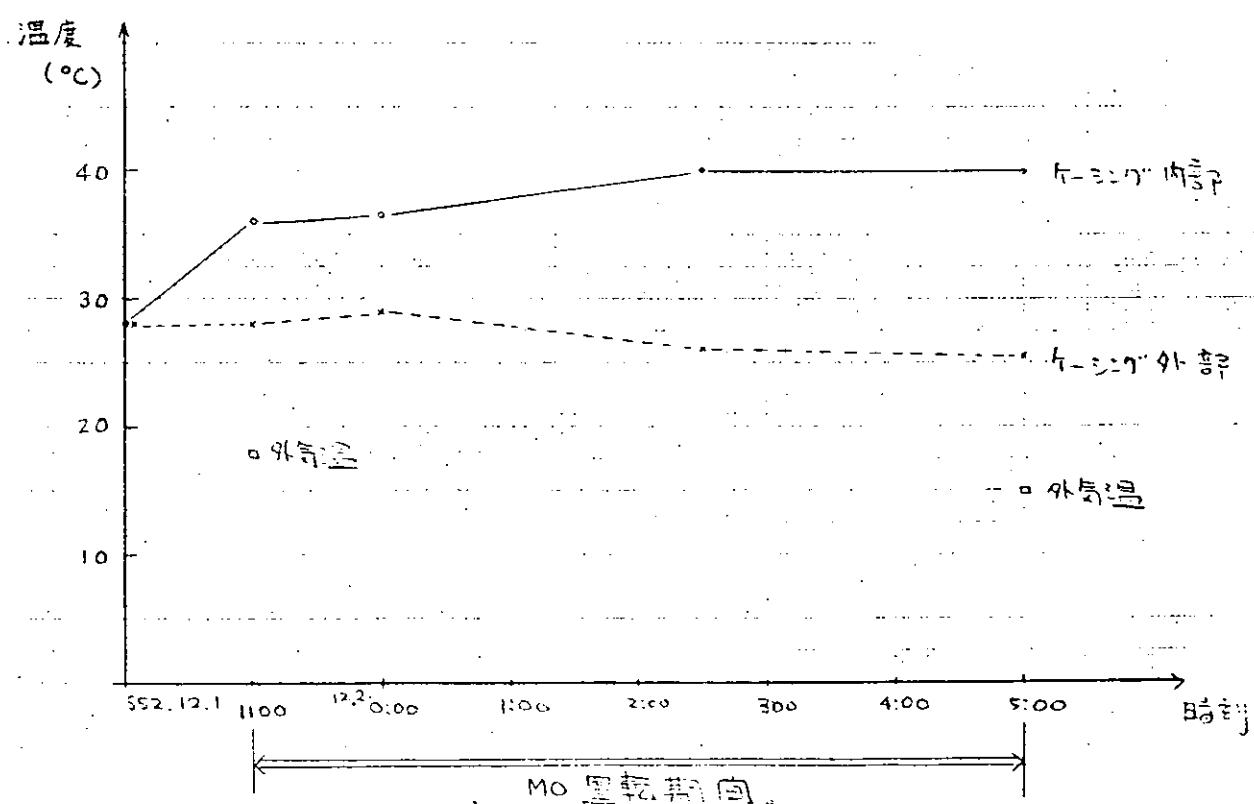


図 1.4.10 ディーゼル発電機ケーシング内外温度変化

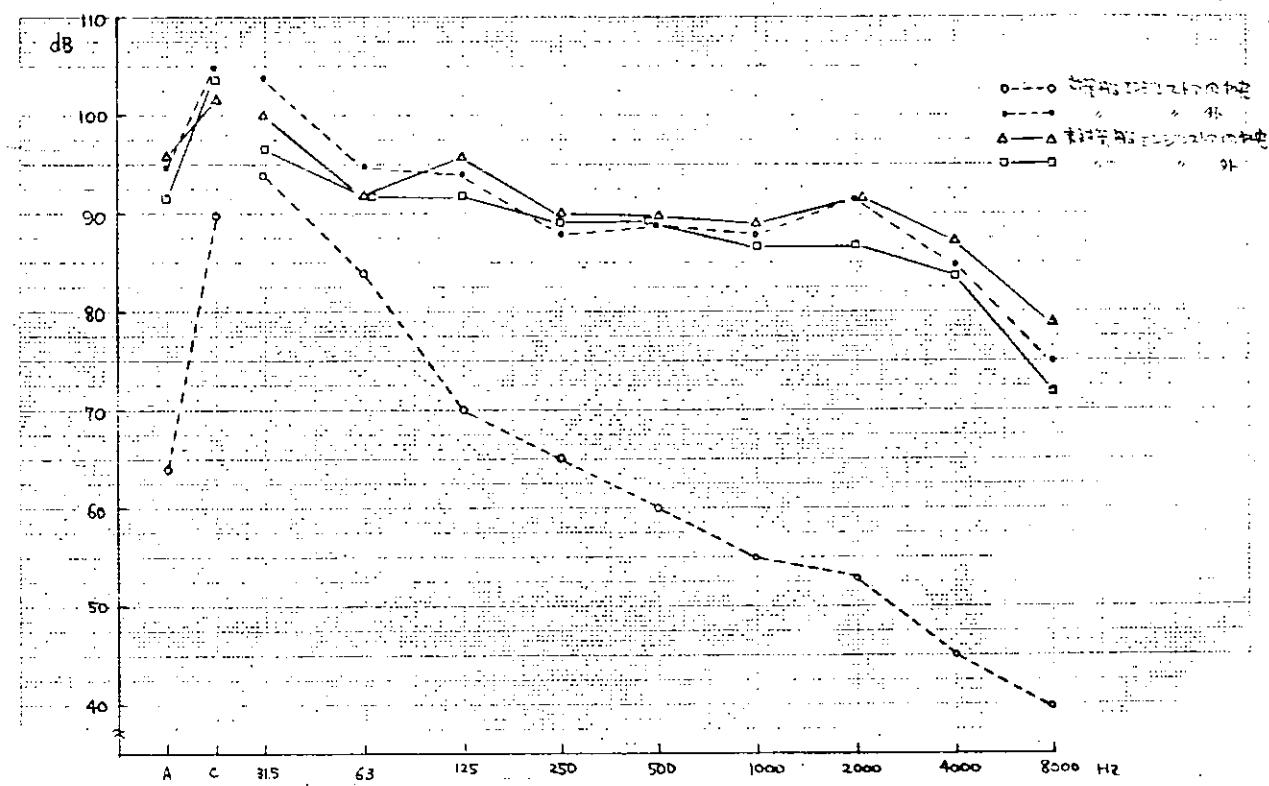


図 1.4.11 エンジンストア内外騒音比較

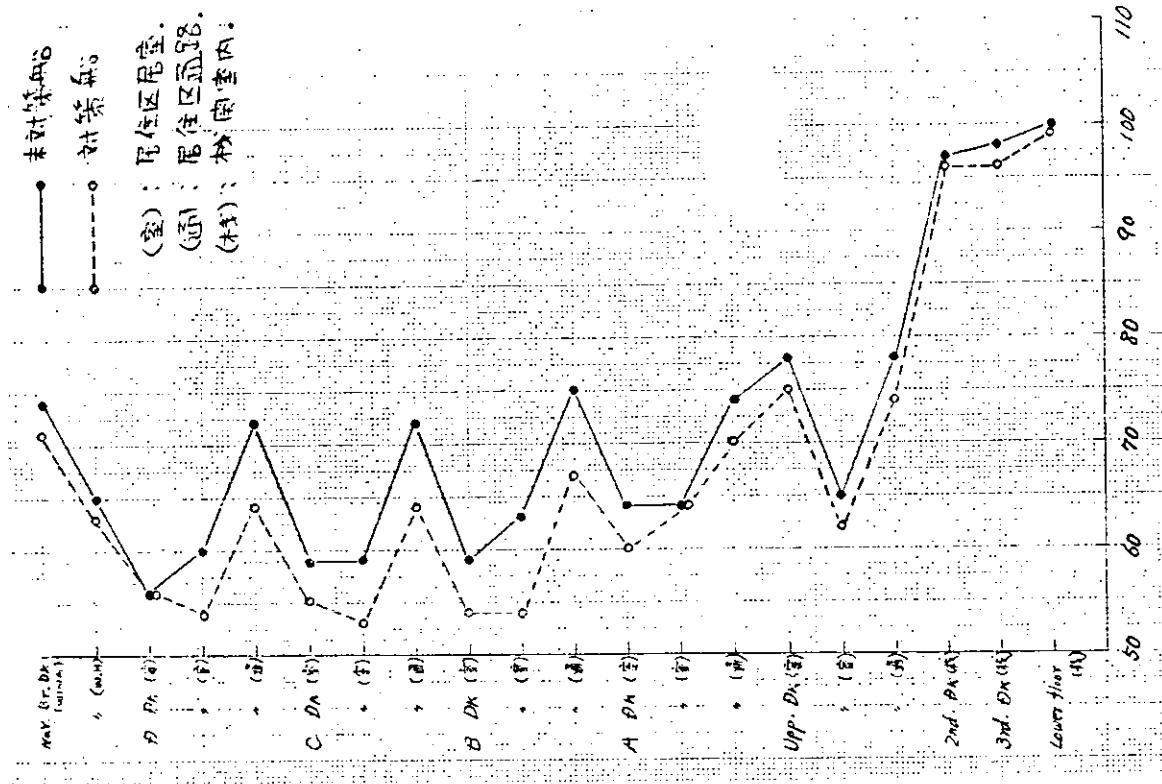


図 1.4.12 航走時対策船未対策船騒音比較

## 2. 騒音予測法の研究

騒音対策をたてるには、その場所が目標とする騒音レベルに対してどの程度のレベルになりそうかを、なるべく的確に予測する必要がある。この意味で騒音の予測は最も基本的であり、且つ重要な作業であるが、船舶の場合未だ充分な手法が開発されていない。騒音予測分科会ではこの命題に取組むことゝし、とりあえず次の2つの方向からアプローチを試みた。

### (1) 理論的予測法の研究

### (2) 類似船のデータによる予測法の研究

理論的予測法の研究は、船内騒音の主要因が構造物を伝搬する固体音であることに注目し、振動エネルギーの流れを理論的に取扱うことによって任意の個所における構造物の振動状態を求めて騒音レベルを予測するものである。固体音の伝搬に関する研究は当研究部会発足当初から続けられてきたが、漸く昨年度で基礎研究を終り、本年度はその応用として予測法の研究に取組んだものである。

又類似船のデータによる予測法の研究は、現時点における、より実際的な予測法として取組むことゝしたが、実作業に際しては更に居住区関係と機関室関係にわけて2本建で研究が進められた。その結果この手法は適切なデータが揃っておれば、比較的簡単に、しかもかなりの精度で騒音状態を予測しうるようになったので、予め実験船に適用して騒音レベルを予測し、実船での計測データと比較してみた。即ち、実験船への予測法の適用に際しては、実験船と殆んど同時に建造された騒音対策を行っていない同型船（未対策船）と、実験船（対策船）の2隻について過去に建造された同程度の類似船の実績データよりそれぞれの船内騒音レベルを予測し、その後未対策船の試運転時の騒音計測データにより対策船の騒音レベルの予測値を修正して、それぞれの予測値と実船データとの比較を行った。

以下にそれぞれの作業の詳細を報告するが、両船の実測データの詳細解析作業が未了なので、最終的には予測法も両船のデータの解析結果により一部修正せざるを得ないと予想される。従って以下の作業報告はいわば予測法研究の中間報告で、来年度改めて最終報告される予定である。

### 2.1 居住区騒音予測の理論的研究

居住区騒音予測の理論的研究は、過去の類似船の実測データが利用できない新型船に対する居住区固体音予測法を目的とした理論的研究を主体に実施してきた。

居住区固体音の問題点および研究の方向は、昭和50年度研究報告書(P.47)および昭和51年度研究報告書(P.28,P.146)に既に述べたので参照されたい。

52年度研究項目は表2.1.0に示す50年度、51年度の研究をもとに設定した。50年度、51年度研究により、SEA法適用の見通しが得られたので、昭和52年度は、固体音予測理論の研究として、SEA法に集中し、その実用化を推進することにした。この中で、現在まで研究未着手であった2次固体音の予測法を取上げることとした。2次固体音は空気音の一部が甲板、隔壁の振動となり構造体の内部を伝搬するもので、実船スピーカテストなどにおいても、その把握は難しいとされている。この問題は、機関室などの高い騒音レベルが居住区固体音にどの程度の影響があるかを解明するもので、今後の居住区騒音対策の要因として考えるべきものである。

また、将来の船内騒音予測法のあるべき姿として、空気音、固体音の全般を含む予測法のフロチャートを作成することとなった。このフロチャートには、船内騒音予測に必要な全てのパラメータを設定しており、現時点では、一部のパラメータに対する数値だけが得られているが、徐々にデータを集積していくべきものである。

以上の観点に立って52年度研究項目は、次のように設定した。

#### (1) 固体音予測の理論解析

表 2.1.0 昭和50・51年度の固体音研究状況

研究項目	実施内容	
	昭和50年度	昭和51年度
(1) 固体音の伝達損失の研究	① 板構造モデルによる固体音の基本特性把握 ② SEA法による固体音伝搬の理論式作成 ③ 複数の発生源について各発生源の寄与度分離法作成	① 立体多層モデルの固体音伝搬の実験とSEA法の妥当性検討 ② 機関室、居住区を含む1/10縮尺モデルによる固体音の実験 ③ 音源寄与度分離法の実船実験と適用性の確認
(2) 固体音の遮断・減衰の研究	① 結合損失率、エネルギー透過率など構造不連続部の伝達特性解析 ② 減衰材貼付による振動低減度、内部損失推定法作成	④ 内装壁の振動伝達特性の実験
(3) 実船計測およびデータ解析		① 実船の機関室、居住区各部の振動・騒音の詳細計測 ② 固体音の実船計測データをもとに固体音の簡略推定法の作成
(4) 固体音の低減手法		⑤ 実船実験における対策項目設定と問題点の予備検討

## (1) 固体音予測の理論解析

## ① SEA法のスケールモデルへの適用

スケールモデルについてSEA法による計算結果と51年度実験結果を比較し、SEA法の実船への適用性および伝達損失の巨視的特性を検討する。

## ② 伝達損失の簡略計算法

船内固体音伝搬の簡略計算法として1次元モデルによる手法を検討する。

## ③ 損失率の整理

SEA法の実船適用時のデータとして、実船デッキパネル構造の損失率を50年度の実験データをもとに整理する。

## ④ 実船構造の計算モデル化

実船構造をSEA法で解析する場合の入力データの簡略化を目的に、ブロック構造モデル化を検討する。

## (2) 空気音予測の理論解析

## ① 2次固体音の予測法

SEA法による固体音予測法の統一を目的に2次固体音の予測法を作成し、関連パラメータの推定を行なう。

## (3) 総合音予測の理論解析

## ① 予測法の総合化

居住区騒音予測法として、空気音・固体音を含む総合的予測法のフローチャートの骨格を作成する。

## 2.1.1 SEA法のスケールモデルへの適用

51年度研究で機関室、居住区を含む1/10縮尺モデルの固体音伝搬をSEA法で詳細計算し実験結果と比較することにより、SEA法の実船構造への適用性を検討する。

## (1) 計算モデルと計算条件

### (a) モデルの概要

SEA法の計算に用いた $1/10$ 縮尺モデルの詳細は、51年度報告書の4.1.2に述べてあるのでここでは省略するが、図2.1.1にモデルの概略を示す。

図2.1.1(b), (c)に示した $\pi_1 \sim \pi_6$ は、計算モデルにおける横断面の番号で、実船構造においては、ウェブフレームの間に1断面が相当する。

表2.1.1に、計算モデルの要素構成を示すが、要素は全て平板要素であり、製作したスケールモデルに含まれているピラーおよびガーダは省略することとした。

表2.1.1に示すように、この計算モデルは要素数が約350という大型であり、51年度研究の立体多層モデルの2倍以上になる。

### (b) 計算モデルのブロック分割と計算条件

表2.1.1に示したように、要素数が著しく大きいので、計算量低減のために、

モデルを2個のブロックに分割して計算することとした。

### (i) モデルのブロック分割

#### (1) 計算モデルのブロック分割

図2.1.2にモデルのブロック分割を示す。この図は、TANK TOPにおける加振点を含む断面 $\pi_3$ について示している。ブロック-IはTANK TOPから1-poop dkまで、ブロック-IIは、UPP.dk以上の居住区全体とした。ここで Upp.dk と 1-poop dk はブロック-I および II の両方に含まれている。この考え方方は、次のブロック分割の考え方で述べる。

#### (2) ブロック分割の考え方

図2.1.3は、22個の要素で構成される系を例として、2個のブロックに分割して計算する考え方を示している。ブロック-IIの計算では、ブロック-Iの計算結果を見掛けの入力として用いる。従って、ブロック-Iの計算において、ブロック-IIの入力点となる要素の振動レベルを、できるだけ正しく求めておかねばならない。この目的のために、ブロック-Iとブロック-IIの境界条件の影響を小さくできるように両方のブロックで境界部分の要素を重複して計算することとした。

図2.1.3で、ブロック-Iの要素は1～16であるが、計算結果で有効な振動レベルを与える要素の範囲は1～12と考える。従って、ブロック-IIの入力点要素9～12は、ブロック-Iの有効な要素範囲に含まれることが必要である。

### (ii) 計算条件

#### (1) 計算モデルの構成要素

表2.1.2に、パネル面積、板厚をパラメータにしたパネル要素数と結合部数をブロック-IとIIについて示す。この表でパネル要素の面積が、ある値に対して±10%以内のものは、同一面積をもつ要素として取扱い分類を簡略化している。

#### (2) 振動入力の条件

実験時の加振点は $\pi_3$ 断面中央パネルの1点加振である。

計算モデルの入力条件は次のように設定した。

① ブロック-Iでは、実験で測定した加振パネルの振動レベルを入力する。

表2.1.1 計算モデルの要素構成

	パネル要素		結合部数	備考
	板厚 [mm]	パネル数		
A	1.6	101		
B	1.2	76	1317	ボトムシェルは含まない。
C	1.0	160		

② ブロック-IIでは、見掛けの振動入力点である Upp, dk の各パネルに対して、ブロック-Iで計算された Upp, dk 各パネルの振動レベルを入力する。

#### (ハ) ブロックモデルの境界条件

計算モデルを図 2.1.2 のようにブロック分割する場合に、各ブロックの境界条件が問題となり、とくにブロック-I では、ブロック-IIとの結合点の取扱いに考慮が必要である。従って、この問題は次のように取扱う。

- ① ブロック-I の有効範囲内に、ブロック-II の振動入力パネルを含ませる。
- ② ブロック-I から、ブロック-IIへの伝達エネルギーをブロック-I で近似的に考慮するものとして、ブロック-I の境界にある要素パネルから、ブロック-II の要素へ流出するエネルギーは、ブロック-I の境界要素の内部損失エネルギーとみなす。

すなわち、ブロック-I の境界要素  $i$  の等価内部損失率  $\eta'_i$  は、次のようになる。

$$\eta'_i = \eta_i + \eta_{ij} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.1)$$

$\eta_i$  : ブロック-I の境界要素  $i$  の内部損失率

$\eta_{ij}$  : ブロック-I の境界要素  $i$  とこれに結合しているブロック-II の要素  $j$  の間の結合損失率

- ③ 図 2.1.4 に、ブロック分割モデルのブロック-I(図 2.1.2)における境界要素すなわち、TANK-TOP および 1-poop dk 上の要素について等価内部損失率のとり方を示す。

#### (二) 計算に必要なパラメータ

##### ① モーダル密度 $dN/d\omega$

$$\frac{dN}{d\omega} = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} , \quad m'' = \rho h , \quad B'' = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.2)$$

$\rho$  : パネルの密度,  $E$  : パネルのヤング率,  $\nu$  : パネルのポアソン比

$h$  : パネルの板厚,  $S$  : パネルの面積,

##### ② 総合損失率 $\eta_{ij}$

$$\eta_{ij} = \frac{Cg L \tau_m}{\pi \omega S} , \quad Cg = 2 C_B , \quad C_B = \left[ \frac{E h^2 \omega^2}{12(1-\nu^2) \rho} \right]^{1/4} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.3)$$

$Cg$  : 曲げ波の群速度,  $C_B$  : 曲げ波の伝搬速度

$L$  : パネルの結合部長さ,  $\omega$  : 角振動数

$\tau_m$  : 平均透過率,

透過率  $\tau_m$  は、要素パネルの板厚が異なる場合の数値を用いねばならない。板厚比  $\sigma$  が  $0.5 < \sigma < 1.5$  の範囲では、ほぼ近似的に次式が適用できる。

$$\tau_m = \frac{2}{3} \tau_0 , \quad \tau_0 : \text{垂直入射透過率} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.4)$$

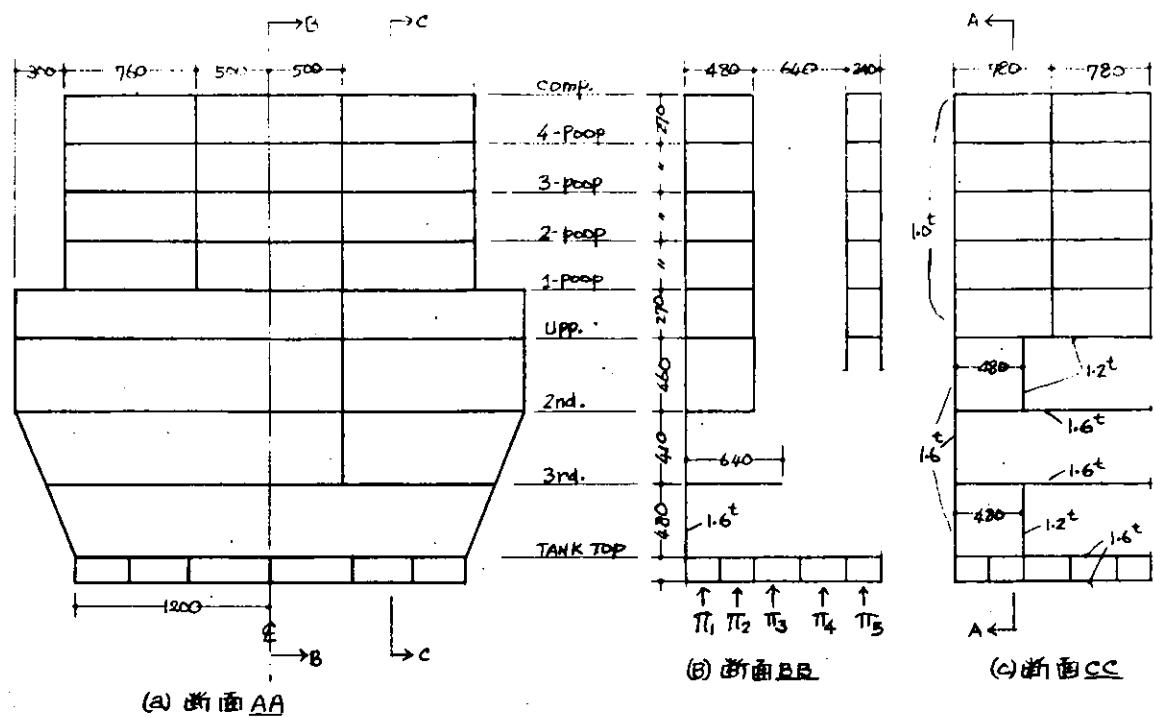
図 2.1.1 の計算モデルでは、板厚比  $\sigma$  の組合せは、 $\sigma = 1/1.6, 1/1.2, 1/1, 1.2, 1.6$  である。これらの板厚比  $\sigma$  に対する  $\tau_0$  と  $\tau_m$  を各結合形式について表 2.1.3 に示す。

##### ③ 各パネル要素の内部損失率

51年度研究の立体多層モデルのSEA法による計算に用いたのと同様であり、51年度報告書の図 4.1.2(P.41) のグラフの曲線 A の数値を参照されたい。

#### (2) スケールモデルの計算結果および実験結果との比較

図 2.1.5～図 2.1.9 に、スケールモデルの各断面における振動レベル分布のSEA法による計算結果をモデル実験による実測結果と比較して示す。



注) 計算モデルではピラーおよびガーダは省略。

図 2.1.1 計算モデルの概略図

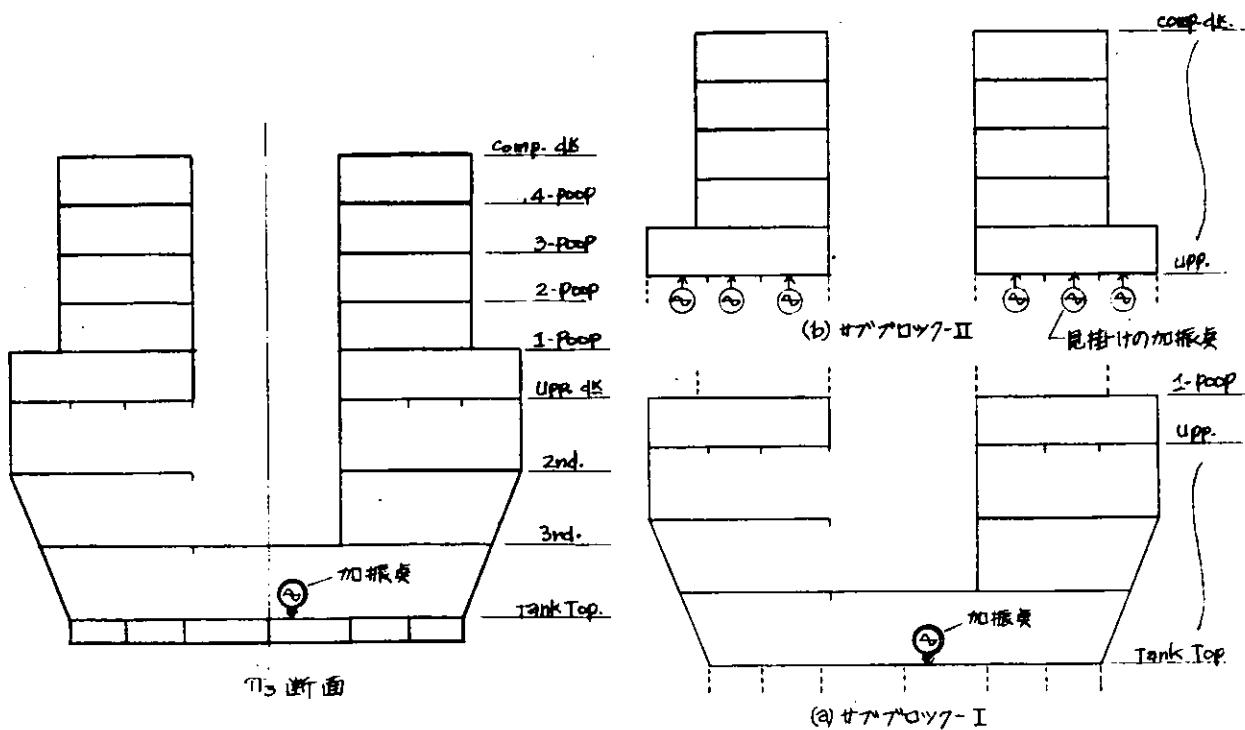


図 2.1.1 計算モデルのブロック分割の例  
(加振点を含む  $\pi_3$  断面における例)

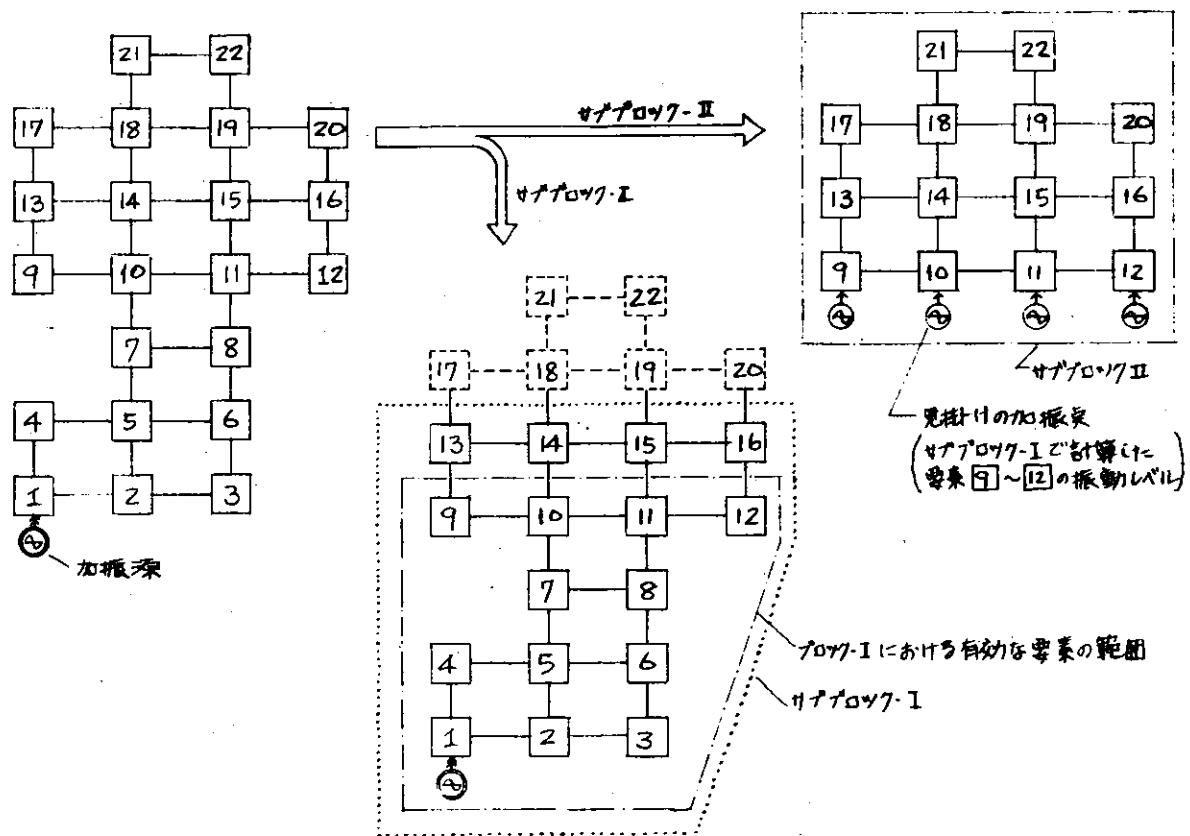


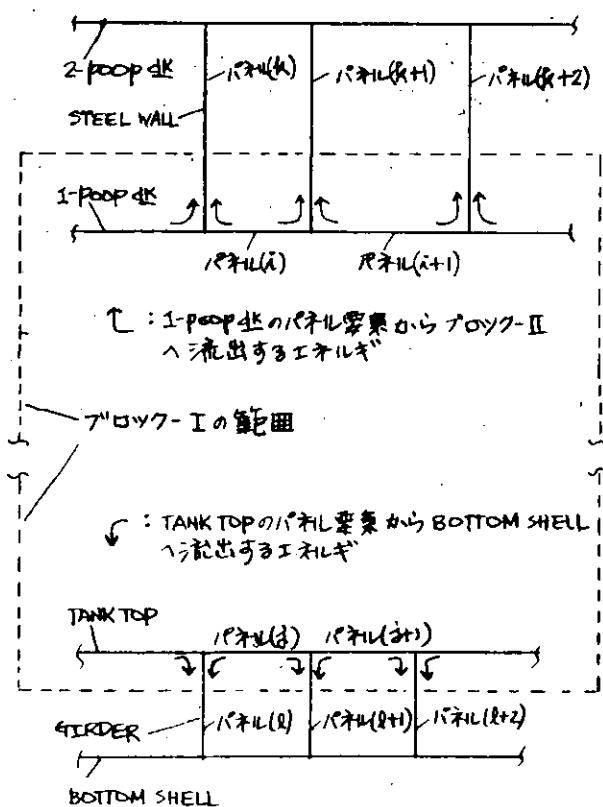
図 2.1.3 ブロック分割の考え方

表 2.1.2 計算モデル各ブロックの要素構成

	モデル全体	ブロック-I TANK Top ~ l-poop	ブロック-II Upp ~ Comp.	備考
パネル要素数	160/76/101	43/76/101	144/48/0	要素板厚 1t/1.2t/1.6tに 対応して示す。
パネル面積種類数	12/14/13	12/14/13	10/ 9/0	
要素材質種類数	1	1	1	
結合部数	1317	821	727	
振動入力点数	1	1	48*	*見掛けの入力点数

表 2.1.2 (つづき)

パネル要素		要素数	
板厚 [mm]	面積 [cm <sup>2</sup> ]	ブロック-I	ブロック-II
1.0	540	2	10
	650	2	10
	830	3	-
	950	3	-
	1170	4	10
	1300	4	10
	1690	4	20
	2050	4	28
	2480	3	15
	2780	8	16
	4800	2	5
	5170	4	20
1.2	400	2	2
	430	4	4
	580	6	6
	640	8	8
	730	4	4
	800	10	6
	900	14	12
	1100	8	2
1.6	670	2	
	850	16	
	1100	20	
	1250	12	
	1450	8	
	1600	4	
	1710	4	
	2150	6	
	2420	9	
	2860	4	
	3400	4	
	3960	9	
	4740	3	



$\eta_i$  : 第  $i$  要素の等価内部損失率  $\eta'_i$

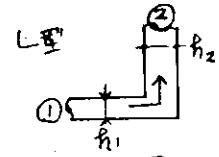
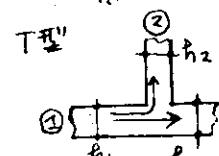
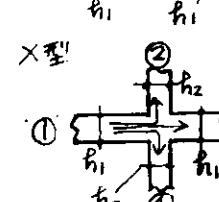
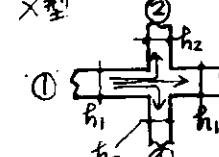
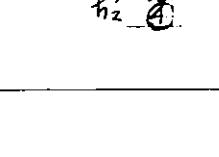
$$\eta'_i = \eta_i + \eta_{ik} + \eta_{ikj}$$

$\eta_i$  :  $\eta_i$  の内部損失率

$\eta_{ik}$  :  $\eta_i$  と  $\eta_k$  の結合損失率

図 2.1.4 ブロック-I における境界要素の等価内部損失率

表 2.1.3 板厚比と透過率

	結合形式	エネルギー透过方向	板厚比 $\sigma$					備考
			1/1.6	1/1.2	1	1.2	1.6	
垂直入射 透過率 $\tau_0$	L	①→②	0.363	0.478	0.5	0.478	0.363	
	T	①→②	0.115	0.182	0.224	0.251	0.24	
		①→③	0.372	0.288	0.224	0.158	0.072	
	X	① ↗ ④	0.091	0.120	0.126	0.120	0.091	
		①→③	0.347	0.191	0.126	0.076	0.028	
		①→②	0.242	0.319	0.33	0.319	0.242	
平均 透過率 $\tau_m$	L	①→②	0.077	0.121	0.15	0.167	0.160	
	T	①→③	0.248	0.192	0.15	0.106	0.048	
	X	① ↗ ④	0.061	0.08	0.084	0.08	0.061	
		①→③	0.231	0.127	0.084	0.051	0.018	

計算値および実験値は全て $\frac{1}{3}$ オクターブバンドにおける各パネルの振動レベルであり、計算値は○印、実験値は各パネルに平行な点線で示した。

以下に、図に従って計算と実験の比較を述べる。

#### (a) 各断面における振動レベル分布

図 2.1.5, 2.1.6, 2.1.7, および 2.1.8 に、それぞれ、 $\frac{1}{3}$ オクターブバンド中心周波数 0.5 KHZ, 1 KHZ, 2 KHZ, および 4 KHZ について、断面  $\pi_1$ ,  $\pi_2$ ,  $\pi_3$ ,  $\pi_5$  における振動速度レベル(略称V.V.L)の分布を示す。

これらの結果から明らかのように、0.5 KHZ, 1 KHZ, 2 KHZ では、計算と実測は士 3 dB 以内でよく一致している。4 KHZ では 1-poop dk より上方では計算と実測の差があるが Upp. dk 以下の機関室内では、両者はかなりよく一致している。

#### (b) $\pi_3$ 断面における振動レベル分布と周波数の関係

(a)で述べた 4 KHZ バンドにおける計算と実測の差が、周波数に依存しているか、どうかを見るために、 $\pi_3$  断面の振動レベル分布を $\frac{1}{3}$ オクターブバンドの 0.63 KHZ, 0.8 KHZ, 1.25 KHZ, 1.6 KHZ, 2.5 KHZ, 3.15 KHZ, 5 KHZ, 6.3 KHZ について調べた。この結果を図 2.1.9 の(a)~(d)に示す。

これらの結果では、3.15 KHZ バンドを除くと振動レベルは士 3 dB 以内で実測と計算がよく一致している。

従って、図 2.1.8 の 4 KHZ バンドにおける実測と計算の差は計算法の不都合によるものではないことがわかる。

#### (c) 計算結果に対する考察

##### (i) SEA 法の適用性

51年度の立体多層モデル(B-3)の結果でも、固体音予測へのSEA法適用について述べたが、今回のスケールモデルへの適用で実船構造へのSEA法適用の妥当性が確認され、スケールモデルの計算例で示されたように、構造をある程度詳細にモデル化すれば、士 3 dB 位の精度で、各部の振動レベルを予測できる。詳細モデルによる計算を実施する場合の問題点として次の項目を検討する必要がある。

##### ① 電算プログラムの大型化

② 多量の入力データ作成と計算時間

③ 実船構造のモデル化の考え方

(ii) 各デッキの振動レベル分布

(イ) 加振源が存在する TANK TOP では、断面の幅方向および各断面間で振動レベルの減衰がみられるが、3rd dk 以上では、デッキの幅方向の振動レベルはほぼ一様に分布する。すなわち、3rd dk 以上では、振動エネルギーが空間的に拡散していることを示している。この原因の一つは、スケールモデルが実船構造に比べて内部損失率が小さいことによる。

(ロ) 2nd dk に比べて、Upp.dk は、振動レベルが逆に1～2 dB 程度高くなっている。これは、2nd dk に比べて Upp.dk の板厚が小さいことによる。

2nd dk と Upp.dk の 2 要素について考えると、Upp.dk の 2 乗平均速度  $\langle V_u^2 \rangle$  と 2nd dk の 2 乗平均速度  $\langle V_2^2 \rangle$  は次式で与えられる。

$$\langle V_u^2 \rangle = \frac{m_2}{m_u} \frac{\eta_2 u}{\eta_u + \eta_{u_2}} \langle V_2^2 \rangle \quad \dots \quad (2.1.5)$$

Upp.dk と 2nd dk の面積がほど同じで、内部損失率が小さければ、近似的に次式が得られ、Upp.dk の振動レベルが 2nd dk よりも高くなる。

$$\langle V_u^2 \rangle = \frac{m_2}{m_u} \langle V_2^2 \rangle = \frac{h_2}{h_u} \langle V_2^2 \rangle \quad \dots \quad (2.1.6)$$

$h_2, h_u$  : 2nd dk および Upp.dk の板厚

$m_2, m_u$  : 2nd dk および Upp.dk の質量

(ハ) 断面  $\pi_3, \pi_5$  のように機関室内で、左、右舷の隔壁構造が非対称の部分では、機関室内隔壁(3rd dk から Upp.dk)のある右舷の区画が、左舷側よりも1～2 dB 振動レベルが高い。これは、左舷に比べて右舷側の伝達経路が隔壁の分だけ多いめである。

(iii) 各断面内の振動レベルの計算と実験の差について

図 2.1.5～2.1.9 の結果では、3.15 KHZ、および 4 KHZ において計算と実験の振動レベルの差が大きい。この原因は次のように考えられる。

(イ) 実験モデルの製作ひずみ

スケールモデルは、板厚 1 mm 程度で、高さ 3 m もある大型モデルのために、製作がかなり困難で、パネル間の溶接、ハンダ付などにより、製作時の歪が、かなり存在すること。

(ロ) 実験計測法の誤差

実験は、小型加振器で加振力一定の条件で測定しているが、全パネルの計測には長時間かかる。従って計測期間中の加振位置のずれによる入力インピーダンスの変化、人為的に制御できない測定条件の変化などが実測値にバラツキを与える。

(ハ) 要素のパネルの寸法について

SEA 法の適用限界として固有モード数 N は  $N \geq 15 \sim 20$  となる周波数以上であることが 51 年度研究(p. 38) で示されている。Upp.dk 以上の最小面積パネルについて適用限界周波数  $f_a$  を求めておく。

$$f_a \geq \frac{N h}{3.167 \times 10^{-6} \times 3} = 4.7 \times 10^6 \frac{h}{S}, \quad N = 15 \quad \dots \quad (2.1.7)$$

$h, S$  : パネルの板厚、および面積

Upp.dk 以上の区画における最小面積のパネルは表 2.1.2 から  $S = 400 [\text{cm}^2]$ 、 $h = 1.2 [\text{mm}]$  である。

このパネルに対する  $f_a$  は  $f_a \geq 1.4 \text{ KHZ}$  となる。

計算と実測の差は、3.15 KHZ、4 KHZ で大きく、2 KHZ 以下では両者はよく一致している。また、

$S < 600$  [mm] の面積をもつパネルは Upp. dk 以上の区画におけるパネル数の 10% 程度であり、全体のレベル分布に与える影響は小さい。

(二) 以上の(イ), (ロ), (ハ)を考えると、3.15 KHZ, 4 KHZ における振動レベル分布の実測と計算の差は、SEA 法による計算手法上の問題でなく、実験条件の変化によるものと考えられる。

### (3) 伝達特性に関する考察

(2) で述べた SEA 法による計算結果をもとに、スケールモデルの TANK TOP 中央加振時の伝達特性について考察する。

#### (a) 各デッキの平均振動レベル

図 2.1.10, および図 2.1.11 に SEA 法で計算したスケールモデルの振動レベル分析から求めた各デッキの平均振動レベルを示す。

この平均振動レベルは、各断面 ( $\pi_1, \pi_2, \pi_3$  など) ごとに次式を用いてエネルギー平均値である。すなわち、デッキ  $i$  の平均振動レベル  $L_{Vi}$  は

$$L_{Vi} = \left( \sum_j S_{ij} \cdot 10^{L_{Vij}/10} \right) / S_i , \quad S_i = \sum_j S_{ij} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.8)$$

$S_i$  : デッキ  $i$  の面積,

$L_{Vij}$  : デッキ  $i$  のパネル  $j$  の振動速度レベル

$S_{ij}$  : デッキ  $i$  のパネル  $j$  の面積,

##### (i) 各断面におけるデッキの平均振動レベル表現

図 2.1.10 は、断面  $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5$  について、周波数 0.5 KHZ, 1 KHZ, 2 KHZ および 4 KHZ のとき各デッキの平均振動レベルを示す。

この図は、TANK TOP の振動レベルが周波数ごとに異なる点に注意すれば、各断面とも周波数によらずほぼ同じ傾向を示すことがわかる。

図 2.1.11 は、各周波数について、各断面の平均振動レベルを示したものである。この場合 3rd dk 以上では、各断面の平均振動レベルは、0.5 dB 以内の差で重なり、図 2.1.10 に比べて dk 高さ方向の振動伝達性を理解する上で都合がよい。

図 2.1.10 から明らかなように、伝達損失は TANK TOP と 3rd dk の間で最も大きく、加振点のある  $\pi_3$  断面で 9 ~ 10 dB、加振点から離れた  $\pi_1$  断面で 4 dB 程度である。

3rd dk 以上では、断面によらず伝達損失は一定である。また、2nd dk よりも、Upp. dk の振動レベルが高くなる傾向は、図 2.1.5 ~ 2.1.9 で示した各断面における振動レベルの分布図よりも明確に理解できる。

##### (ii) 平均振動レベルに関する考察

(イ) dk 高さ方向の伝達特性表現には、周波数ごとの平均振動レベル表現が有効である。

(ロ) スケールモデルは、実船構造に比べて内部損失が小さい点を考慮するとしても、3rd dk 以上の平均振動レベルは、各断面とも殆んど差はない。この結果は、固体音伝搬の推定を dk 高さ方向について、1 次元モデルで簡略推定できることを示している。

(ハ) 計算結果では、2nd dk よりも Upp. dk, 1 - poop dk の方が振動レベルが高くなるが、これは (2.1.7) 式で示したようにデッキ板厚の影響である。

(ニ) TANK TOP と 3rd dk 間の伝達損失は、各断面により異なるが、これは TANK TOP において、振動エネルギーが加振点から拡散していくことを示している。

(オ) 3rd dk から comp. dk までの伝達損失は、0.5 KHZ で 4 dB, 4 KHZ で 2 dB 程度で周波数が高くなるほど小さくなる。この差は、1 - poop dk 以上の区画よりも 3rd dk までの伝達損失変化の影響が大きい。この原因是、周波数と共に曲げ波の内部損失率、結合損失率が小さくなることによる。

(ハ) 1 - poop dk 以上の区画では、dk 数と共に伝達損失が小さくなる。とくに 1 - poop dk と 2 - poop dk

図 2.1.5(b) 各断面における振動レベル分布(500 Hz, ベンド)

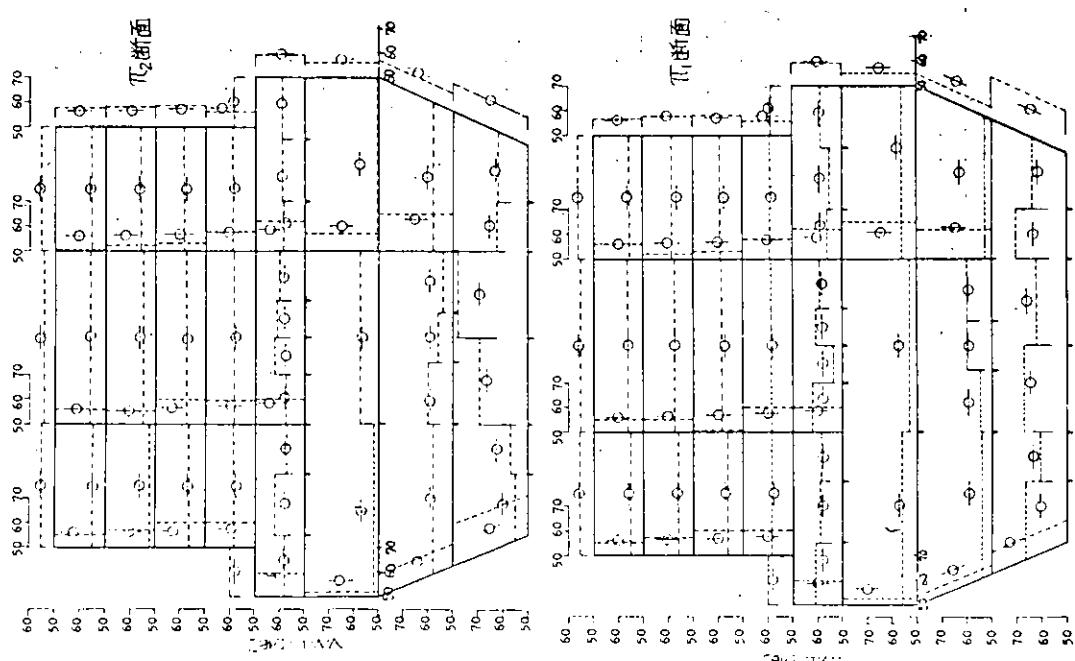
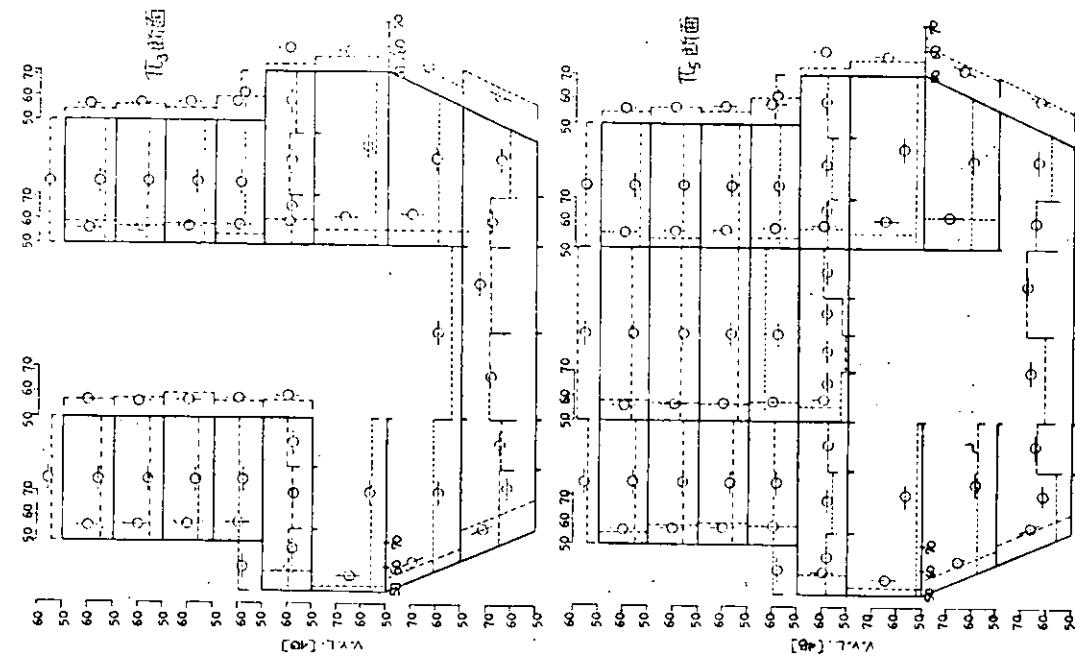


図 2.1.5(a) 各断面における振動レベル分布(500 Hz, ベンド)



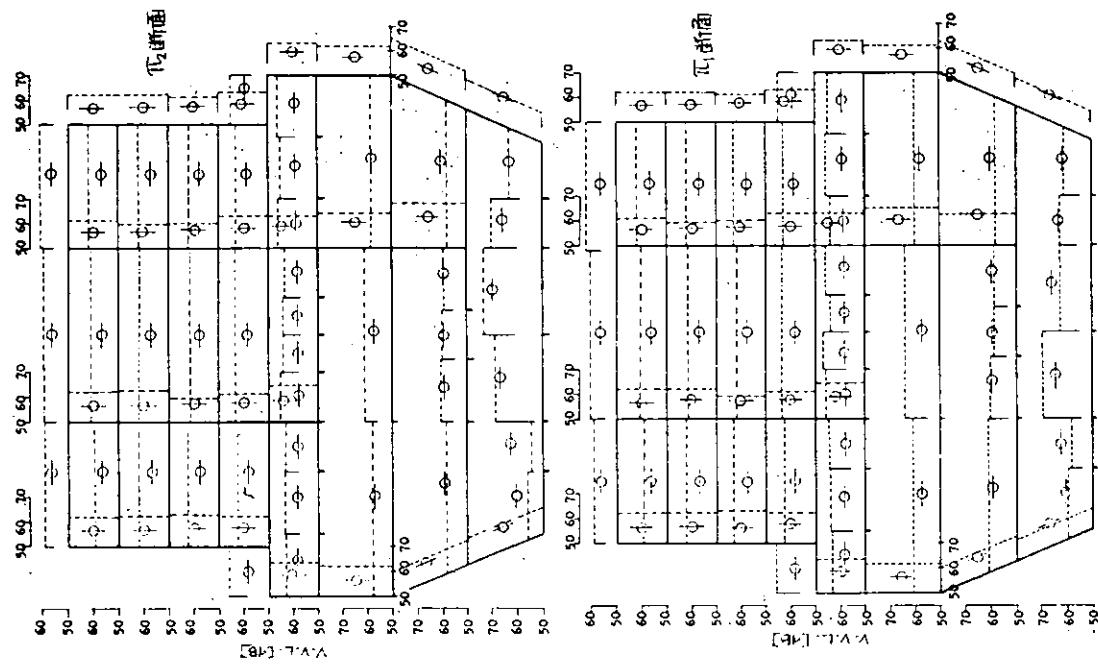


図 2.1.6(a) 各断面における振動レベル分布(1 KHZ)

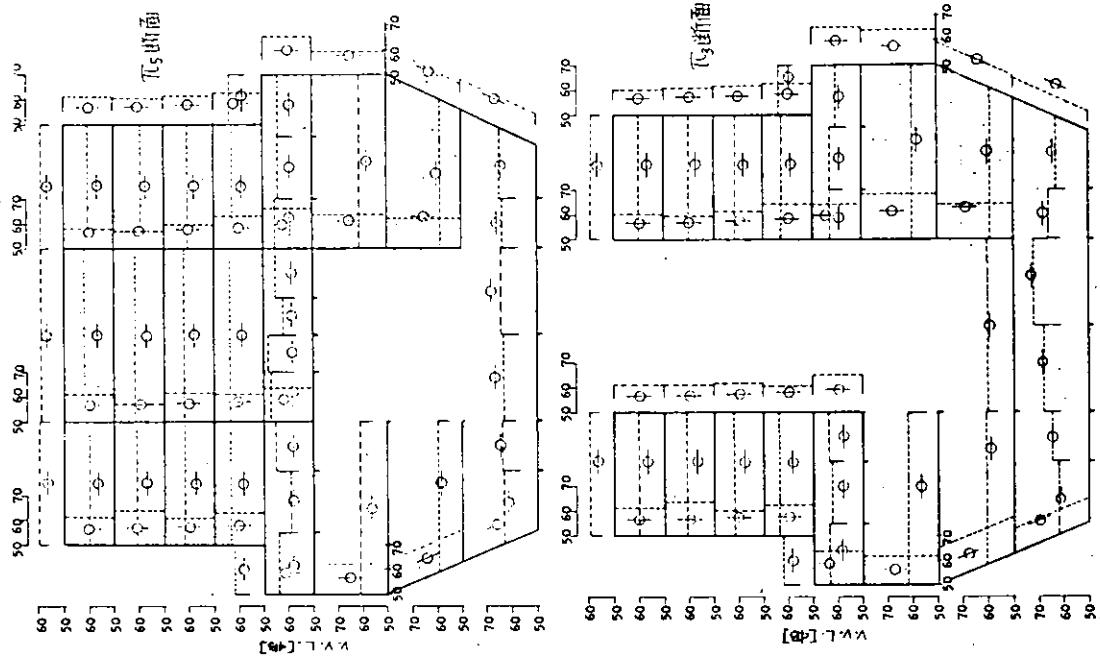


図 2.1.6(b) 各断面における振動レベル分布(1 KHZ)

図 2.1.7(b) 各断面における振動レベル分布(2KHZ)

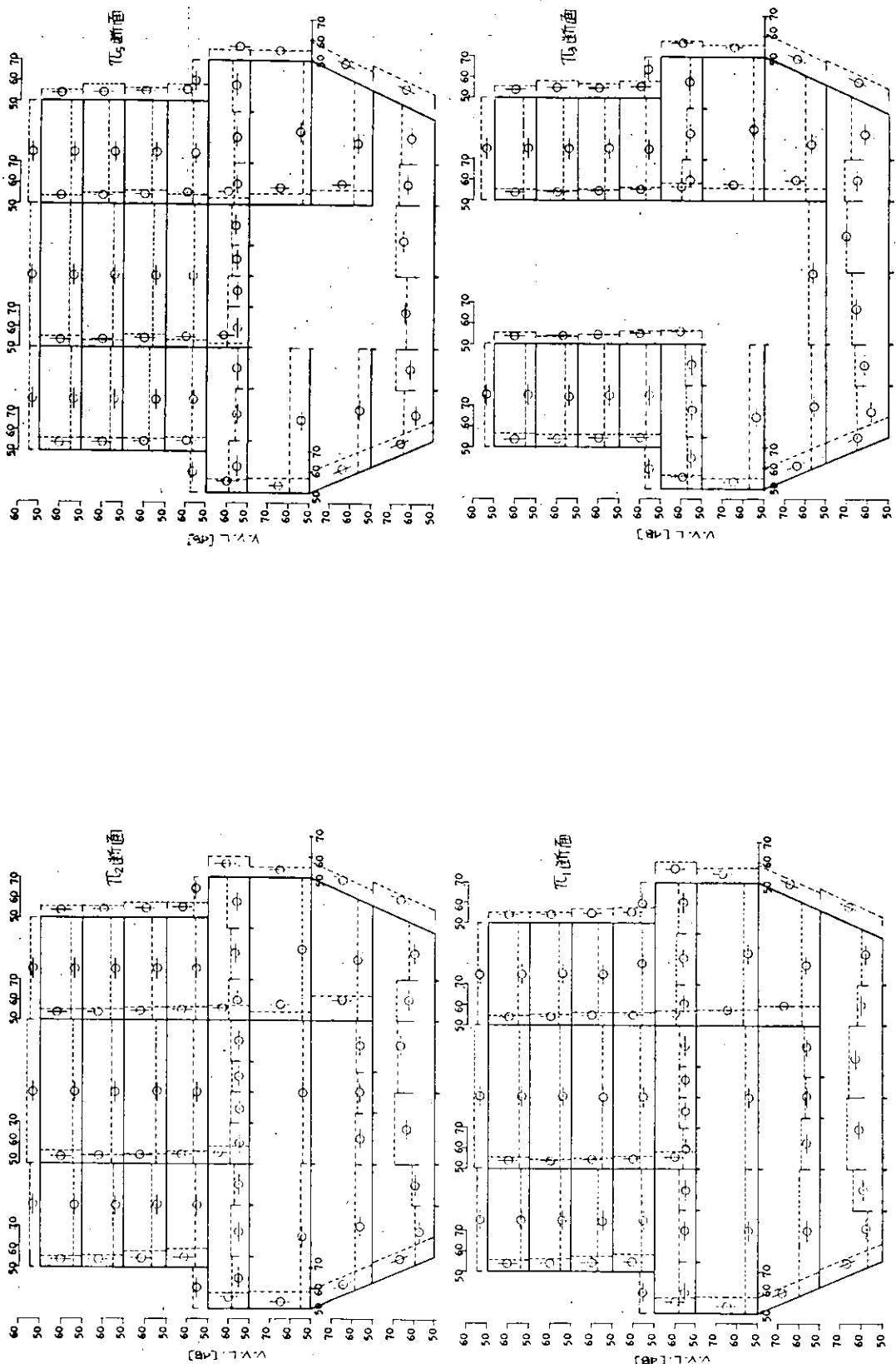


図 2.1.7(a) 各断面における振動レベル分布(2KHZ)

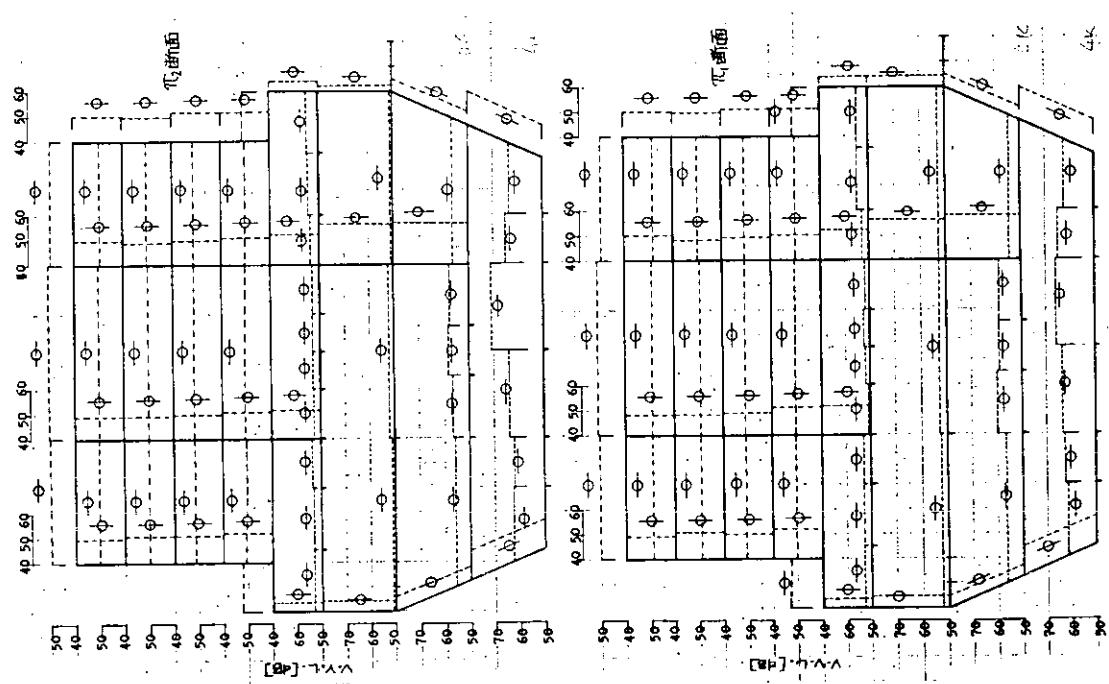


図2.1.8(a) 各断面における振動レベル分布(4 KHZ)

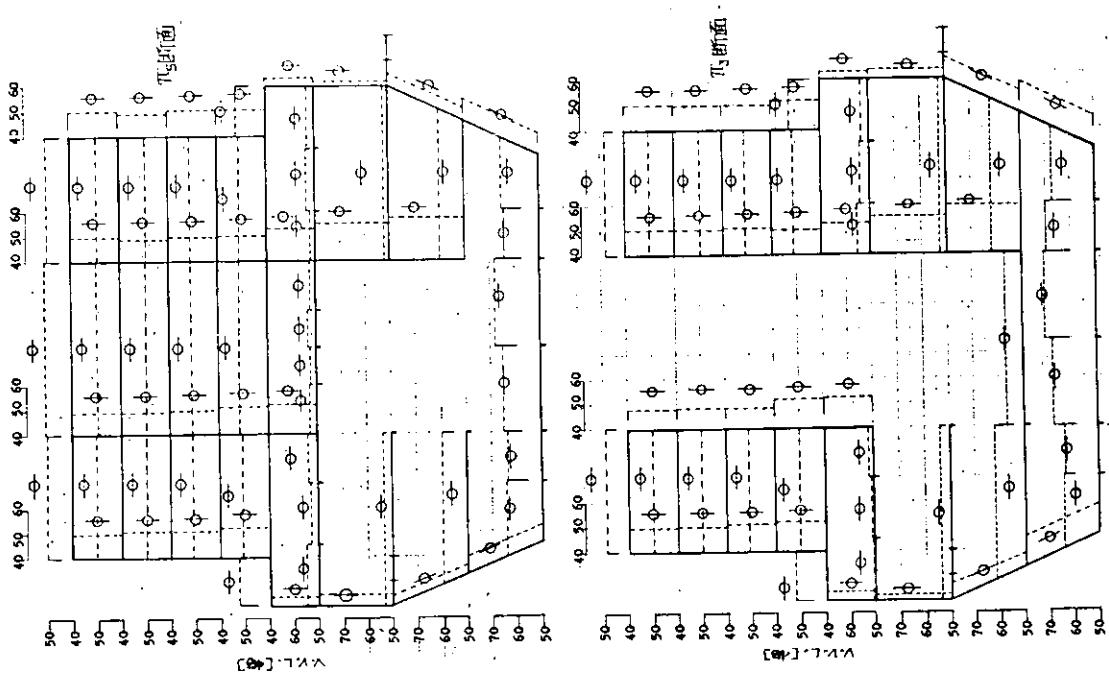


図2.1.8(b) 各断面における振動レベル分布(4 KHZ)

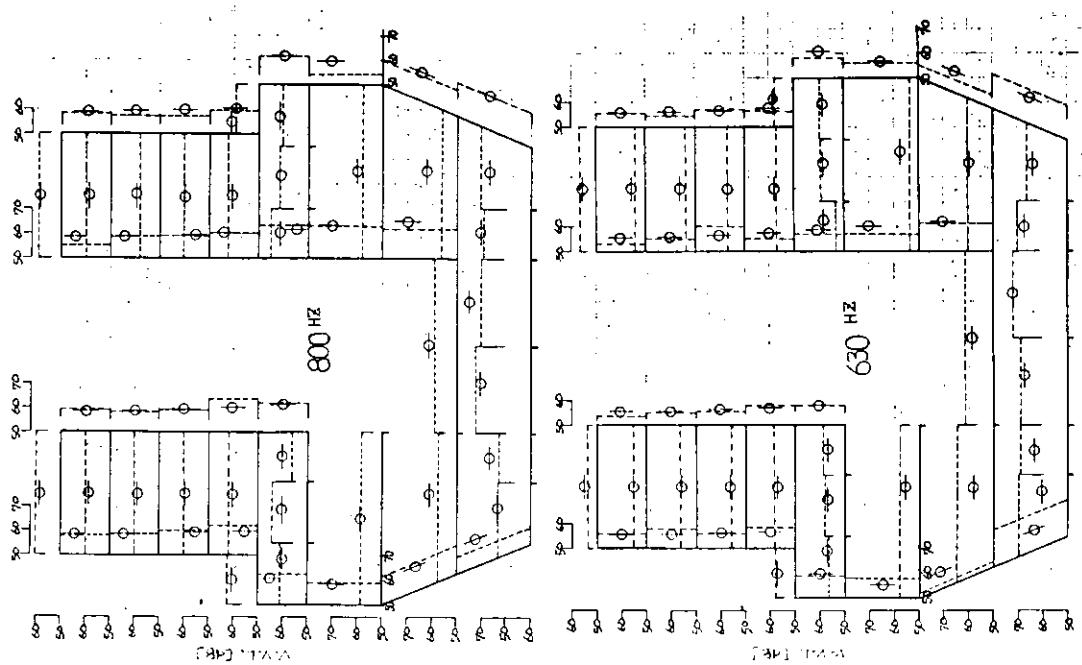


図 2.1.9(a)  $\pi_3$  断面の振動レベル分布

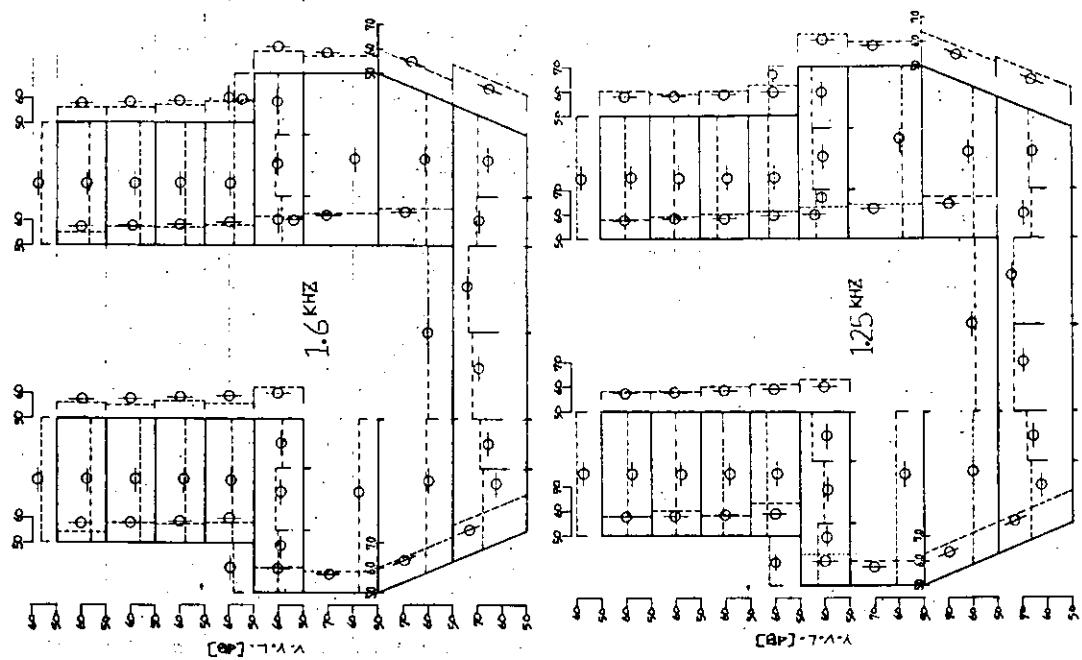


図 2.1.9(b)  $\pi_3$  断面の振動レベル分布

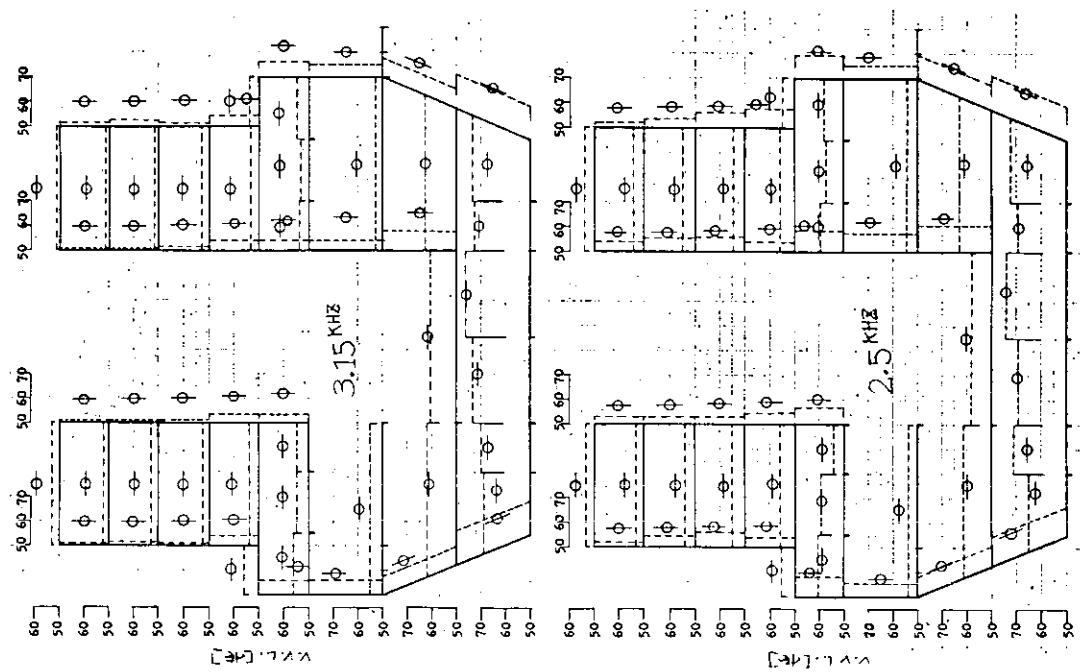


図 2.1.9(c)  $\pi_3$  断面の振動レベル分布

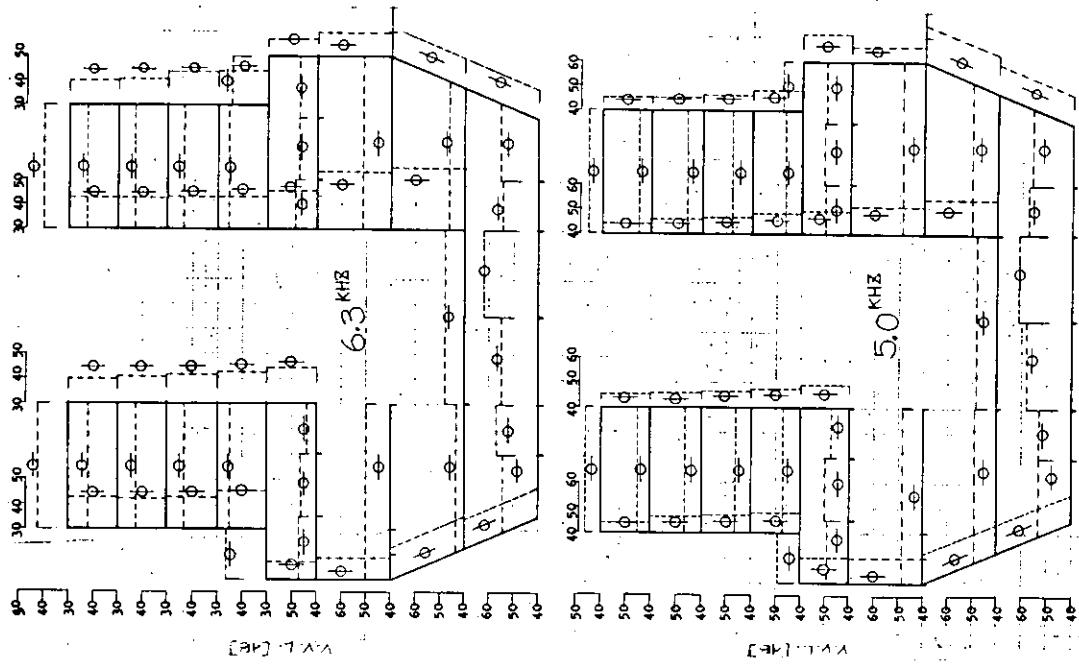


図 2.1.9(d)  $\pi_3$  断面の振動レベル分布

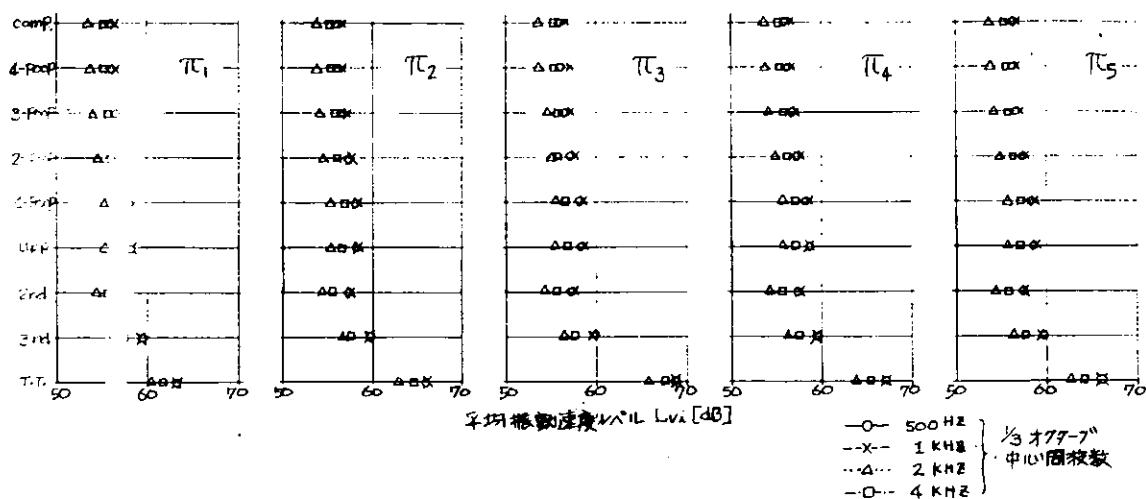


図 2.1.10 各断面におけるデッキの平均振動レベル

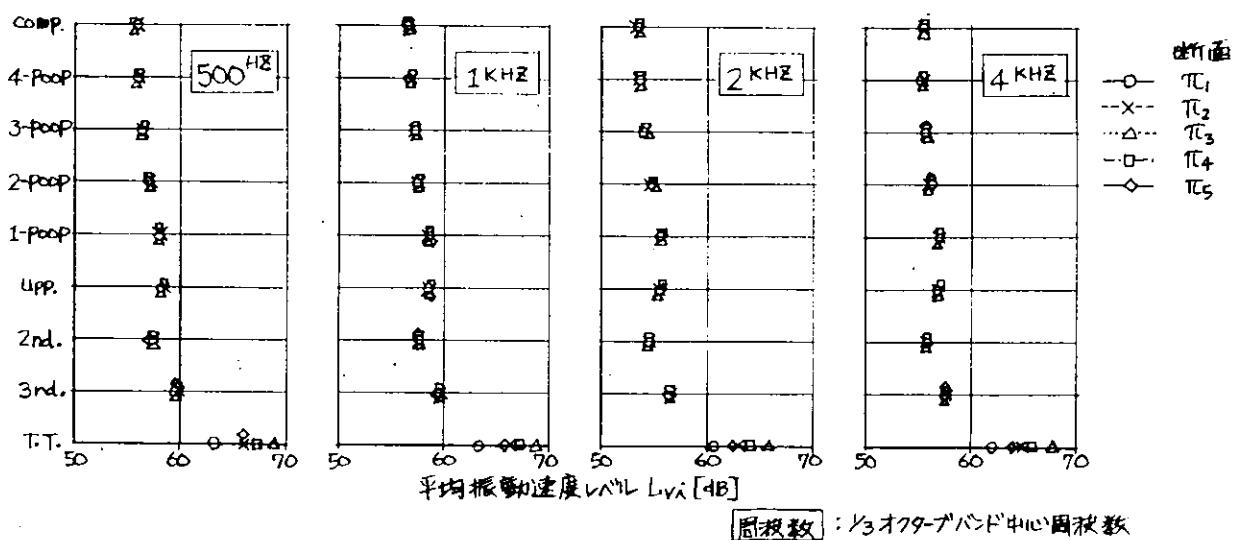


図 2.1.11 各周波数におけるデッキの平均振動レベル

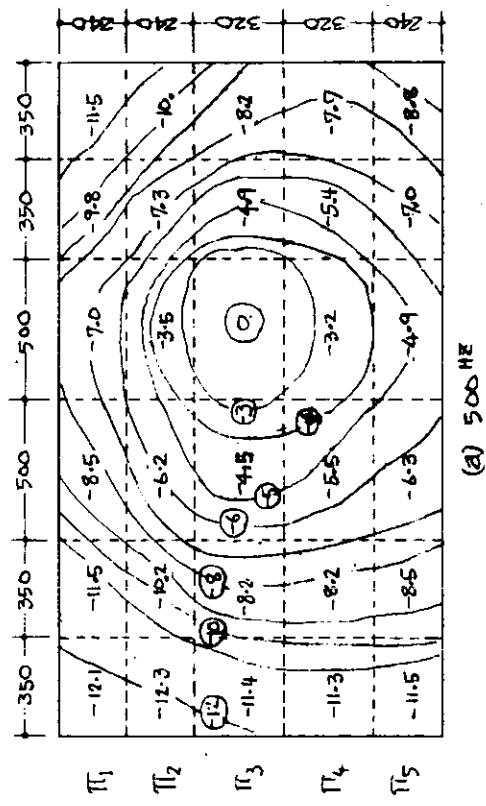


図 2.1.12(a) TANK TOP における振動レベル低減の空間分布

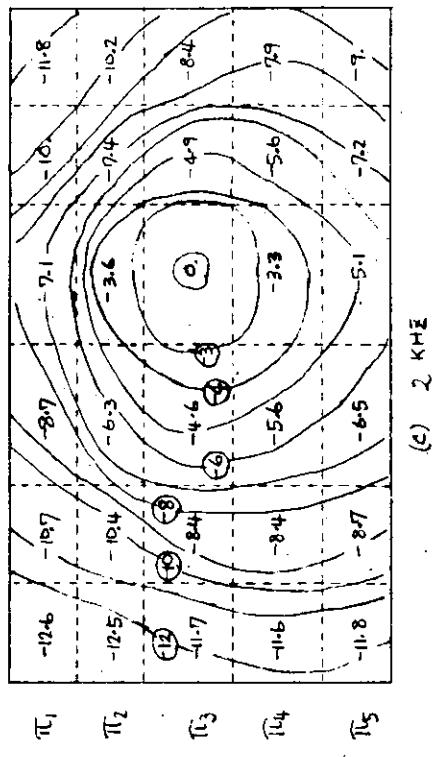


図 2.1.12(b) TANK TOP における振動レベル低減の空間分布

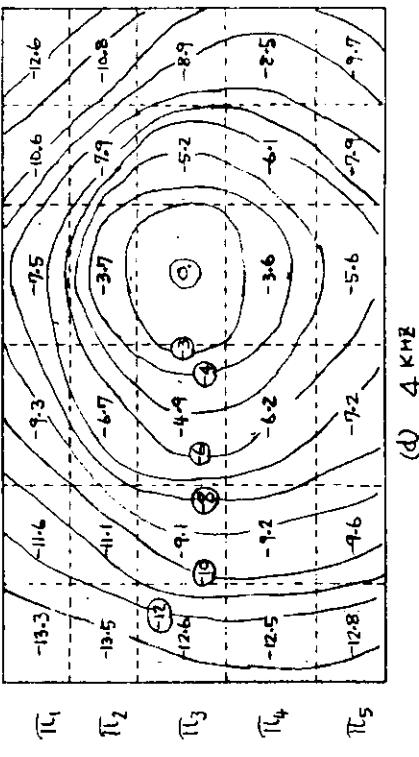


図 2.1.12(c) TANK TOP における振動レベル低減の空間分布

**数字**：加振パネルから各パネルまでの低減レベル  
**数字**：算高線のレベル

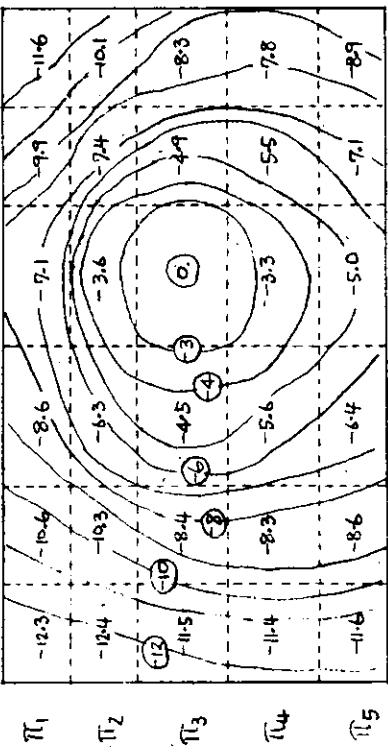


図 2.1.12(d) TANK TOP における振動レベル低減の空間分布

**数字**：加振パネルから各パネルまでの低減レベル  
**数字**：算高線のレベル

間の伝達損失が大きいのは、図2.1.1からわかるように、デッキ構造が船体外板部で不連続になるためと考えられる。

これは、振動エネルギーが、主に船体外板から伝達されていることを示している。

(d) TANK TOP から 2nd dk までは、同じ板厚であり、dk 高さ方向の伝達損失は  $\pi_5$  断面で 6 dB 程度である。この結果は、51年度の立体多層モデルの伝達損失を距離パラメータ R で表現した場合の WALL パネルの特性 (P. 53 : 図4.1.18) と比較してみると 2nd dk は  $R = 2$  に対応し、 $\Delta L_v \approx 7\text{dB}$  になり、図2.1.11の結果は立体多層モデルとほぼ対応がつく。

$U_{pp,dk}$  は、2nd dk 以下と板厚が異なるために立体多層モデルとの対応はつけられない。

(e) 図2.1.11の結果によれば、加振源から各デッキまでの伝達損失を正しく評価するには、加振源のあるデッキにおける振動レベル分布が、大きく影響することを示している。

#### (b) TANK TOPにおける振動レベル

図2.1.12(a)(b)には、 $V_3$  オクターブバンドの 0.5 KHZ, 1 KHZ, 2 KHZ, 4 KHZ における TANK Top での各パネルの振動レベル低減量と低減量の概略等高線を示した。

#### (i) TANK TOPの振動減衰の等高線表示

図2.1.12で点線は、TANK TOPとBOTTOM SHELL を接続する補強壁の位置を示す。点線で囲まれた長方形区画が、一枚の要素パネルを表わしていることになる。従って、加振パネルからの振動低減量を各パネル内に示し、これをもとに、等高線を模式的に描いている。

この等高線から、明らかなように、振動エネルギーは、加振点から2次元的に拡散していく。この等高線は加振パネルが右舷側に片寄っているために、左右非対称であり、また、 $\pi_1$  断面側には TANK TOP から上部区画まで隔壁が存在するため、 $\pi_5$  断面側よりも、減衰が大きくなっている。

等高線は -6 dB 位までは、等高線の半径が周波数によらずは一定であるが、-8 dB 以上では、等高線の半径が周波数が高くなるに従って小さくなってくる。これは、(ii)の考察で述べるように、曲げ波のエネルギー伝搬が周波数に依存することによる。

#### (ii) TANK TOPにおける振動伝搬に関する考察

(i) 加振源のあるデッキでは、加振源からの振動レベルの低減が2次元的に現われることを考慮する必要がある。

(ii) 模式的に描いた等高線から、加振源から一定の距離にあるパネルまでの低減量は周波数に依存し、周波数が高くなるほど低減量が増加する。これは、次のように説明できる。

加振源から振動エネルギーが同心円状に拡散していくとすれば、加振源から距離 R の円周上単位長さを通過するエネルギー強度 I は、曲げ波に対して次式である。

$$I = m'' C_B \langle V_R^2 \rangle, \quad m'' = \rho h \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.9)$$

$m''$  : パネルの面積密度,  $B'$  : パネルの曲げ剛性 =  $\frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}$

$C_B$  : 曲げ波の伝搬速度 =  $(\omega^2 B / m'')^{1/4}$

$\omega$  : 角振動数,

$E, \rho, \nu, h$  : パネルのヤング率、密度、ポアソン比および板厚

$V_R$  : 距離 R の点の振動速度

半径 R の円周を通過するパワーすなわち発生源のパワー W は

$$W = 2\pi R I = 2\pi R (B' m'')^{1/4} \sqrt{\omega} \langle V_R^2 \rangle \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.10)$$

半径 R の点の振動レベル  $L_{vR}$  は

$$L_{VR} = 10 \log \langle V_R^2 \rangle = PWL - 10 \log (R\sqrt{\omega}) - 10 \log 2\pi (B' m''^3)^{1/4} \quad \dots \dots \dots (2.1.11)$$

すなわち加振点に加えられるパワーレベル PWL が一定ならば、振動レベル  $L_{VR}$  は、距離  $R$  と周波数の平方根  $\sqrt{\omega}$  に逆比例することとなる。

いま、PWL 一定で、異なる周波数  $\omega_1, \omega_2$  のとき  $L_{VR}$  が等しくなる距離  $R_1$  と  $R_2$  の比を求める (2.1.11) 式より

$$R_1\sqrt{\omega_1} = R_2\sqrt{\omega_2} \quad \therefore \frac{R_2}{R_1} = \sqrt{\frac{\omega_1}{\omega_2}} \quad \dots \dots \dots (2.1.12)$$

従って、 $\omega_2 > \omega_1$  ならば、 $R_2 = \sqrt{\frac{\omega_1}{\omega_2}} R_1 < R_1$  となり、図 2.1.12 の等高線が示すように、高周波になるほど、同じ低減レベルの等高線は加振点側に近づく、すなわち半径  $R$  までの低減レベルが大きくなる。

図 2.1.12 では、正確に (2.1.12) 式は成立しない。これは TANK TOP から補強壁を通して BOTTOM SHELL へ流れるエネルギーが含まれるためと考えられる。しかしながら、等高線の -3 dB の半径に対して、-6 dB, -9 dB の半径はほぼ 2 倍、4 倍に近くなっている。

- (ア) TANK TOP の振動レベル低減に対して、BOTTOM SHELL へのエネルギー伝達は、大きな影響がある。図 2.1.12 に点線で示した BOTTOM SHELL との結合壁の間隔が狭い方向ほど等高線が密になり、距離に対する低減量が大きい。
- (イ) 図 2.1.12 のように加振源デッキで振動レベルの分布がわかれば (2.1.10) により発生源のパワーレベルを近似的に推定できる。従って、実船において、単体機器運転により機器の発生パワーを振動レベルから概略推定できると考えられる。しかしながら適用に当っては、実船のデッキ構造、および機器デッキの面積の影響が考えられるので、今後の研究課題であろう。
- (オ) デッキの振動レベル  $L_{Vi}$  の近似推定法としては、1 次元 SEA 法の簡略モデルによる伝達損失推定に加えて、機器デッキの面積、構造を考慮した平均振動レベルの予測を追加する必要があろう。

#### (4) 結論と今後の課題

スケールモデルへの SEA 法の適用により得られた成果と今後の課題をまとめておく。

##### (a) 結論

###### (イ) SEA 法の適用性

51 年度の研究成果をもとに、実船の機関室・居住区を含む部分構造の  $1/10$  縮尺モデルについて SEA 法を適用した結果、実験値とほぼ  $\pm 3$  dB 程度で一致し、SEA 法を実船構造へ適用できる結果を得た。

###### (ロ) 伝達特性と簡略計算法

- ① デッキ高さ方向の伝達特性を、TANK TOP 加振の場合について、 $1/3$  オクターブバンドで整理すると、3rd dk 以上では各断面の平均振動レベルは殆んど一致する。
- ② 内部損失率が小さい場合、デッキ板厚による質量の差によって、上方のデッキの振動レベルが大きくなる。
- ③ スケールモデルで、3rd dk から居住区最上層デッキまでの伝達損失は、500 Hz で 4 dB, 4 kHz で 2 dB となり周波数と共に小さくなる。
- ④ 各デッキの平均振動レベル表示により、固体音伝搬の簡略推定法として 1 次元モデルの適用が可能といえる。

###### (ハ) TANK TOP の振動レベル分布

- ① TANK TOP 中央加振に対して、振動レベルは、2 次元的に拡散し、周波数と等高線の半径の関係は曲げ波エネルギー伝搬の理論で定性的に把握できる。
- 等高線の半径は周波数の平方根に逆比例する。

② 等高線表示の結果から、実船の単体機器運転時、機器の発生パワーを概略推定する考え方を示した。

#### (ニ) デッキ振動レベルの推定法

デッキの振動レベルの推定においては、単にデッキ間の伝達損失だけでなく、機器デッキの面積および構造を考慮した機器デッキの平均振動レベルの推定が必要である。

#### (b) 今後の課題

実船の固体音推定を行なうまでの問題点は次の通りである。

##### (イ) 構造パラメータ

- ① 構造要素の内部損失率のデータ収集
- ② 構造結合形式の分類と結合損失率の推定

##### (ロ) 予測計算法

- ① SEA法による1次元簡略モデルの作成法
- ② 簡略計算法の精度向上
- ③ 機器据付デッキを変えた場合のSEA法による詳細計算
- ④ SEA法の詳細計算のための実船のモデル化の省力化
- ⑤ 縦波によるエネルギー伝搬を考慮することによる推定精度向上
- ⑥ 機器据付デッキの平均振動レベルの決定法および機器発生レベルの実測による推定法確立

##### (ハ) 対策法

- ① 2次固体音の影響度の把握と2次固体音の防止法
- ② エネルギーの主要伝達経路の把握と対策法の検討
- ③ 機器周辺における対策法の検討

### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会：SR156 研究部会 船内騒音に関する調査研究、昭和50年度、51年度研究報告書 No.252, No.270, (昭51.3, 昭52.3)
- 2) L.Cremer, M.Heckl and E.E.Ungar : Structure-borne Sound, Springer Vorlag, 1973.
- 3) L.L.Beranek : Noise and Vibration Control, McGraw Hill, 1971.

#### 2.1.2 実船構造の計算モデル化

ある構造体に於ける固体音伝搬特性をSEA法を用いて解く場合、エネルギーの伝搬する要素単位として一般に平板及び梁などがとられ、これら単位要素により構造体が構成されるとして各要素の振動特性（内部損失率モーダル密度）及び要素間の結合状態に応じたエネルギー伝搬特性（結合損失率）を求めることが必要となる。従って実船構造を対象としてSEA法を適用する場合、同様に各壁、床などを单一要素としてとると、その要素数は非常に多くなり、さらに各要素間の結合は複雑かつ膨大なものとなる。実際に計算を行なう際、これらのデータを図面などから作成することは多大な労力を要し、さらに計算が電子計算機の容量を越える場合もあると考えられる。このことから計算要素数を減らすことが実用上必要であり、そのための種々の方法が考えられる。

ここでは要素を減らすに当って、できるだけ元の精密なSEA法計算の精度を損なわないような各種の要素削減法を提案し、その適用法、精度について検討し、実船構造のように大きく複雑な構造物に於ける実用的なSEA計算法を求める。

##### (1) モデル化に対するSEA法の基本的考え方

本節ではSEA法によるパワー流の関係式を以下の記号で表わし統一する。図2.1.201に示す3要素系に外部

入力パワー  $W_1, W_2, W_3$  が各要素に与えられた時、SEA法関係式は次のようになる。

$$\left\{ \begin{array}{l} W_1 = d_1 T_1 + \phi_{12}(T_1 - T_2) + \phi_{13}(T_1 - T_3) \\ W_2 = d_2 T_2 + \phi_{21}(T_2 - T_1) + \phi_{23}(T_2 - T_3) \\ W_3 = d_3 T_3 + \phi_{31}(T_3 - T_1) + \phi_{32}(T_3 - T_2) \end{array} \right. \quad \dots \dots \quad (2.1.201)$$

$$d_i = 2\omega_0 N_i \eta_i \quad \dots \dots \quad (2.1.202)$$

$$\phi_{ij} = 2\omega_0 N_i \eta_{ij} \quad \dots \dots \quad (2.1.203)$$

$$T = \frac{2\pi}{4\omega} \langle v^2 \rangle \sqrt{mB} \quad \dots \dots \quad (2.1.204)$$

ここで、

$d_i$  : 消散パワー係数,

$\phi_{ij}$  : 伝達パワー係数,

$\eta_i$  : 内部損失率,

$\omega_0$  : 中心周波数,

$N_i$  : 固有モード数,

$m$  : 面密度,

$\eta_{ij}$  : 結合損失率,

$\Delta\omega$  : 周波数バンド幅,

$B$  : 板の曲げ剛性

$T$  : 時間平均運動エネルギー・モード平均値,  $\langle v^2 \rangle$  : 空間及び時間平均二乗速度

また普通は

$$\eta_{ij} N_i = \eta_{ij} N_j \quad \dots \dots \quad (2.1.205)$$

として良いから

$$\phi_{ij} = \phi_{ji} \quad \dots \dots \quad (2.1.206)$$

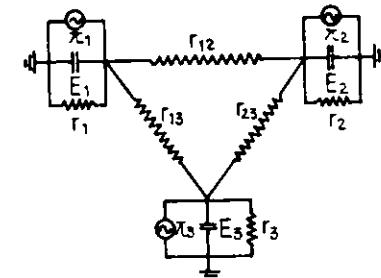
これらの関係式は次のような置き換えをすることにより、図2.1.202に示すR-C回路と等価になる。従ってSEA法のパワー流関係式について電気回路の理論がそのまま適用できることがわかる。

$$T_i \rightarrow E_i$$

$$\frac{1}{\phi_{ij}} \rightarrow r_{ij} \quad \dots \dots \quad (2.1.207)$$

$$\frac{1}{d_i} \rightarrow r_i$$

$$W_i \rightarrow \pi_i$$



## (2) SEA法計算の簡略化

要素数を減らすための簡略化の方法として、一つには与えられた構

造を幾つかの壁体などから成る構造要素に分け、この構造要素をSEA法の単位要素としてSEA法を組み立てる方法が考えられる。ここで問題となるのは、この構造要素に対する等価な振動特性及び要素間エネルギー伝搬特性の求め方であり、これについて検討する必要がある。

なお本項で示す各方法は対象を実船構造に限定せず、一般的或いは理想的な構造体を対象とする。

### (a) 近似なしに要素を減らす方法

要素数を減らすのに、元の単位要素の振動特性、エネルギー伝搬特性を全て用いて、新たな構造要素の等価特性を求める方法で、元の精密SEA法計算と等しい値が得られる。但し、この方法では要素数は減るが、入力データ作成の労力は殆んど減らないことになり、他の近似的方法と組合せて使うことにより有効な簡略法になる。

#### (i) 入射パワーに対する構造の対称性を利用する方法

幾何学的対称性を多く持つ構造体については、パワーの入射する位置により構造体を流れるパワーの経路の対称性から、エネルギーの等しくなる要素が存在する場合が多い。入射パワーに対するパワー流経路を予想して、結果的に等しいエネルギーを持つと考えられる要素を、まとめて一つの要素にすることにより

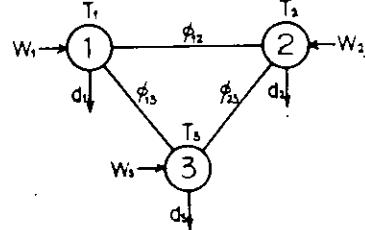


図2.1.201 SEA法回路

要素数を減らすことができる。この場合の構造の対称性とは正確には予想されるパワー流経路に対して内部損失率、モード数、結合損失率が等しくなることである。

一例として図 2.1.213 に示すような簡単な仕切壁付モデル（モデル B-2'）について本方法による簡略化を試みる。本モデルは各パネル共、板厚、内部損失率一定であり、50、51年度報告書に示される B-2 モデルを半分にしたものとする。図の MODEL 1 はこのモデルの精密 SEA ネットワークで、要素数 16、結合数 44 となる。これに対して、MODEL 2 はパネル 1 にパワーが入射する場合で、パワーの流れは明らかにパネル 2 と 4、3 と 5、……に等しく流れると予想される。従ってこれらの組合せを一つの要素としてネットワークを組むと、図のように要素数 10、結合数 19 となり精密ネットワークと比べ半減する。この SEA 法計算結果は当然一致する。同様に MODEL 3 はパネル 10 にパワーが入射した場合、MODEL 4 はパネル 5 にパワーが入射した場合の対称性を利用した簡略モデルである。

この簡略化に際して、新モデルの消散パワー係数  $d_{ij}'$  及び伝達パワー係数は次のように置き換える。

$$\varphi_{ij}' = \varphi_{ij} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.208)$$

$$d_{ij}' = n \cdot d_{ij} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.209)$$

$\varphi_{ij}'$ ：元の要素  $i, j$  に対応する新要素間伝達パワー係数

$d_{ij}'$ ：元の要素  $i$  に対応する新要素の消散パワー係数

$n$ ：一つにまとめた元の要素数

### (ii) 多端子回路の連結に置き換える方法

SEA 法の計算に於て、特に値を求める必要のない要素がある場合、値の必要な要素のみを節点として残し、その他を等価な構造要素としてまとめる方法が考えられる。この場合構造が同一パターンの連続となつていればこのまとめ方はさらに有効な要素削減法となる。

この方法として SEA 法回路が等価な R-C 回路に置き換えられることから、一般的な多端子回路計算法の利用が考えられる。

エネルギーの値を求める節点として一単位要素をとれば、いわゆる四端子回路の結合となり、一般的な回路理論式が使える。図 2.1.14 に示した等価回路について、節点を要素⑦と②にして③を構造要素内に含めるように四端子回路で表わせば、図 2.1.203 のようになる。

### (iii) ユニット分割法

実船構造など大きな構造物を精密に SEA 法で解く場合、大次元の連立一次方程式を解くことになり、しばしば計算機のコア容量を超える。また計算の効率も悪い。ユニット分割法は一般に大次元の連立一次方程式をガウスの消去法を用いて効率良く解くマトリクス計算手法であるが、特に大きな構造物に対する SEA 法計算に適した方法と考えられる。

構造物全体を幾つかのユニットに分ける。実船構造なら例えば図 2.1.204 のようにデッキ毎に分ければ良いだろう。境界では要素が、接するユニットに重複するようになると。この重複部分にそのユニットに直接関係のある全ての変数を含むことになる。計算はこのユニット毎に消去を行なって行くことで、一回に解く方程式は充分小さなものとすることができる。また結果の値が必要な要素を後の方に持っていくようにすれば、ガウスの消去法の後退代入を途中で止めることにより計算回数を減ら

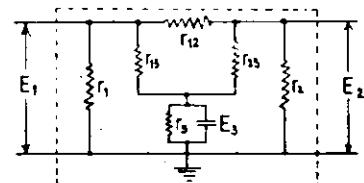


図 2.1.203 四端子回路モデル

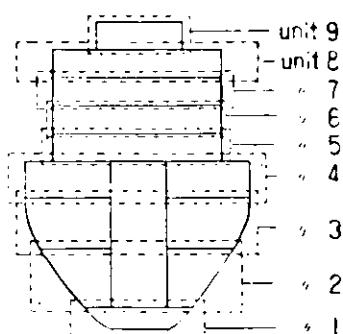


図 2.1.204 実船構造のユニット分割例

すことができる。なお具体的方法については参考文献を参照されたい。

この方法とは別に、計算機の記憶容量を節約する方法として、SEA法に於ける連立一次方程式の係数行列が、正定値対称行列であること、また帶行列であることを利用することができる。

(b) 若干の近似を含めて要素を減らす方法

要素数を減らす目的が、主にデータ作成の労力を軽減することとするなら、構造体の全要素の内、幾つかの要素を適当な方法で無視することが必要である。SEA法として充分な精度を保ちながら、このような省略を得ない得る方法を次に示す。

(i) 要素特性の全体精度への影響を考慮し、要素を削減する方法

(1)  $\phi_{ij}/d_i < 1$  となる要素への結合は無視する。

伝達経路に於て、ある要素へのパワー流量が少なければ、その経路を無視しても大きな誤差は生じないと考える。図 2.1.205 に示す 3 要素系の①にパワーが入射した場合の各要素の運動エネルギーは次式のようになる。

$$\begin{cases} T_1 = \{(d_3 + \phi_{23})(d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) - \phi_{23}^2\} W/I \quad (2.1.210) \\ T_2 = (d_3 + \phi_{23})\phi_{12} W/I \quad (2.1.211) \\ T_3 = \phi_{12}\phi_{23} W/I \quad (2.1.212) \end{cases}$$

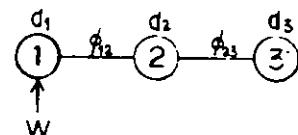


図 2.1.205 3 要素モデル

$$I = (d_1 + \phi_{12})\{(d_3 + \phi_{23})(d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) - \phi_{23}^2\} - (d_3 + \phi_{23})\phi_{12}^2 \quad (2.1.213)$$

要素②と③のエネルギー比は

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{m_3 \langle v_3^2 \rangle}{m_2 \langle v_2 \rangle} = \frac{\phi_{23}}{d_3 + \phi_{23}} = \frac{1}{1 + \frac{\phi_{23}}{d_3}} \quad (= \frac{1}{1 + \frac{\eta_3}{\eta_{32}}}) \quad (2.1.214)$$

従って要素②から③への振動伝達損失は

$$\Delta Lv = 10 \log \frac{\langle v_3^2 \rangle}{\langle v_2^2 \rangle} = 10 \log \frac{m_3}{m_2} + 10 \log (1 + d_3/\phi_{23}) \quad (2.1.215)$$

故に質量が等しければ、伝達損失は  $d_3/\phi_{23}$  の大きさによることがわかる。

もし  $d_3/\phi_{23} \rightarrow \infty$  ならパワーは流れないことになる。

式 (2.1.210) ~ (2.1.213) を変形すると

$$\begin{cases} T_1 = \left\{ \left(1 + \frac{\phi_{23}}{d_3}\right)(d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) - \frac{\phi_{23}^2}{d_3} \right\} W/I' \quad (2.1.216) \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_2 = \left\{ \left(1 + \frac{\phi_{23}}{d_3}\right)\phi_{12} W/I' \quad (2.1.217) \right. \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_3 = \phi_{12} \frac{\phi_{23}}{d_3} W/I' \quad (2.1.218) \end{cases}$$

$$I' = (d_1 + \phi_{12}) \left\{ \left(1 + \frac{\phi_{23}}{d_3}\right)(d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) - \frac{\phi_{23}^2}{d_3} \right\} - \left(1 + \frac{\phi_{23}}{d_3}\right)\phi_{12}^2 \quad (2.1.219)$$

ここで  $\phi_{23}/d_3 \rightarrow 0$  となるには  $\phi_{23} \rightarrow 0$  または  $d_3 \rightarrow \infty$  となれば良い。

$\phi_{23} \rightarrow 0$  なら完全に 2 要素系となり、式 (2.1.216) (2.1.217) (2.1.219) は次のように簡単になる。

$$\begin{cases} T'_1 = \frac{d_2 + \phi_{12}}{(d_1 + \phi_{12})(d_2 + \phi_{12}) - \phi_{12}^2} W \quad (2.1.220) \end{cases}$$

$$\begin{cases} T'_2 = \frac{\phi_{12}}{(d_1 + \phi_{12})(d_2 + \phi_{12}) - \phi_{12}^2} W \quad (2.1.221) \end{cases}$$

$d_3 \rightarrow \infty$  なら、式 (2.1.216) (2.1.217) (2.1.219) は次のようになり、伝達パワー係数  $\phi_{23}$  が消散パ

パワー係数  $d_2$  に含まれたとした 2 要素系になる。

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1'' = \frac{(d_2 + \phi_{23}) + \phi_{12}}{(d_1 + \phi_{12})(d_2 + \phi_{23}) + \phi_{12} - \phi_{12}^2} W \quad (2.1.222) \\ T_2'' = \frac{\phi_{12}}{(d_1 + \phi_{12})(d_2 + \phi_{23}) + \phi_{12} - \phi_{12}^2} W \quad (2.1.223) \end{array} \right.$$

これらの精度を調べるために実際に数値計算を行なった結果を表 2.1.200 に示す。また、 $d_3, \phi_{23}$  を変数にした時の  $T_1, T_1', T_1''$  の変化を図 2.1.206 に示す。

この結果から  $T_1', T_2'$  は  $d_3, \phi_{23}$  に関係しない為一定であり  $d_3$  を一定にして  $\phi_{23}$  を小さくした場合の  $T_1(\phi_{23})$  に漸近してくるが、 $d_3$  が大きくなった場合、その近似度は余り良くない。また  $T_1'', T_2''$  は  $\phi_{23}/d_3$  が 1.0 以上では余り近似は良くないが 1.0 以下になると急速に正しい値に収束してくることがわかる。このような傾向はエネルギー比  $T_2/T_1$  についても同様に見られる。また要素①と②での誤差を比較すると、直接結合している要素特性を省略した②に対して、①の方が誤差が少なく、省略の影響が小さいことがわかる。このことを利用して実際に省略を行なおうと思う場合、その次の要素から省略することによりその内側の要素の精度に余り影響を与えることなく省略が行なえることがわかる。

表 2.1.200 3 要素系の  $d_3, \phi_{23}$  の変化による近似式の精度

$d_1=0.5 \times 10^3, d_2=0.7 \times 10^3, \phi_{12}=2 \times 10^3, W=1.0$												
$d_3$	$\phi_{23}$	$\phi_{23}/d_3$	$T_1$	$T_1'$	誤差	$T_1''$	誤差	$T_2$	$T_2'$	誤差	$T_2''$	誤差
$.5 \times 10^3$	$2 \times 10^3$	4.0	.8267	.9818	.7dB	.6065	-1.3dB	.5333	.7273	1.3dB	.2581	-3.2dB
"	$1.5 \times .5$	2.0	.8465	"	.6	.7048	-.8	.5581	"	1.1	.3810	-1.7
"	$.5 \times .5$	1.0	.8741	"	.5	.80	-.4	.5926	"	.9	.50	-.7
"	$.25 \times .5$	.5	.9053	"	.4	.8741	-.2	.6316	"	.6	.5926	-.3
"	$.1 \times .5$	.2	.9409	"	.2	.9333	-.03	.6761	"	.3	.6067	-.06
"	$.05 \times .5$	.1	.9587	"	.1	.9565	-.01	.6984	"	.2	.6957	-.02
$1.0 \times 10^3$	$.5 \times .5$	.5	.8465	"	.6	"	-.2	.5581	"	1.1	"	-.5
$2.5 \times .5$	"	.2	.8220	"	.8	"	-.1	.5275	"	1.4	"	-.2
$5.0 \times .5$	"	.1	.8117	"	2.8	"	-.06	.5146	"	1.5	"	-.1

実際の省略法としては、まず要素の  $\phi_{ij}/di$  を調べ、1.0 よりも小さければ  $di$  を省略した形の式(2.1.222)(2.1.223)を利用し、さらに  $\phi_{ij}$  が近隣の平均的  $\bar{\phi}$  に比べ充分小さければ  $\phi_{ij}$  をも省略した式(2.1.220)(2.1.221)を利用するのが適当である。

(口)  $di/di \ll 1$  となる要素では  $di$  を無視する。

近隣の各要素の消散パワー係数  $di$  に比べてある要素の消散パワー係数  $di$  が充分小さければ、その要素の  $di$  のみ省略しても大きな誤差を生じないと考える。消散パワー係数を無視することはその要素でのエネルギー損失が無いという事を表わし、これによりその要素への伝達パワー係数を等価な伝達パワー係数に置き換えて要素の省略が行なえる場合がある。

前項の図 2.1.205 に示す系で要素②の  $d_2$  を無視すると式(2.1.210)(2.1.212)は次のようになる。

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1' = \frac{d_3 + \frac{\phi_{12}\phi_{23}}{\phi_2 + \phi_{23}}}{d_1 d_3 + (d_1 + d_3) \frac{\phi_{12}\phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}}} \phi \times W = \frac{d_3 + \phi_{13}}{d_1 d_3 + (d_1 + d_3) \phi_{13}} W \quad (2.1.224) \end{array} \right.$$

$$\left| \begin{aligned} LT'_3 &= \frac{\frac{\phi_{12} \phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}}}{d_1 d_3 + (d_1 + d_3) \frac{\phi_{12} \phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}}} \times W = \frac{\phi_{13}}{d_1 d_3 + (d_1 + d_3) \phi_{13}} W \\ \phi_{13} &= \frac{\phi_{12} \phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}} \end{aligned} \right. \quad (2.1.225)$$

$$\phi_{13} = \frac{\phi_{12} \phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}} \quad (2.1.226)$$

式 (2.1.224)(2.1.225) は図 2.1.207 のように、結合係数を  $\phi_{13}$  とした場合の 2 要素系の各運動エネルギーの式に等しい。また  $\phi_{13}$  の値は並列抵抗の和の式と同様に  $\phi_{12}$ ,  $\phi_{23}$  から次式のように求められる。

$$\frac{1}{\phi_{13}} = \frac{1}{\phi_{12}} + \frac{1}{\phi_{23}} \quad (2.1.227)$$

また図 2.1.201 に示したような形の 3 要素系でも  $d_2$  を省略することにより、同様に図 2.1.207 のような 2 要素系にすることができる。まず  $\phi_{12}$  と  $\phi_{23}$  で上と同様に  $\phi'_{13}$  ができる。この  $\phi'_{13}$  と  $\phi_{13}$  が並列結合になると、これを合成するには直列抵抗の和の式と同様に次のように求めれば良い。

$$\phi''_{13} = \phi_{13} + \phi'_{13} \quad (2.1.228)$$

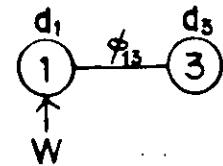


図 2.1.207 置換 2要素モデル

無視する  $d_i$  の相対値と計算精度の関係を調べるために図 2.1.205 の 3 要素系に適当な数値を入れて、精密計算と簡略計算の比較をしたものと図 2.1.208 に示す。 $d_2$  の相対値が 0.1 程度になれば充分な精度を持ち得ることがわかる。

#### (ii) 幾つかの壁体から成る構造要素を考え、内部の伝達を無視する方法

##### (1) 方 法

構造体を適当に幾つかの壁体から成る構造要素に分ける。この構造要素の等価な消散パワー係数  $d'_i$  としては各壁体の  $d_i$  の総和を取り、構造要素間の伝達パワー係数  $\phi'_{ij}$  としては、一つの構造要素内の各要素間の  $\phi_{mn}$  は全て無視し、構造要素外に出る伝達パワー係数  $\phi_{mn}$  について、各構造要素間毎に和を取る。このようなモデル化を行なった構造要素を SEA 法の単位要素として解く。

この場合構造要素内のエネルギーの伝達を無視することになり、要素エネルギーの計算結果は、その構造要素内の平均的レベルを表わすことになる。

モデル化の具体例として図 2.1.213 に示す MODEL 5 について見る。これは MODEL 1 の 16 要素系を 7 構造要素系にモデル化したもので、BLOCK 2, 4, 6 が 4 つの壁体から成っている。従って例えば BLOCK 2 では消散パワー係数  $d'_2$  は

$$d'_2 = d_2 + d_3 + d_4 + d_5 \quad (2.1.229)$$

となる。要素内の伝達パワー係数  $\phi_{23}$ ,  $\phi_{34}$ ,  $\phi_{45}$ ,  $\phi_{56}$  は無視され、要素外への伝達パワー係数  $\phi_{12}$ ,  $\phi_{13}$ ,  $\phi_{14}$  ……などはそれぞれ他の構造要素間の等価な伝達パワー係数として次のように置き換える。

$$\phi'_{12} = \phi_{12} + \phi_{13} + \phi_{14} + \phi_{15} \quad (2.1.230)$$

$$\phi'_{13} = \phi_{23} + \phi_{34} + \phi_{45} + \phi_{56} \quad (2.1.231)$$

$$\phi'_{14} = \phi_{24} + \phi_{38} + \phi_{49} + \phi_{50} \quad (2.1.232)$$

##### (ii) 基本的構造要素化の精度

構造要素内の伝達を無視した前記のようなモデル化による誤差を調べるために、図 2.1.209 に示す単純な 4 要素系について中央の要素②, ②' を 1 つの構造要素とした場合の比較計算を行なう。

元の 4 要素系について要素①にパワーが入射した場合の要素①と③の運動エネルギーの比は次のように表わされる。

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{\phi_{22}\phi_{23}(d_2 + \phi'_{12} + \phi_{22} + \phi'_{23}) + \phi'_{12}\phi_{23}(d_2 + \phi_{12} + \phi_{22} + \phi_{23}) + \phi_{22}(\phi_{12}\phi'_{23} + \phi'_{12}\phi_{23})}{(d_3 + \phi_{23} + \phi'_{23})(d_2 + \phi'_{12} + \phi_{22} + \phi'_{23})(d_2 + \phi_{12} + \phi_{22} + \phi_{23}) - \phi_{23}^2(d_2 + \phi'_{12} + \phi_{22} + \phi'_{23}) - \phi_{23}^2(d_2 + \phi_{12} + \phi_{22} + \phi_{23}) - 2\phi_{22}\phi_{23}\phi'_{23}}$$

次に  $\phi_{22}$  を無視して要素②, ②' をまとめた 3 構造要素系では次のようになる。..... (2.1.233)

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{\phi_{12}^* \phi_{23}^*}{(d_3 + \phi_{23}^*)(d_2^* + \phi_{12}^* + \phi_{23}^*) - \phi_{23}^{**}} ..... (2.1.234)$$

$$\text{但し } d_2^* = d_2 + d'_2, \quad \phi_{23}^* = \phi_{23} + \phi'_{12}, \quad \phi_{23}^* = \phi_{23} + \phi'_{23} ..... (2.1.235)$$

両式に適当な数値を入れて値を比較したものを図 2.1.210 に示す。数値は図に示した通りで、 $\phi_{12}^*, \phi_{23}^*$  の値を  $\phi_{12}, \phi_{23}$  に対して変化させた。これは要素内の

伝達パワー係数  $\phi_{22}$  と外部伝達パワー係数との繋がり方による影響を調べるためにある。図から  $\phi_{22}, \phi_{12}$  及び  $\phi'_{23}, \phi'_{23}$  がほぼ等しい時、つまり内部伝達パワー流の主な経路に対して横向きに付いている場合、値は良く一致することがわかる。また逆に  $\phi_{22}/\phi_{23}$  が大きい時、つまり  $\phi_{22}$  がパワーフローの主な経路と同方向に含まれる場合、誤差が大きくなっている。 $\phi_{22}^*$ ,

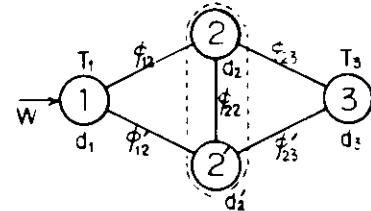


図 2.1.209 4 要素モデル

$\phi_{23}$  が 0 になった場合、即ち  $\phi_{22}$  が完全にパワーフローに含まれた時、この例では 1.24 倍の値になっている。但しこれを dB 表示にすれば、0.9 dB の誤差であり、単独ではそれ程問題にならないと言える。

従って構造要素化を行なう場合、パワーフローの主な経路を予想し、その経路に対して内部伝達パワーが出来るだけ横向きになるように、また経路方向の伝達パワー係数を余り含まないように、含む場合にも並列に入れ直列的に重ならないようにすることが、この構造要素化の精度を高く保つために必要である。

#### (イ) 構造要素内の再計算

構造要素のエネルギーとして求められた結果を、元の単位要素に分配することは、このようなモデル化では困難であるが、どうしても必要な場合、簡単な構造要素なら次のような方法で概略の値が求められる。

図 2.1.211 に示すような 4 構造要素系で、それぞれエネルギー  $T_1 \sim T_4$  が求まっていた時、構造要素③の各内部要素のエネルギーの値を求める。構造要素③を元の要素③, ③' の結合に戻し、外部との関係は構造要素間のエネルギー差に伝達パワー係数  $\phi_{ij}$  を乗じパワーフローにして、それぞれ③, ③' に入射するとする。この状況を図 2.1.212 に示す。これについて再び SEA 法の計算を行ない、各要素エネルギーを求めること。

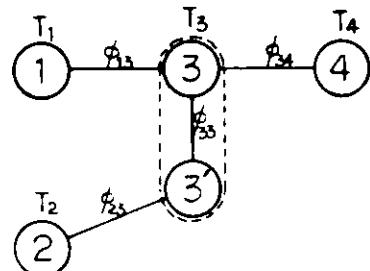


図 2.1.211 4 構造要素モデル

計算例として図 2.1.213 に示す MODEL 6 の BLOCK 5 (内部要素⑦⑧⑨に対して入射パワーが BLOCK 6, 3, 2 の場合の MODEL 1 精密計算結果と各場合の再計算結果の比較を表 2.1.201 に示す。比較的良い近似が得られていることがわかる。この場合も要素内伝達パワー係数が、経路方向に入っていると、精度がかなり落ちる。

#### (ロ) 計算例及び考察

幾つかのモデルについて種々の構造要素化による計算例を示す。図 2.1.213 は前述の B-2' モデルで MODEL 5~8 が構造要素モデルである。MODEL 5 は仕切

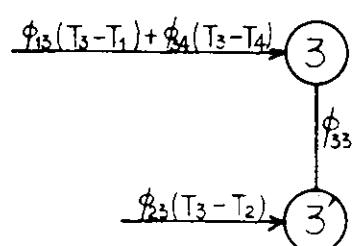


図 2.1.212 再計算構造要素

表 2.1.201 構造要素再計算の精度

パワ-入射点	T <sub>7</sub> , T <sub>9</sub>			T <sub>11</sub>		
	精密計算	再計算	誤差	精密計算	再計算	誤差
BLOCK 6	$3.24 \times 10^{-4}$	$3.48 \times 10^{-4}$	0.3 dB	$3.04 \times 10^{-4}$	$2.83 \times 10^{-4}$	-0.3 dB
" 3	$2.76 \times 10^{-4}$	$3.25 \times 10^{-4}$	0.7	$2.36 \times 10^{-4}$	$1.95 \times 10^{-4}$	-0.8
" 2	$2.67 \times 10^{-4}$	$3.41 \times 10^{-4}$	1.1	$2.27 \times 10^{-4}$	$1.93 \times 10^{-4}$	-0.7

壁の起振に対して適当なモデル、MODEL 6 は底面の起振に対して適当なモデル、MODEL 7, 8 はそれらをさらに簡略化したモデルと考える。PANEL ①, ⑩, ⑤ 起振の場合の各計算結果を図 2.1.214 に示す。結果は全て MODEL 1 の起振点に於ける値で割ることにより無次元化してある。実線は MODEL 1 及び横軸に示した MODEL により得られる精密計算結果である。各記号は各構造要素モデルの計算値で、各 BLOCK の値を MODEL 1 の要素と対応する位置に示した。図から、MODEL 7 は BLOCK 2 に伝達パワー係数が直列に 4 段も含まれるため、また MODEL 8 は BLOCK 4 に対して上部の要素が対称なので、PANEL ⑤ の起振位置の偏在効果が表わせないため精度が悪いが、その他のモデルではかなり良い精度を持つことがわかる。

図 2.1.215 は 51 年度報告書で示された B-2 モデルで、MODEL 1 は精密 SEA モデル、MODEL 2 ~ 5 は B-2' モデルと同様の趣旨による構造要素モデルである。PANEL ①, ⑩ 起振の場合の計算結果を図 2.1.216 に示す。図から PANEL ① 起振に対して MODEL 4 では構造要素内の直列伝達パワー係数が 1 段であるのに、MODEL 3 では 2 段、MODEL 5 では 4 段に重なっていることがわかる。この結果起振点に近い所では大きな差は無いが、遠くなるにつれ重なりの数に比例して誤差が拡大して来ている。PANEL ⑩ 起振に於て起振点とモデル化の影響を見ると、MODEL 4 では起振点受振点がモデル化と 1 対 1 に対応しており、かなり良い精度が得られているが、MODEL 5 では起振点が構造要素の一部に含まれてしまい、構造に対する起振点の偏在影響、起振点近傍の構造不連続による比較的大きい減衰が無視されるため、精度が悪くなっていることがわかる。

図 2.1.217 は 51 年度報告書で示された立体多層 (B-2) モデルの構造要素モデルの模式図である。MODEL 1 は元の精密モデルで図には示していない。MODEL 2 は  $d_k$  の中央起振に対するモデルで、高さ方向に各  $d_k$ 、側壁、水平方向に  $\pi_1$ ,  $\pi_2$ ,  $\pi_3$  断面に分割した 2 次元モデルである。MODEL 3 は MODEL 2 を横方向にも 3 分割し 3 次元モデルとしたもの。MODEL 4 は側壁起振の場合を考慮して、起振側壁を一要素とするように、MODEL 3 の分割方法を横にしたような形にした。

図 2.1.218 に  $d_k 1 - \pi_2$  断面起振の場合の実験値及び MODEL 2 の計算値の比較を示す。破線の実験値は  $\frac{1}{3}$  oct. band 実験値から 1 oct. band の値を合成し断面について平均したものである。計算値の白丸印は起振点の実験値を基準にした値で起振点以外合わない。黒丸印は同じ結果を  $d_k 1 - \pi_1$ ,  $\pi_3$  断面の実験値の平均を基準に直したものでかなり良く合っている。これは実験の起振位置が  $d_k 1 - \pi_2$  断面の端であること、起振点が構造要素の一部に含まれてしまうことによる影響と考えられる。図 2.1.219(a)(b) は 3 次元的広がりを考慮した MODEL 3, 4 の計算値との比較である。この場合は図に示した  $d_k 1 - \pi_2$  断面の起振点の実験値を基準とした。 $d_k 1 - \pi_2$  断面内でも、起振点からのレベルの減衰が比較的大きいことがわかる。図から実験値と各計算値は大体良く合っていると言える。この場合 MODEL 3 と 4 の差は少ないが、モデル化による特性から MODEL 3 では水平方向の減衰が少なく、MODEL 4 では高さ方向の減衰が少なくなる傾向が見られる。図 2.1.220, 図 2.1.221 は 51 年度報告書と同様に、図に示す  $\pi_1$  断面の側壁を起振した場合の  $\frac{1}{3}$  oct. band の MODEL 1, 3, 4 の各計算値及び実験値である。この場合にも白丸印の精密 SEA

モデルの計算値に対して、上述のモデル化の特性による誤差の傾向が顕著に現われている。また起振点が側壁であることから、MODEL 3では起振点が構造要素の一部に含まれることになり、MODEL 4に比べて若干精度が劣る結果になっている。

これらのことから構造要素モデルによる簡略化では構造要素のとり方がかなり重要な要件で、このとり方により結果の精度が大きく左右されることがわかる。逆に構造要素のとり方が適切であれば、充分な精度を持って簡略化ができることがわかる。構造要素の適切なとり方として、前述のように構造要素に含めて省略すべき伝達パワー係数が、パワー流経路方向と同じ方向に入らないように、また入ってしまう場合でもその数をできるだけ少なく、特に直列の重なりを少なくするようにすること、起振点の近傍では構造の不連続による減衰度が比較的大きいので、起振点のパネルが構造要素と1対1に対応するようにとること、などが挙げられる。実際的な構造では起振点が一点ではなく拡張を持つために、起振点の単位要素がはっきりしないと考えられ、その場合パワーの流れを考慮して、起振レベルの大きさを適当に設定しなければならない。

### (3) 実船構造の簡略モデル化

種々の簡略化の方法を検討して来たが、最後にまとめとして、これらの方法を実船構造に応用する場合の適用法、問題点について考察する。

#### (a) モデル化の手順

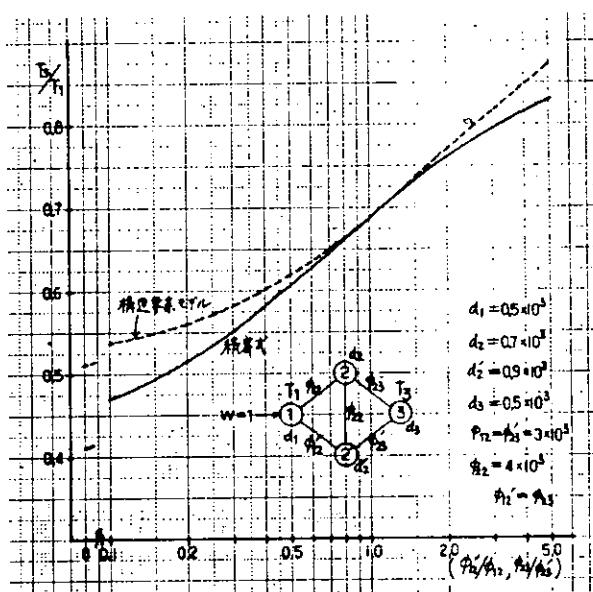
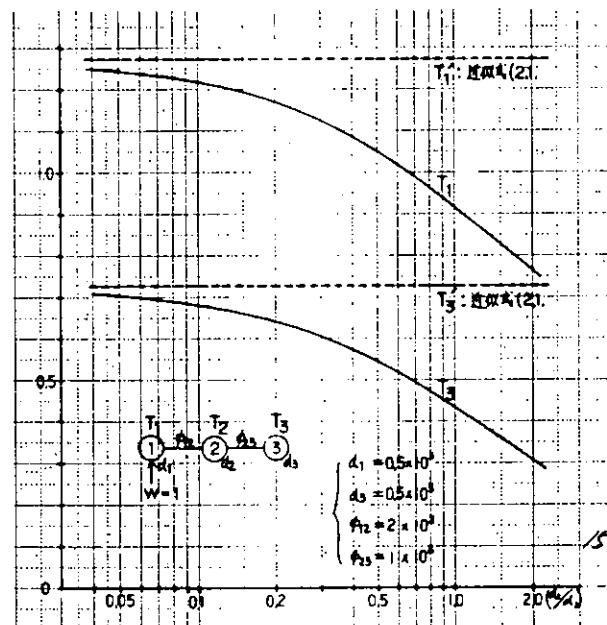
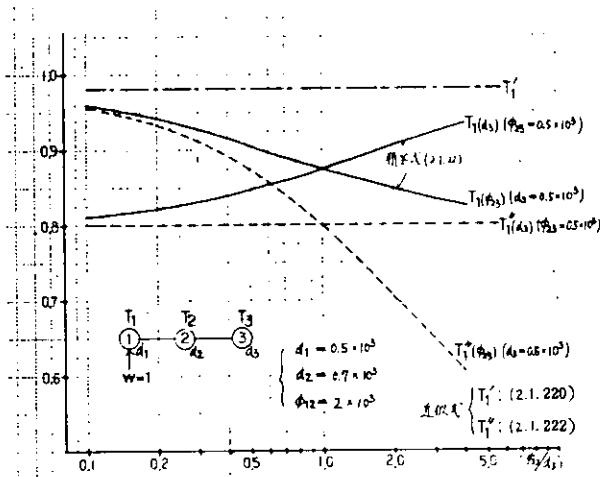
実用上、最も基本的なモデル化は船体の構造要素モデル化と考えられるが、実船構造全体をモデル化する必要は無い。騒音（固体音）が問題となるのは起振源及び受音者が同居する船尾・居住区付近であり、船首方向に伝達する固体音を、計算で予測する必要は無いだろう。そこで前項(b)(i)(ii)の方法を拡張して用いて船首側を無視することにする。この際少し余裕を持って切れば充分な精度が保てると考える。また船尾・居住区に於ける小骨、ピラーなど細かい部分は(b)(i)の各方法に従って要素特性を検討することにより省くことが出来るだろう。次に船尾・居住区に含まれる起振源の評価が必要と考える。各起振源の発する固体音のパワー、2次固体音の影響程度を知り、起振源の取り方、位置などを決める事になる。これらの検討をした上で前記モデル化要領を考慮しながら適当に構造要素を作り、各要素の消散パワー係数、伝達パワー係数を求めて行く。またこの構造要素は計算の目的により部分的に詳細なものにしたり、概略的なものにすることができる。その際(a)に挙げた各方法なども状況により適当に利用することが考えられる。

図2.1.222は51年度報告に示された実船スケールモデルを構造要素化した一例である。この例では起振源をTANK TOP上の機関のみと考え、プロペラ、補機などの起振について考慮していない。TANK TOPの振動がdk毎にどう減衰するかまたエンジンケーシングから横方向へどう伝達されるかがわかるように、dk毎に分割し、エンジンケーシングを中心にして水平方向に9分割した。この構造要素化により元のモデルの要素数332に対して78に、結合数1310に対して227に減少させることができる。

#### (b) 問題点及び今後の課題

実船に適用する場合の問題点について列記する。

- (i) ここに挙げた種々の簡略化により、必要な要素特性の数を減らすことができるが、充分な精度を得るためにには余り大きな簡略化はできず、要素特性を求める労力は少なくない。これはSEA法を実船に適用することの限界になるもので、さらに簡略化を進めた場合SEA法としての趣旨が損なわれるを考える。従ってより簡易な方法を求めるなら、実際的な実験係数などを含んだヤンセン法に近いSEA法的手法を考えることが有効であろう。
- (ii) 構造要素内に伝達パワー係数が直列に入れる場合、誤差を少なくするために消散パワー係数に対する補正が必要と考えられる。構造要素内の伝達パワー係数を使わない簡単な補正係数を求められれば有益である。



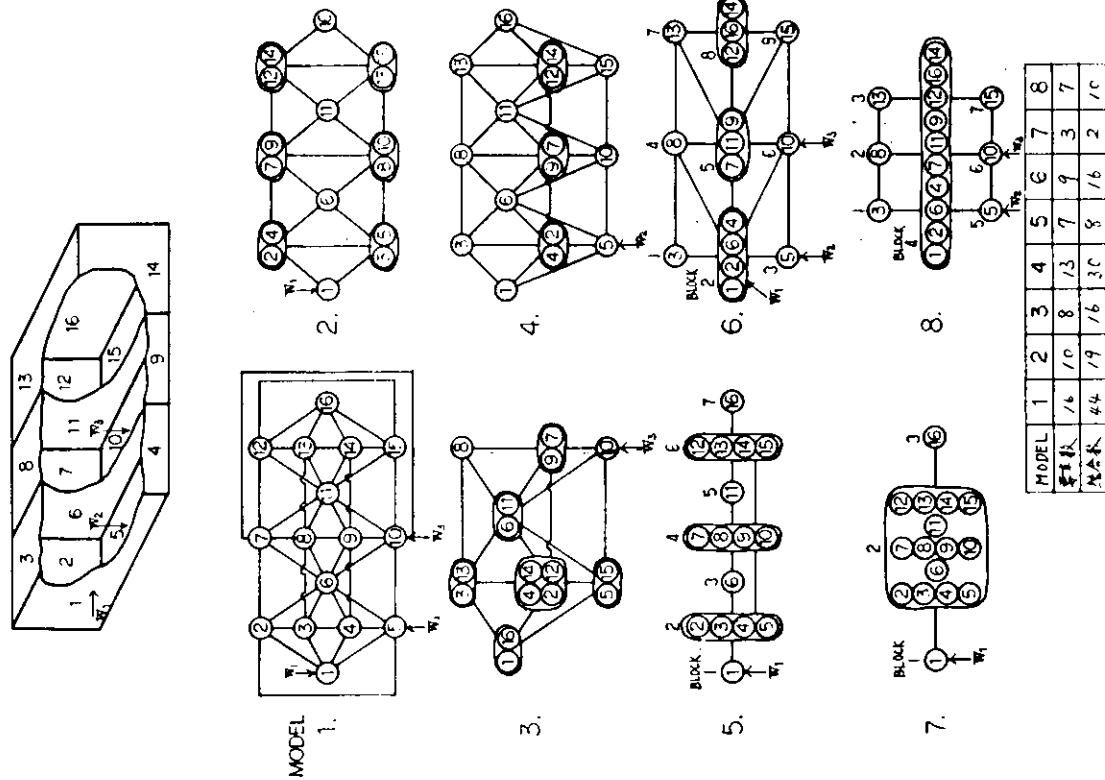


図 2.1.213 B-2' モデルの簡略SEAモデル

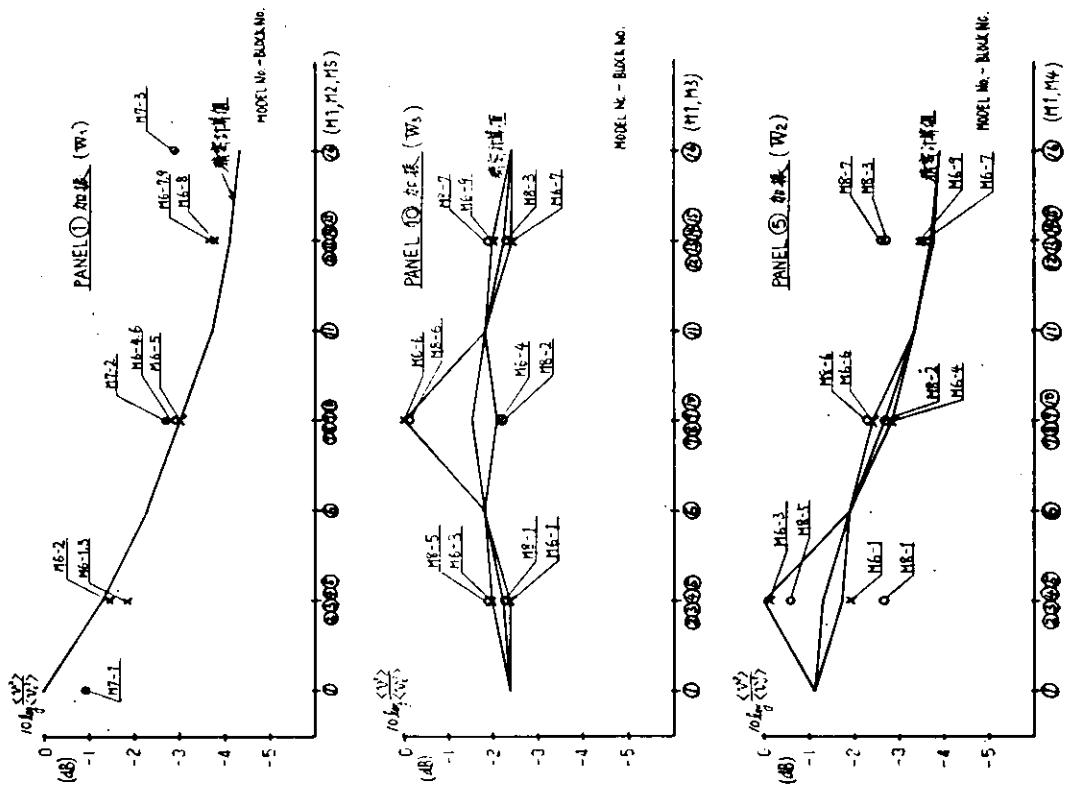
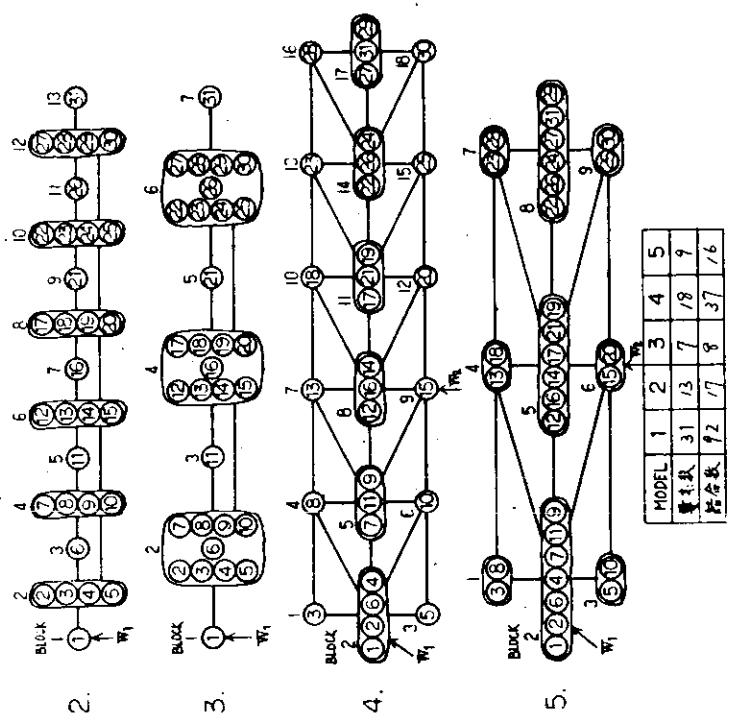
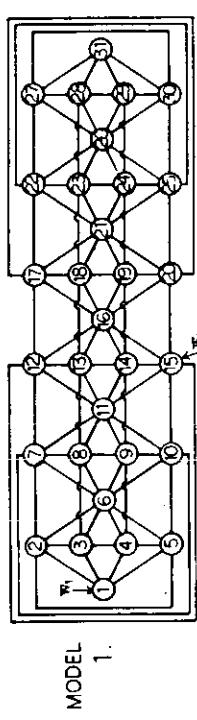
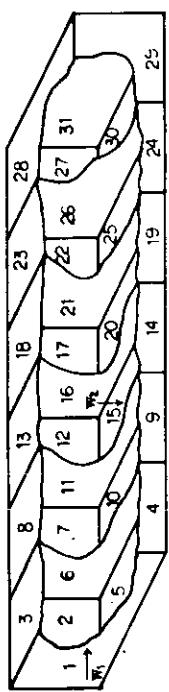


図 2.1.214 B-2' モデル構造要素化の精度



- 66 -

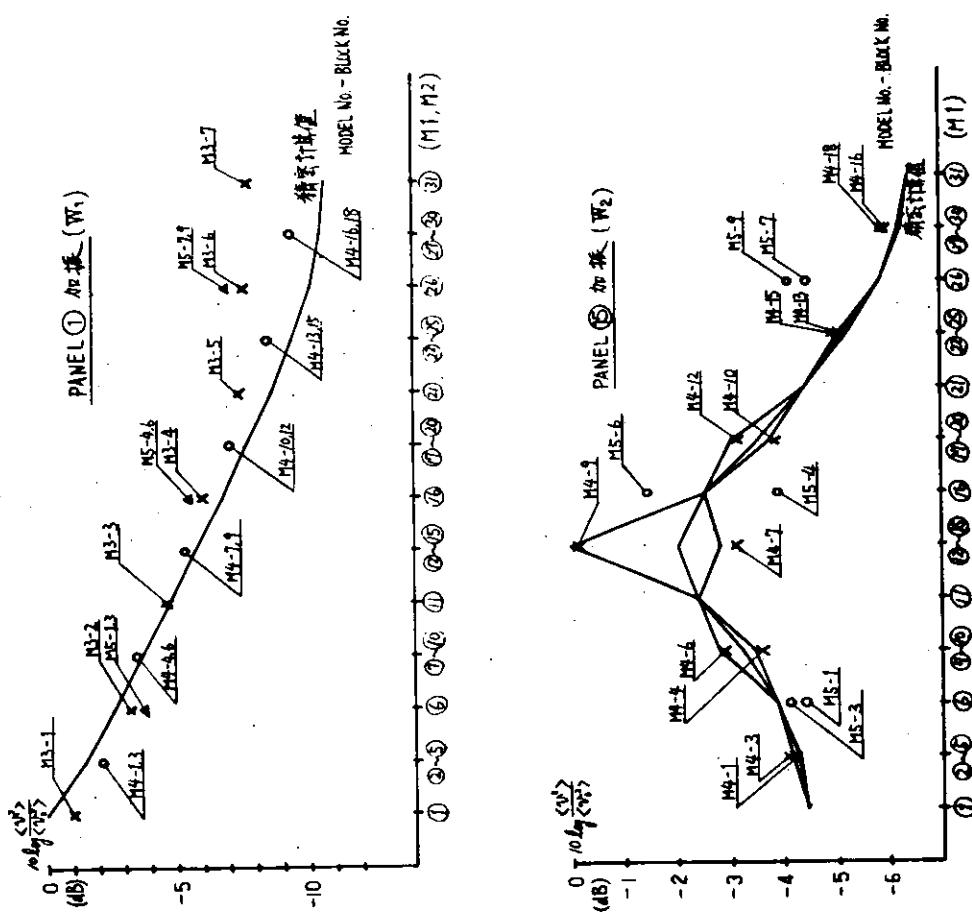


図 2.1.215 B-2 モデルの簡略 SEA モデル

図 2.1.216 B-2 モデル構造要素化の精度

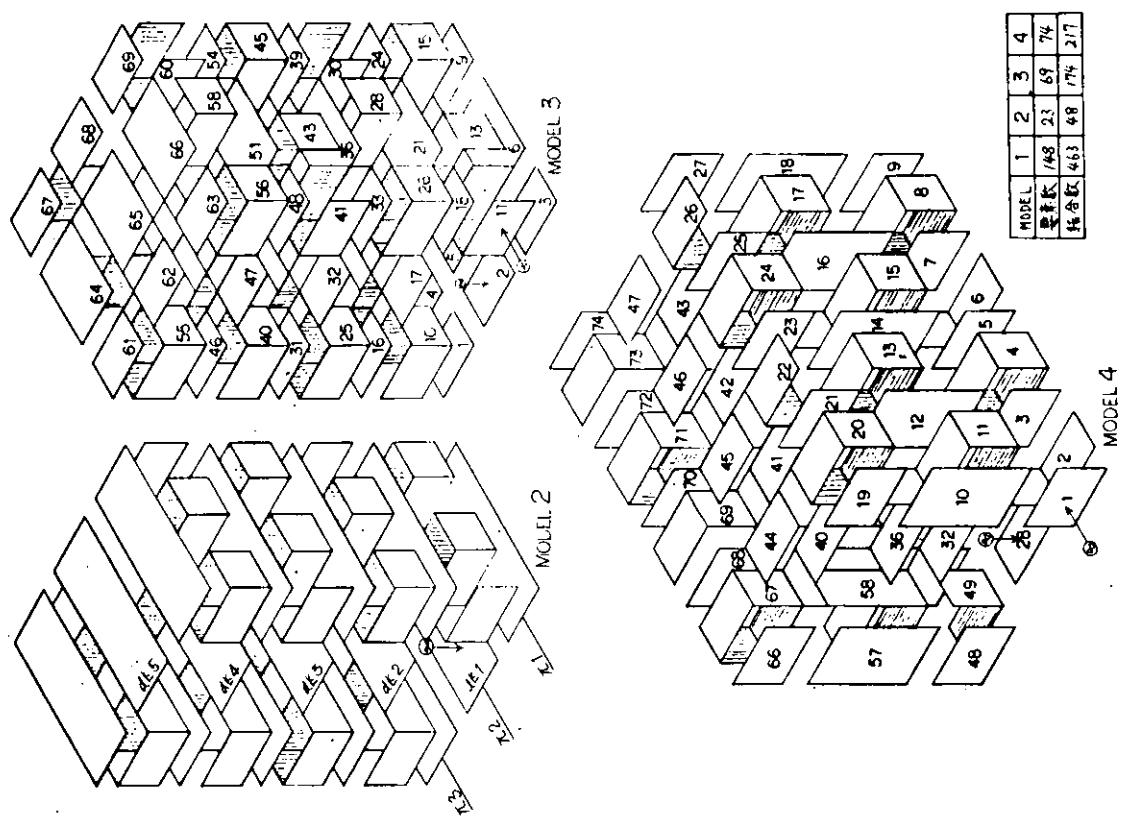


図 2.1.217 B-3 モデルの構造要素モデル

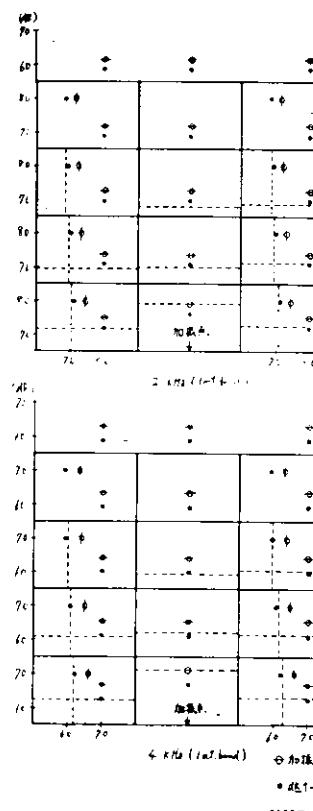


図 2.1.218 B-3 構造要素 MODEL 2 と実測値の比較

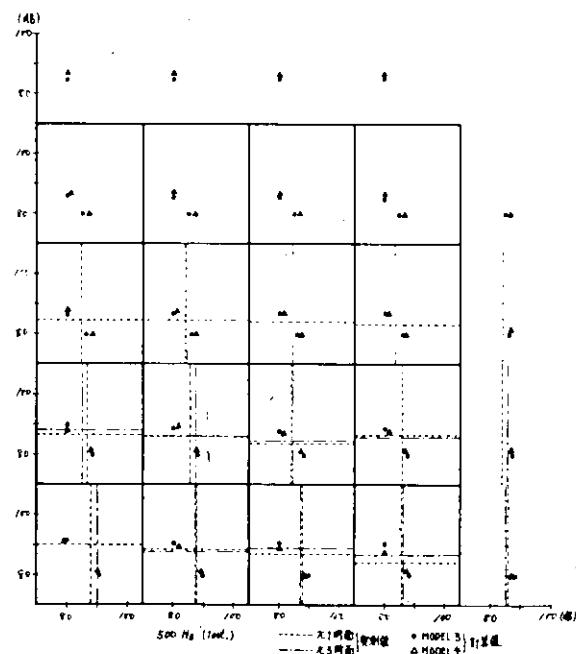


図 2.1.219(a) B-3 構造要素 MODEL 3, 4 計算値と実測値の比較

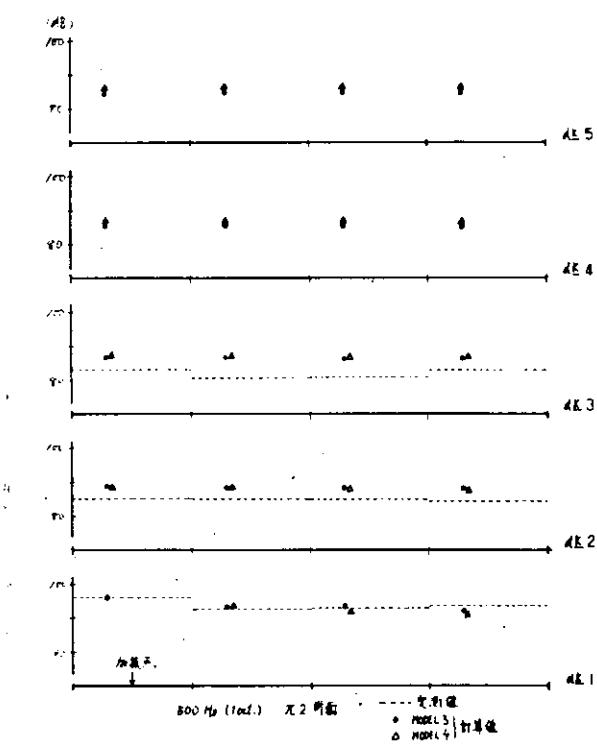


図 2.1.219(b) B-3 構造要素 MODEL 3, 4 計算値  
と実測値の比較

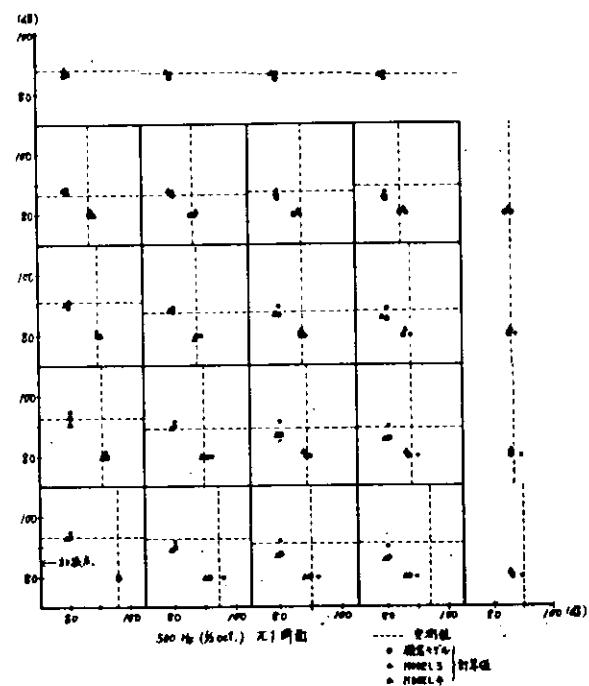


図 2.1.220(a) B-3 構造要素 MODEL 3, 4 計算値  
と精密計算値, 実測値との比較

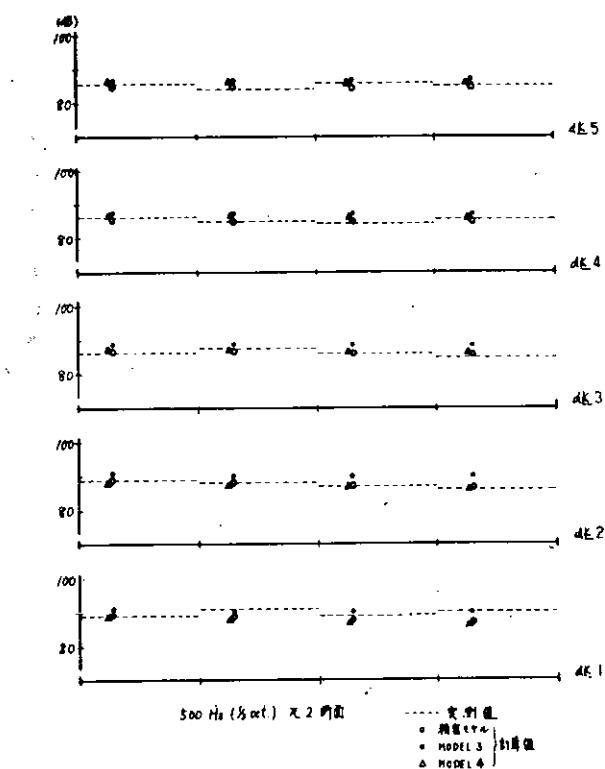


図 2.1.220(b)

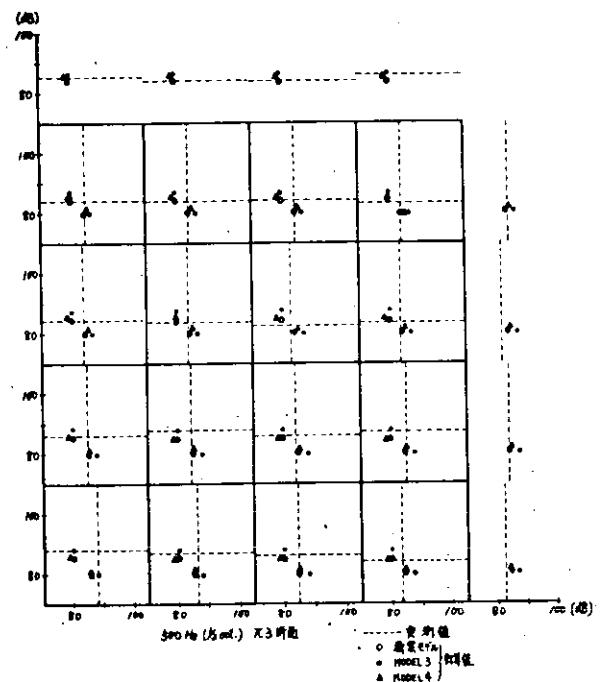


図 2.1.220(c)

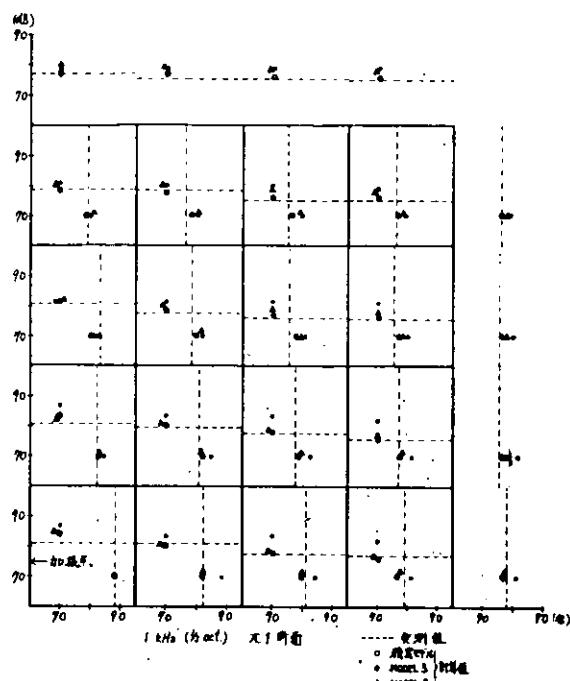


図 2.1.221(a) B-3 構造要素MODEL 3, 4 計算値と  
精密計算値, 実測値との比較

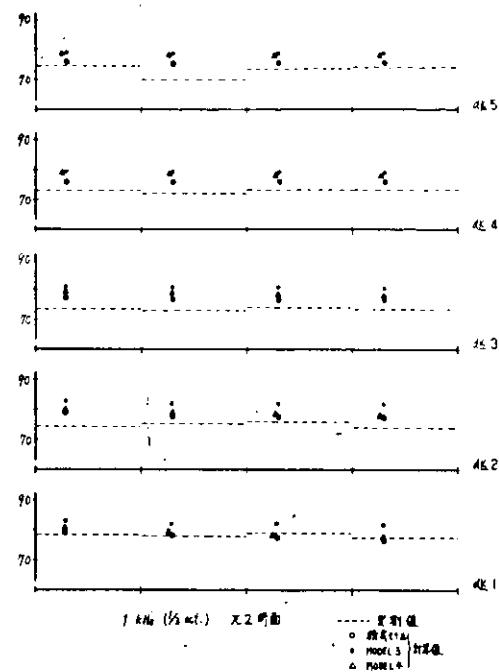


図 2.1.221(b)

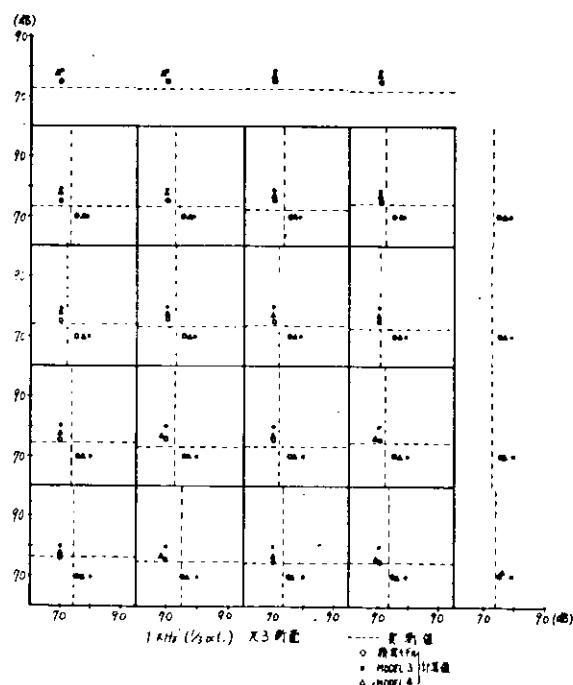
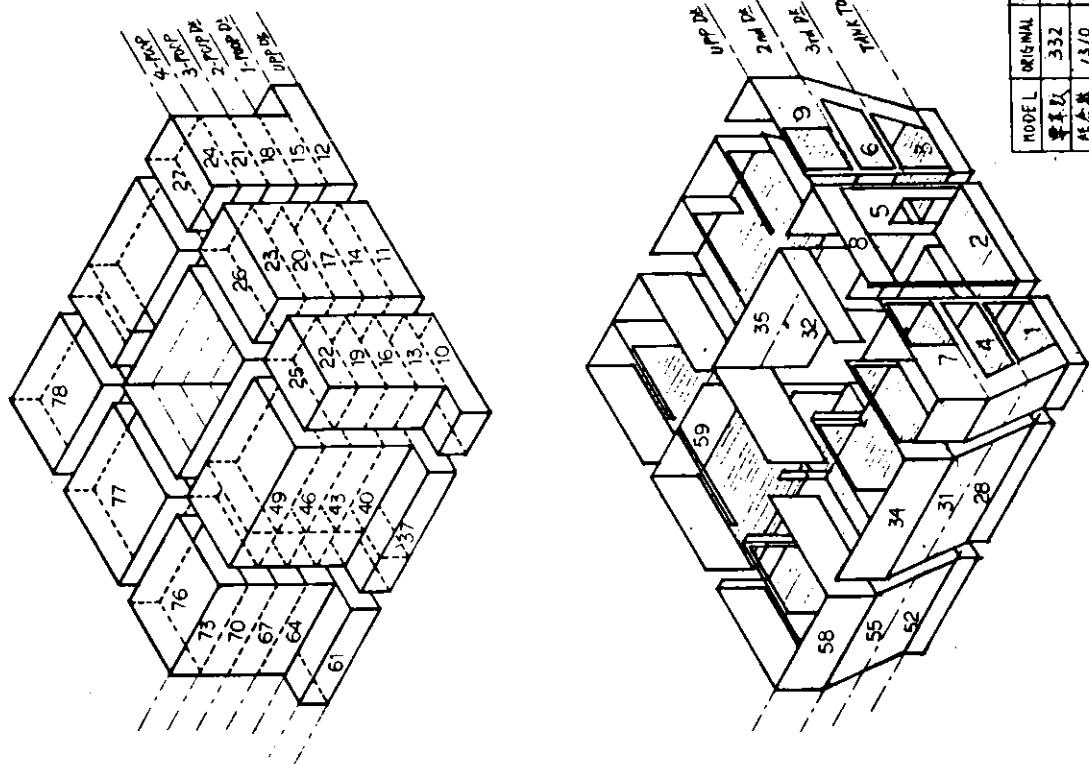


図 2.1.221(c)

図 2.1.222 実船スケールモデルの構造要素化



(iii) SEA法の現状では固体音の曲げ波に限定しているが、将来縦波及び空気音なども含めたSEA法に対する簡略化が必要である。

(iv) ここでは主に一般構造物を対象としてSEA法の簡略化を検討したが、さらに実船構造の特徴を活かした簡略化が考えられる。

#### 参考文献

- 日本造船研究協会: SR 156研究部会, 船内騒音に関する研究, 昭和51年度研究報告書 研究資料 No. 270 (昭52.3)
- 戸川隼人: マトリクスの数値計算, オーム社 (昭48.5)
- G. Maidanik: Some Elements in Statistical Energy Analysis, Journal of Sound and Vibration. 52 (2) (1977)

#### 2.1.3 伝達損失の簡略計算法

(1) 船内騒音を類似船法以外で予測する方法としては、1) ヤンセン法<sup>1)</sup>, 2) S.E.A.法<sup>2)</sup>がある。このうち S.E.A.法は理論的に証明されており、船内騒音予測には非常に有効と考えられるが、船内騒音に適用した場合、モデルが非常に複雑になるだけでなく結合損失率および内部損失率といったデータがまだ十分に整備されていない。

一方ヤンセン法は、一部に実船計測データを導入して予測するものであるが、この方法は船の大きさ、構造が変化した場合適用できず、また固体伝搬音に周波数特性が考慮されていない。本研究は上の2つの方法を混合させ、それぞれの欠点を相補うこと目的としたものである。すなわち、(a)ヤンセン法の欠点である固体伝搬音の

伝達損失の計算に、手計算できる程度に簡略化したS.E.A.法を用い、(b)その他の部分にはヤンセン法を用いる。

以上のような概念のもとに、ここでは、S.E.A.法を簡略化した伝達損失計算法を示し、これをスケールモデル実験および大きさの異なる2つの実験船に適用して、その実用性を検討した。

## (2) S.E.A.法の簡略化

### (a) 3次元モデルから1次元モデルへ

実船におけるS.E.A.法の数式モデルは、実際の固体音の伝搬と同様に3次元的な広がりを持っている。ところがS.E.A.法の手計算は1次元モデルでしか現実にはできない。そのため、ここでは、3次元モデルを1次元モデルにすることを考える。

数式モデルが1次元であるということは特別な方法を考えないかぎり、ある1つの方向への伝搬しか表現できない。図2.1.300は24個の要素を3次元的に積み重ねたモデルで、エネルギーは互に接する面より伝達する

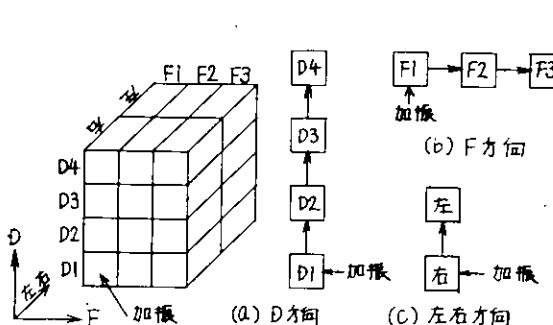


図2.1.300 3次元モデルの1次元化

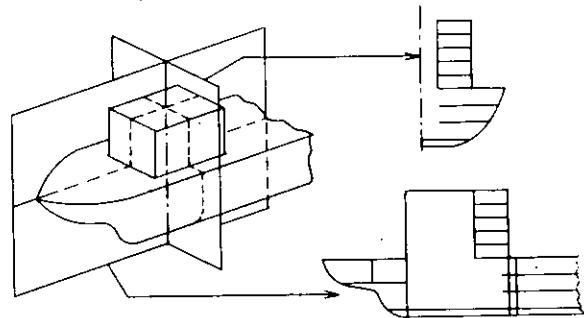


図2.1.301 (a)船のモデル化3次元→2次元

ものとする。この1次元モデルとして、D方向、F方向、左右方向の3つのモデルが作られる。ここでもし各要素およそ要素間のエネルギーの伝達に関するパラメータが全て等しいとすると、1次元モデルによる結果は、D、F、左右平面での平均運動エネルギーレベルに関して、加振力がどの要素に働いても正解を与える。以上のことより、船の1次元モデルにおいてもある面での平均運動エネルギーレベルに関しての伝達損失を計算することになる。

### (b) 船の1次元モデル

上述のように、平均レベルを表わす平均構造を求めて、これを1次元モデルにする方法が考えられるが、簡単のためここでは船の切断面をそのまま1次元モデルにする方法を用いる。

図2.1.301(a)に示したように船を適当な断面で切り、その断面が単位の長さを持っていると仮定する。これによって、まず3次元が2次元化される。ついで図2.1.301(b)に示したように、デッキとその上の壁の運動エネルギーが等しいと仮定して、これを合せたものをS.E.A.法数式モデルの1つの要素と考える。なお図2.1.301(b)のモデル化において要素のパラメータを

$$\left. \begin{array}{ll} \text{等価面積} & A = \sum A_i \\ \text{等価板厚} & h = \sum A_i h_i / \sum A_i \\ \text{等価結合部長さ} & L = \sum L_i \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.300)$$

として計算する。(2.1.300)式の計算では、補強リブ等の構造の主成材でないものは無視し、大きな板だけについて行う。

### (3) 1次元モデルにおける固体音の伝搬

簡略化S.E.A.法における要素は全て板要素であり、しかも伝搬振動は面外振動のみを考える。

図2.1.302は1次元S.E.A.モデルのパワー流を示したもので、この結果、

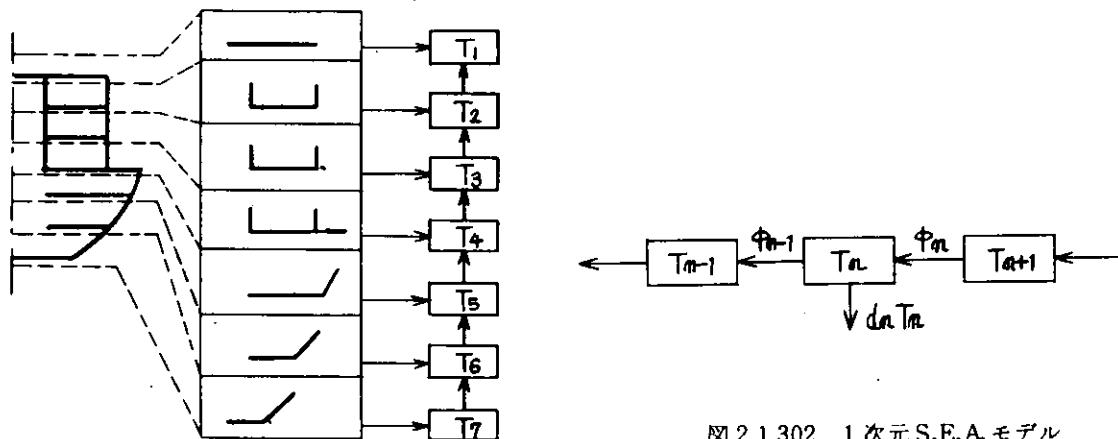


図2.1.302 1次元S.E.A.モデル

$T_n$  = モード当たり運動エネルギー,  $\phi_n$  = 伝達パワー係数,  $d_n$  = 消散パワー係数

図2.1.301 (b)船のモデル化 2次元→1次元

$$T_{n+1} = \left( 1 + \frac{\phi_{n-1}}{\phi_n} + \frac{d_n}{\phi_n} \right) T_n - \frac{\phi_{n-1}}{\phi_n} T_{n-1} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.301)$$

となり、 $T_n$ と $T_{n-1}$ より $T_{n+1}$ が計算できる。

(a)  $\phi_{n-1}/\phi_n$ について

$$\phi_n = 2\omega \Delta\omega n_n \eta_{n,n+1}$$

$$n_n(\omega) = モーダル密度 = A_n / 4\pi K_p C_L$$

$$K_p C_L = \sqrt{B/m} = D h$$

B = 曲げ剛性, h = 板厚,  $\omega$  = 角速度

m = 面密度,  $\Delta\omega$  = 角振動数の幅

D = 材料によって決まる定数,  $\eta_{n,n+1}$  = 結合損失率

$$\eta_{n,n+1} = \frac{2}{\pi} \frac{\tau_{n,n+1} C_{Bn}}{\omega A_n} L_{n,n+1}$$

$\tau$  = 透過率,  $C_{Bn}$  = 曲げ波速度 =  $\sqrt{K_p C_L} \sqrt{\omega}$

A = 板の面積, L = 結合部長さ

となるため、

$$\frac{\phi_{n-1}}{\phi_n} = \frac{\tau_{n-1,n} L_{n-1,n} \sqrt{h_n}}{\tau_{n,n+1} L_{n,n+1} \sqrt{h_{n-1}}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.302)$$

(b)  $d_n/\phi_n$ について

$$d_n = 2\omega \Delta\omega n_n(\omega) \eta_n$$

$\eta_n$  = 内部損失率

より

$$\frac{d_n}{\phi_n} = \frac{\pi \sqrt{\pi} \sqrt{f} \eta_n A_n}{\sqrt{2D \sqrt{h_n}} \tau_{n,n+1} L_{n,n+1}}$$

$$= K \frac{\eta_n'}{\sqrt{h_n'}} \frac{A_n}{L_{n,n+1}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.303)$$

ただし、 $\eta_n' = 1000 \eta_n$ 、 $h_n' = 1000 h_n$

(c) Kについて

(2.1.303)式におけるKは

$$K = \frac{\pi \sqrt{\pi} \sqrt{f} \sqrt{10^{-3}}}{\sqrt{2D} \tau_{n,n+1}}$$

である。ここで  $D = 1490$  (スティール)、 $\tau = \frac{1}{3}$  (板厚の等しいL型結合) を代入すると、

$$K = 9.677 \times 10^3 \sqrt{f} = 0.306 \text{ (at } 1000 \text{ Hz)}$$

ところが(4)のスケールモデルに適用したところ、中心周波数2 kHzで  $K = 0.69$  程度の大きさで計算と実験の伝達損失が良く一致することがわかった。また4 kHzでは  $K = 1.38$  と約2倍で良く一致する。そこで、

$$K = 3.45 \times 10^4 f$$

を採用し、またさらに、結合部の板厚比の影響としてL型ビームの透過率の計算式<sup>3)</sup>により補正して

$$K = 3.45 \times 10^4 f/\sigma \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.304)$$

を用いる。 $\sigma$ と板厚比の関係を図2.1.303に示した。

このようにKの値が曲げ波に関する理論式と一致しないのは

- (i) 3次元のものを1次元で計算していること。
- (ii) L, T, +型結合を全て1つの値で代表したこと。
- (iii) 縦波の影響が出ている。

といった理由によるものであろう。なおKの値については適用例でも考察している。

(d)  $\eta$ について

1次元モデルではデッキ板と壁面板を合せて1つの要素としているため、これらの平均としての内部損失率を用いなければならない。この値としては、2.1.4 内部損失率の整理にまとめた値を用いることができる。

(e) モード当たり運動エネルギーと振動レベルの関係

モード当たり運動エネルギーTと振動レベル  $L_v$  には

$$T = \frac{2\pi}{4\omega} < v_0 >^2 10^{\frac{L_v}{10}} \sqrt{mB}$$

$L_v$  = 速度振動レベル

$$L_v = 10 \log_{10} \left( \frac{T \Delta \omega}{2\pi < v_0 >^2 \sqrt{mB}} \right)$$

$v_0$  = 参照速度

なる関係がある。振動レベルのレベル差だけを求める場合には、

$$L_v = 10 \log_{10} (T/h^2) + a \text{ (定数)} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.305)$$

図2.1.303 伝達率における板厚比の影響

となる。

(f) 計 算 表

以上の結果を総合して、計算表にまとめたのが表2.1.300(a), (b)である。

表(a)では、 $A$ ,  $L$ ,  $h'$  を Input し, 断面の特性のみによって決まる定数値を計算する。この結果を表(b)に記入し、求める周波数部だけコピーする。その後、表(b)に周波数別に  $\eta'$  を Input して、伝達損失を計算する。

表 2.1.300(a) 伝達損失計算表(A)

$$\sigma = 4\sqrt{t^5} / (1 + \sqrt{t^5})^2 \quad , \quad t = \text{Min}(f_m/f_{m+1}, f_{m+1}/f_m)$$

$$B = B_1 \times B_2 \times B_3$$

表 2.1.300 (b) 伝達損失計算表(B)

$$K = 3.45 \times 10^{-4} \text{ s}/\sigma, \quad A = A_1 \times A_2 \times A_3, \quad T_{n+1} = C_n T_n - B_n T_{n-1}$$

$$\Delta \nu = 10 \log_{10} (T/\Omega^2) + \alpha (\text{定数})$$

#### (4) 居住区スケールモデルへの適用

昭和51年度報告の「4.1.2 居住区スケールモデルによる実験」に本手法を適用した。

### (a) モデル化

図 2.1.301 と同様な断面分割を行ない、船首、船尾、右舷断面の 1 次元モデルを作成し図 2.1.304 に示した。同図には A, L, h' の値も記した。

### (b) 実験と計算の比較

実験は TANK TOP より加振し、船首部  $\pi_1, \pi_2$  断面、中央部  $\pi_3, \pi_4$  断面、船尾部  $\pi_5$  断面の 5 断面について甲板と壁の全ての板要素の振動速度レベルを計測している。計測した振動レベルは、同一デッキ上においても板厚の変化スティフナーの入り具合等によってレベルに変動がみられる。これに対して本計算手法では 1 つの甲板とその上の壁に関して 1 つの振動レベル値しか計算できないため、実験とそのままの形で比較することができない。そこで、ここでは実験結果に対して、同一デッキの甲板と壁の全計測値に算術平均を行ない、これと計算値を比較した。すなわち、 $\pi_1, \pi_2$  断面での実験平均値と船首断面計算値、 $\pi_3, \pi_4$  断面での実験平均値と右舷断面計算値および  $\pi_5$  断面での実験平均値と船尾断面計算値を比較して、図 2.1.305 に示した。図 2.1.305 は振動レベルを Upper Deck で一致させ図示したもので中心周波数は 2 KH<sub>z</sub> と 4 KH<sub>z</sub> である。

### (c) 結果と考察

- (i) 本計算は Upper Deck より上の甲板での伝達損失が実験と一致するように (2.1.303) 式における K の値を選んで計算したもので、したがって Upper Deck より上の甲板では実験と計算が良く一致している。この結果として (2.1.304) 式の K 値計算式を定めた。
- (ii) K の値は理論的には  $\sqrt{f}$  に比例するものであるが、 $f$  に比例するとした方が実験と計算は良く対応する。図 2.1.305 の 4 KH<sub>z</sub> の  $\pi_5$  断面に、2 KH<sub>z</sub> で実験と一致させ  $\sqrt{f}$  に比例する場合のほうが実験と良く一致する。
- (iii) Upper Deck より下の甲板での伝達は良く一致しているとはいえない。特に加振甲板 (TANK TOP) においてのレベル差が大きい。これは実験では、振動エネルギーが十分拡散していないためであると考えられる。したがって本適用例では、加振甲板の平均振動レベルを基準にして伝搬を計算すると実験と非常に食い違ってしまう。

## 15) 実船単独運転時への適用 (A 船)

昭和50年度報告の「10.2 船内固体伝搬音実験計測結果」の圧縮機単独運転とディーゼル発電機単独運転に適用した。本船 (A 船とする) はディーゼルタンカー 151,900 DWT (75,000 GT) である。詳細仕様は昭和50年度報告参照。

### (a) 1 次元モデル

本船の 1 次元モデル断面とパラメータを図 2.1.306 (a)~(d) に示した。

### (b) 圧縮機単独運転

圧縮機は F 35 断面の 2 nd Deck に乗っているが、実船計測は F 45 断面で行っている。そこで、ここでは F 45 断面の 1 次元モデルを用い、2 nd Deck での振動レベルを基準にして伝達損失を計算した。結果を実験値と比較して図 2.1.307 に示した。その結果は

- (i) 実験値で特に減衰の大きい 2 K と 4 KH<sub>z</sub> を除くと 3-Poop DK までは実験と計算は 5 dB 以下の誤差で一致している。
- (ii) 4-Poop DK では計算値が小さい。

### (c) ディーゼル発電機単独運転

ディーゼル発電機は 3 rd-DK の F 13~F 20 間に乗っている。これに対して Upper Deck より上の計測は F 45 断面で行っている。そのため、この場合には、デッキでの伝達損失とフレームでの伝達損失の両方を計算することによって実験と計算を比較しなければならない。そこで、まず 3 rd DK ディーゼル発電機のある甲板の

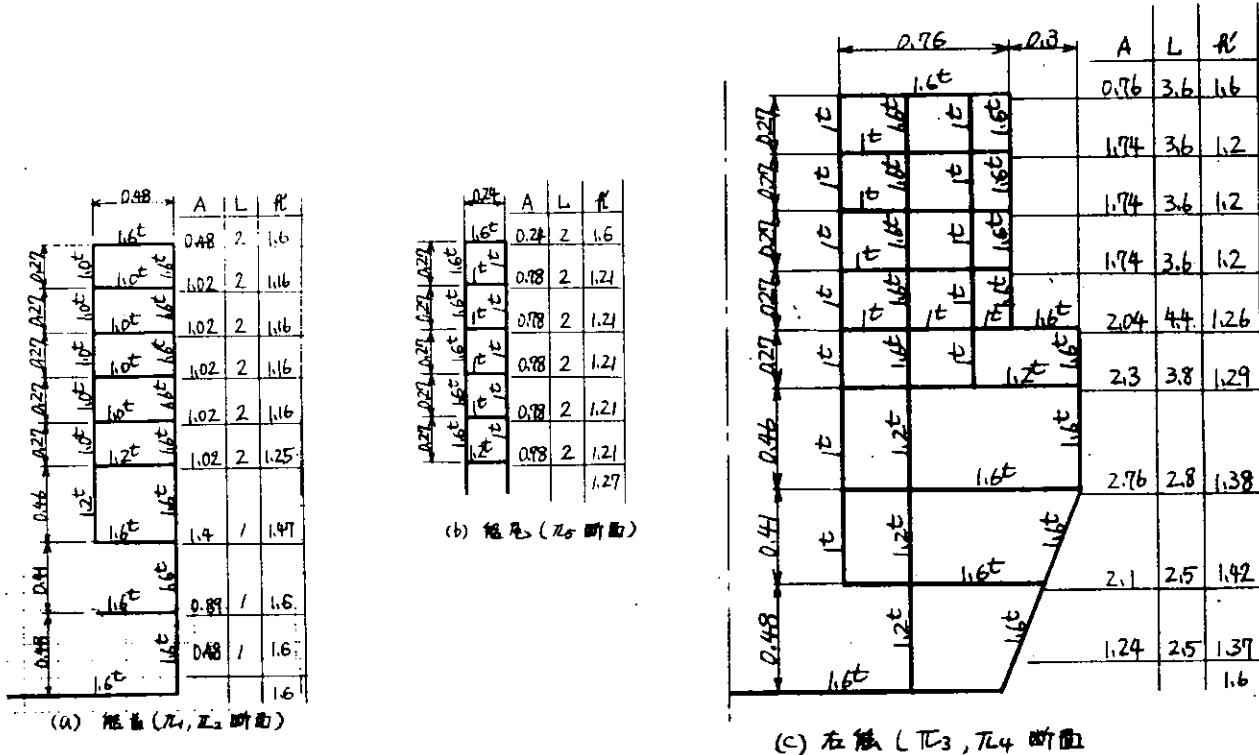


図 2.1.304 居住区スケールモデルの1次元モデル

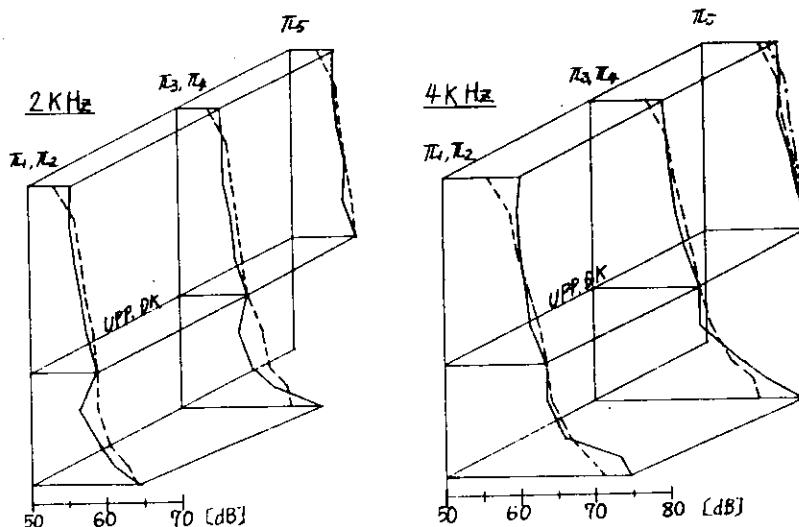


図 2.1.305 居住区スケールモデルの伝達損失

平均振動レベル計測値を基準にして

1. F 21断面と船尾断面の1次元モデルにより3rd DKからUpp.DKへの伝達損失を計算する。
2. Upp.DKの伝達1次元モデルにより、Upp.DKのF 21からF 45への伝達損失を計算する。
3. F 45断面1次元モデルにより、F 45断面のUpp.DKから4-Poop DKへの伝達損失を計算する。という3段階の計算方法をとった。結果を図2.1.308に示した。なおF 21と船尾断面の合成1次元モデルは、(2.1.300)式により図2.1.306(b)と(c)を合成したものである。図2.1.308によると、

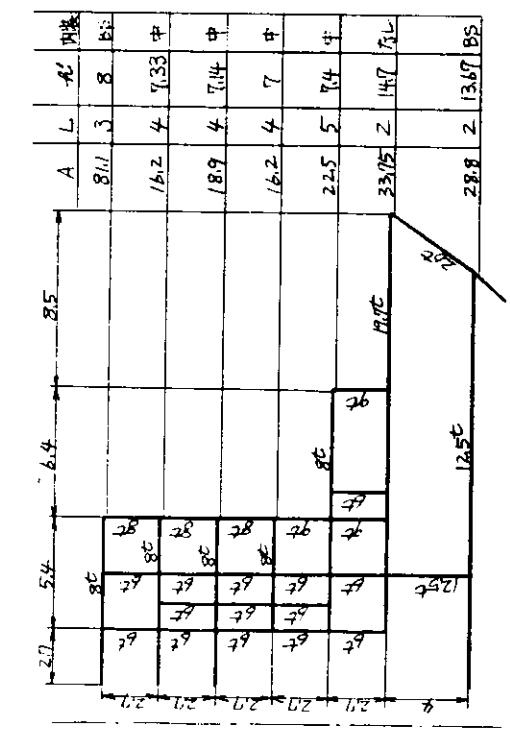


図 2.1.306 A船の1次元モデル  
(a) F 45 断面

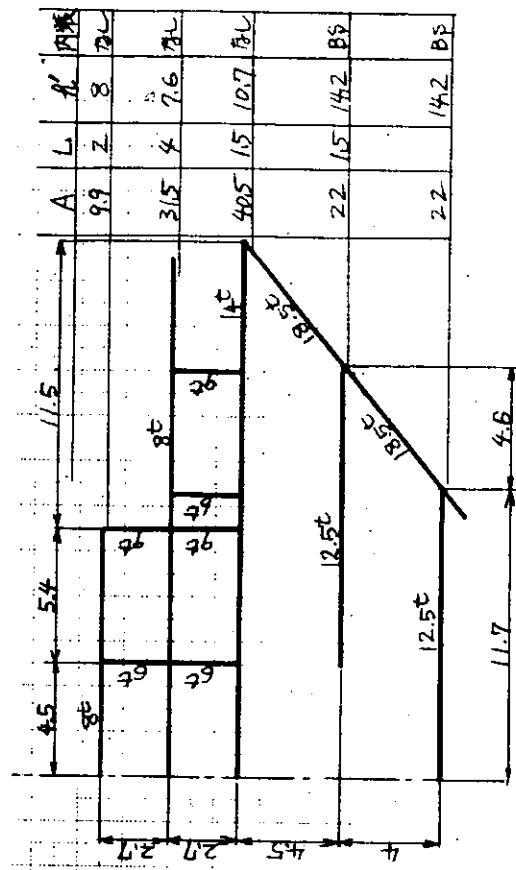


図 2.1.306 A船の1次元モデル  
(c) F 21 断面

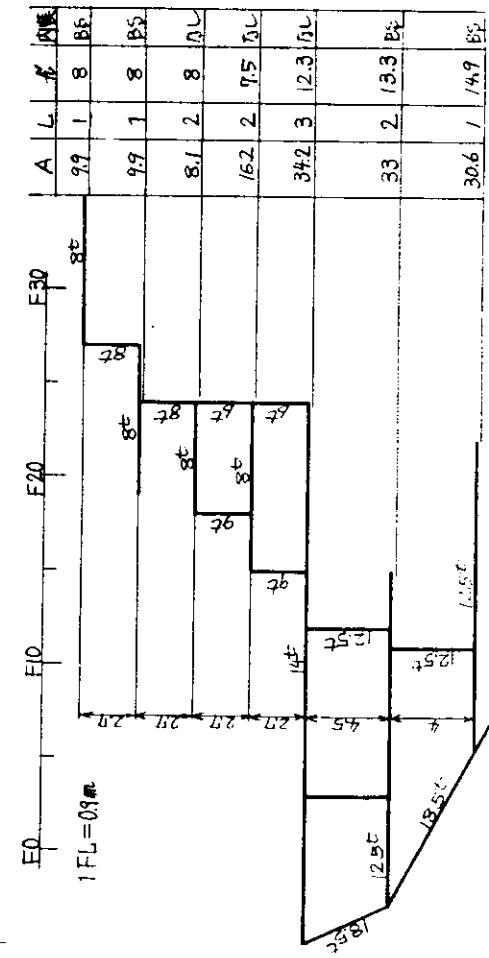


図 2.1.306 A船の1次元モデル  
(b) 船尾中央断面

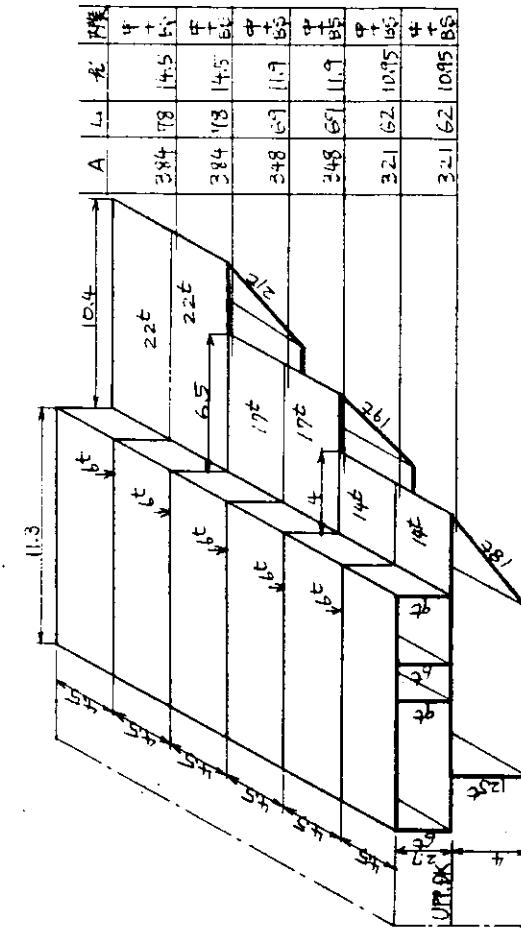


図 2.1.306 A船の1次元モデル  
(d) Upper - DK での伝播モデル

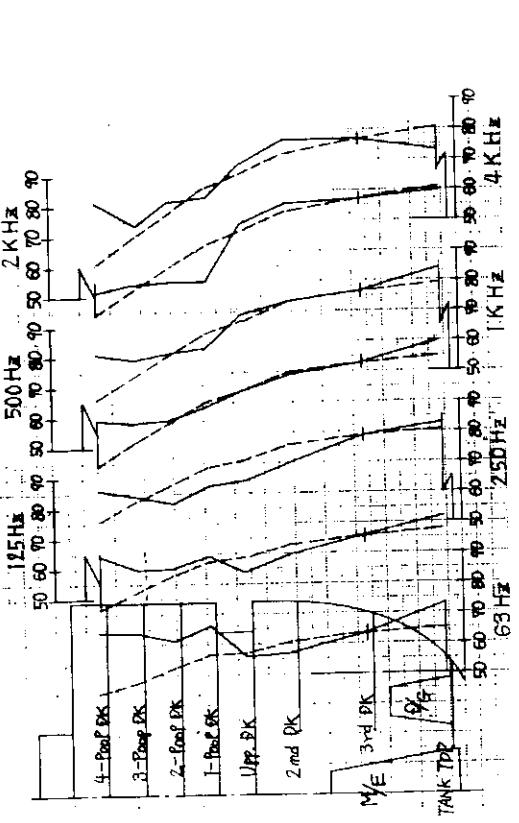
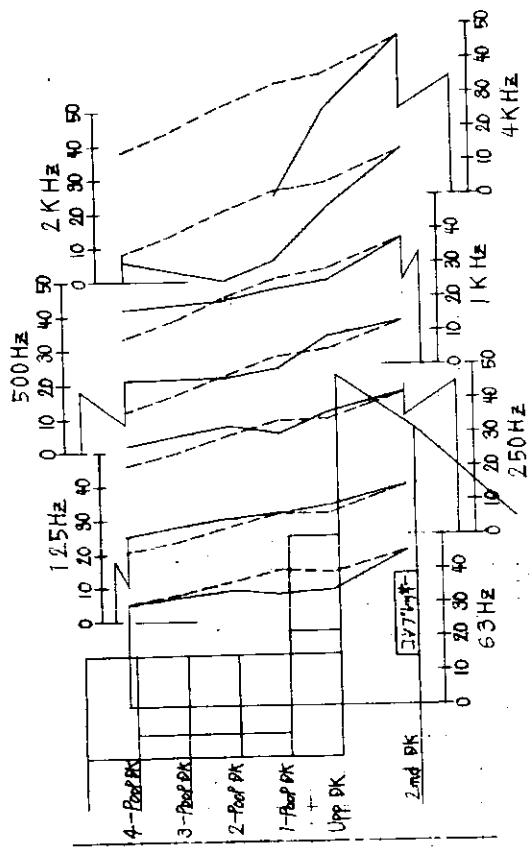


図 2.1.307 A 船圧縮機単独運転時の伝達損失 (F45断面)

— = 実験値, - - - = 計算値



- 78 -

図 2.1.310 B 船航行時 F76 断面での伝達損失

— = 実験値, - - - = 計算値

	15.3	A	A'	B
5.1	18	4	8.3	上
5.2	26.9	4	13.5	上
5.3	26.9	4	13.5	中
5.4	26.9	4	13.5	下
5.5	26.9	4	13.5	下
5.6	26.9	4	13.5	下
5.7	26.9	4	13.5	下
5.8	26.9	4	13.5	下
5.9	26.9	4	13.5	下
6.0	26.9	4	13.5	下
6.1	26.9	4	13.5	下
6.2	26.9	4	13.5	下
6.3	26.9	4	13.5	下
6.4	26.9	4	13.5	下
6.5	26.9	4	13.5	下
6.6	26.9	4	13.5	下
6.7	26.9	4	13.5	下
6.8	26.9	4	13.5	下
6.9	26.9	4	13.5	下
7.0	26.9	4	13.5	下
7.1	26.9	4	13.5	下
7.2	26.9	2	17.4	下
7.3	24.3			BS

図 2.1.309 B 船 F76 断面 1 次元モデル

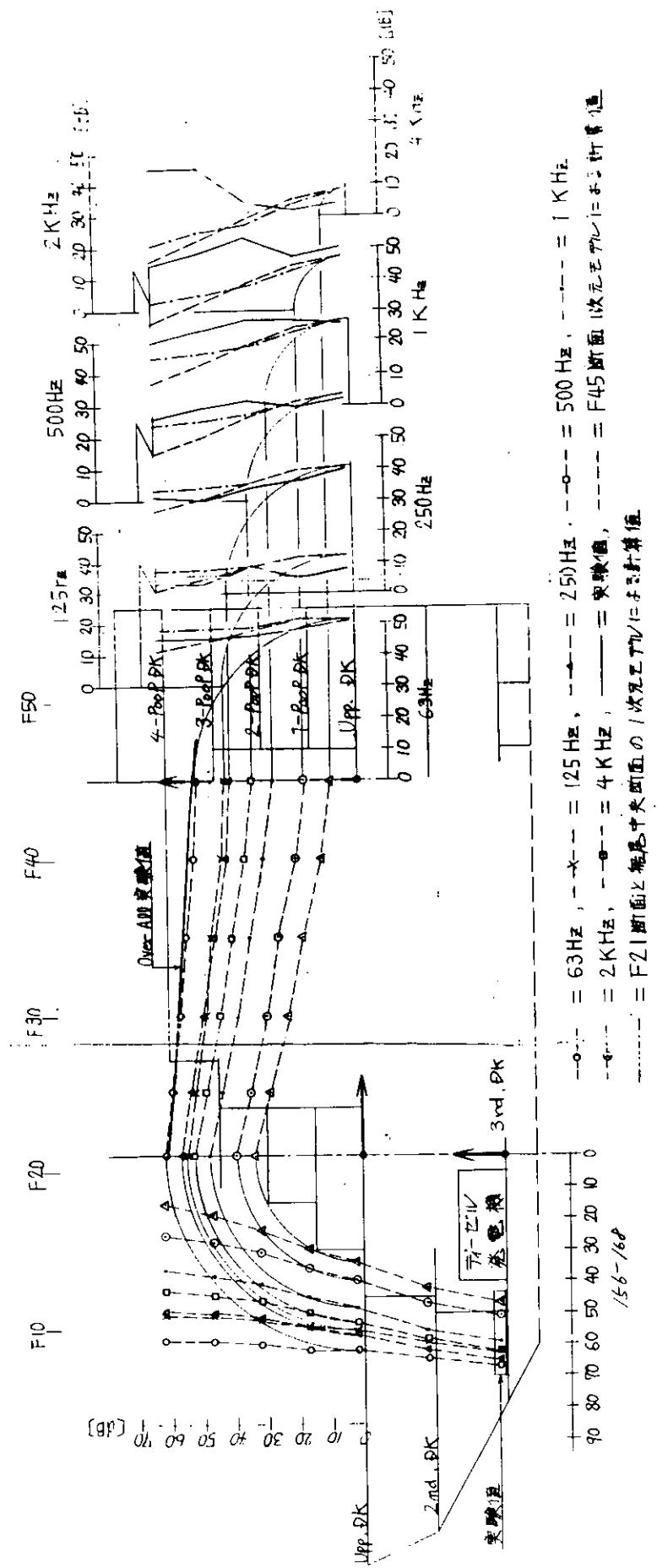


図 2.1.308 A種のディーゼル発電機単独運転時の伝達損失

- (i) F 21断面と船尾断面の合成1次元モデルによる3rd-DKからUpp.DKへの伝達損失およびUpp.DK 1次元モデルによるF 21からF 45への伝達損失は、F 20～F 45のOver All 計算値およびF 45断面での計測値と比較して良く一致している。
- (ii) F 45断面での伝達損失のF 45断面1次元モデルによる計算値は、500Hz以上では、3-Poop DKより上層において10dB以上実験値より小さい。
- (iii) これに対して、同断面の伝達損失をF 21断面1次元モデルで計算したものは、2KH<sub>z</sub>と4KH<sub>z</sub>を除いて誤差がほぼ5dB以下になっている。

#### (d) 考察

- (i) 本船の場合、機器のあるデッキの振動レベルを基準にして計算した各デッキの振動レベルが実験値と良く対応した。これは居住区スケールモデルの場合と異なり、実船では、機器デッキのレベルを基準にできることを示唆している。
- (ii) ディーゼル発電機単独運転に適用したような、デッキでの伝搬とフレームでの伝搬を組合せた計算が可能であることが証明された。
- (iii) ディーゼル発電機単独運転におけるF 45断面の伝達損失の2つの計算は、上下方向の伝達損失が、求めようとする断面よりも音源のあるフレーム断面の伝達損失に近い値になることを示している。
- (iv) ディーゼル発電機単独運転時F 45断面の伝達損失はKの値として $\sqrt{f}$ に比例するものを用いたほうが良い結果となるような周波数特性を示している。しかし圧縮機単独運転では $f$ に比例するK値での計算が実験と良く一致する。

#### (6) 実船航行時への適用（B船）

昭和51年度報告の「4.3.1 固体音の実船計測」における航行時に適用した。本船（B船とする）はフルコンテナ 29,445 DWT (31,291 GT) である。詳細仕様は昭和51年度報告参照。

##### (a) 1次元モデル

本船の計測点断面のF 76右舷断面1次元モデルを図2.1.309に示した。

##### (b) 実験と計測の比較

図2.1.310に実験値と計算値を比較した。この場合 TANK TOP の F 76断面には右舷側にディーゼル発電機があるため、TANK TOP での振動計測値にはディーゼル発電機の局所振動を含んでいる可能性があり、エネルギーが拡散した TANK TOP での平均振動レベルが計測されていない。このため、TANK TOP の計測振動レベルを基準とせず、3rd DKのレベルを基準にした。図2.1.310によると、

- (i) 63Hzを除くと、実験と計測は他の全ての中心周波数で良く一致している。
- (ii) 4-Poop DKにおいては計算は実験より10dB程度小さくなり一致していない。

##### (c) 考察

- (i) 3-Poop DK, 4-Poop DKでは計算値より実験値が大きくなるが、これは2次固体音および居住区にある機器の影響であると推測される。
- (ii) 周波数による傾向が実験と計算で非常に良く一致しており、Kの値が $f$ に比例するとして正しいことを示している。

#### (7) 結論

##### (a) 計算方法について

###### (i) 手法の妥当性

居住区スケールモデル実験、A船単独運転時およびB船航行時に適用し、実験結果と計算結果はほぼ一致し、本手法の妥当性が確認された。

## (ii) 手法の実用性

- (イ) ヤンセン法より進んで、本手法は船の大きさ、構造の変化、周波数特性を固体伝搬に考慮することができます。
- (ロ) フレームでの伝搬、デッキでの伝搬の両方の計算が可能である。
- (ハ) 1次元モデルは船の断面をそのまま数式にするもので、モデル化が非常に簡単である。
- (ニ) 伝搬損失計算は $\sqrt{\quad}$ と $\log$ をそれぞれ1回含むだけで他は四則演算となり、非常に簡単である。
- (ホ) 手計算であるため、計算過程で、計算船の固体音伝搬の特徴を知ることができる。

## (iii) 係数値

- (イ) Kの値は周波数に比例するとしたものが実験と良く対応した。
- (ロ) 内部損失率として、2.1.4の図2.1.400の値がほぼ妥当であることが証明された。

## (b) 適用上の注意点

- (i) 音源デッキの振動レベルを基準にして伝搬を計算する場合、この基準値としては、デッキで十分拡散した値を用いなければならない。
- (ii) 機関室取り巻き型船の居住区上層甲板では2次固体音の影響が現われ、計算値より小さくなる。
- (iii) 上下方向の伝達損失は、求めるフレーム断面の1次元モデルよりも音源を含むフレーム断面1次元モデルを用いたほうが、良い一致をみせる傾向がある。

## (c) 今後の問題点

本手法を適用して行く上で、今後とも研究を進める必要のある問題点を列挙する。

- (i) 音源機器、台板振動スペクトルと機器デッキでの平均振動レベルの関係に関するデータの収集と理論的検討。
- (ii) 手法の妥当性および結果の諸性質を把握するため計測データのある船への多数の適用
- (iii) 内部損失率のより正確な把握
- (iv) 本法に示した以外の有効な1次元モデル化方法
- (v) Kの値が $f$ に比例することの理論的な証明

## 参考文献

- 1) J. H. Janssen & J. Buitenhuis : On Acoustical Designing in Naval Architecture; Inter Noise 73, E22Y6
- 2) E. E. Unger : Statistical Energy Analysis of Vibration Systems, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 1967/11
- 3) 研究資料252、「4.2 固体音の遮断・減衰の研究」表4.2.2(a) P.91 より

## 2.1.4 内部損失率の整理

昭和50年度、51年度に測定した内部損失率を実用できる形にまとめた。なお、これらの値は常温(15~25°C)におけるものである。

- (1) 材料の内部損失率(表2.1.400)
- (2) 複合内部損失率

鋼板に他の内部損失率の大きい材料を貼り付けた複合内部損失率はOberstの式(研究資料252, P.99, (4.2.37)式)によって計算できる。ここでは船のデッキコンポジションとして多用されるセメントとセムテックスについて厚み比を変えた計算を行ない、表2.1.401と表2.1.402にそれぞれ示した。また断熱用のグラスウールとロックウールによる内部損失率の増大効果を表2.1.403に示した。

表 2.1.400 材料の内部損失（実験値、ただしセメントとセムテックスは Oberst の式よりの逆算値）

中心周波数	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
セメント	0.1	0.075	0.056	0.036	0.023	0.013	0.008	0.005
セムテックス	0.065	0.055	0.043	0.033	0.024	0.016	0.01	0.006
化粧合板	0.015	0.014	0.012	0.013	0.012	0.009	0.006	0.004
アスベスト板	0.024	0.016	0.015	0.015	0.014	0.012	0.007	0.004
鋼板	0.001	0.0008	0.0006	0.00046	0.00035	0.00028	0.00025	0.00021

表 2.1.401 鋼板+セメントの複合内部損失率（計算値）（ $h = \text{厚み比} = 2$  以上では効果は増大しない）

中心周波数	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
$h = 0.2$	0.007	0.0053	0.004	0.0025	0.0016	0.0009	0.0006	0.00035
0.4	0.018	0.014	0.01	0.0065	0.0041	0.0023	0.0014	0.0009
0.6	0.03	0.023	0.017	0.011	0.007	0.0039	0.0024	0.0015
1.0	0.05	0.038	0.028	0.018	0.012	0.0065	0.004	0.0025
2.0	0.07	0.053	0.039	0.025	0.016	0.0091	0.0056	0.0035

表 2.1.402 鋼板+セムテックスの複合内部損失率（計算値、厚み比  $h = \frac{\text{セムテックス}}{\text{鋼板}}$ ）

中心周波数	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
$h = 0.2$	0.0045	0.0038	0.003	0.0023	0.0017	0.0011	0.0007	0.0004
0.4	0.012	0.0099	0.0077	0.0059	0.0043	0.0029	0.0018	0.0011
0.6	0.02	0.017	0.013	0.01	0.0072	0.0048	0.003	0.0018
1.0	0.033	0.028	0.022	0.017	0.012	0.008	0.005	0.003
2.0	0.045	0.038	0.03	0.023	0.017	0.011	0.007	0.0042

表 2.1.403 7t 鋼板 + 50t 断熱材の複合内部損失率（実験値）（グラスウールかさ比重 0.03、ロックウールかさ比重 0.07）

中心周波数	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
グラスウール	0.01	0.007	0.0045	0.003	0.0023	0.0016	0.001	0.0006
ロックウール	0.025	0.02	0.013	0.008	0.0035	0.002	0.0011	0.0006

## (3) 内装壁のある鋼板壁の等価内部損失率

内部損失によって消散されるエネルギーは  $\eta A m < v^2 >$  である。ただし、 $\eta$  = 内部損失率、A = 板の面積、m = 面密度、 $< v^2 >$  = 平均2乗速度。したがって、鋼板壁に流れたエネルギーは内装壁の内部損失によって消散されるので、鋼板壁の等価な内部損失率は、

$$\eta_e = \eta_s + \sum \eta_i''$$

$$\eta_i'' = \eta_i \frac{A_i m_i < v_i^2 >}{A_s m_s < v_s^2 >} \quad \dots \quad (2.1.400)$$

ここで、 $\eta_e$  = 等価内部損失率、 $\eta_s$  = 鋼板壁の内部損失率

$\eta_i''$  = 付加内部損失率、 $\eta_i$  = 内装壁の内部損失率

添字 s は鋼板壁、i は内装壁を意味する。

(2.1.400) 式に  $\Sigma$  があるのは内装壁は表裏 2 枚の場合があるためである。表 2.1.404 は昭和 51 年度報告の「4.2.1 内装壁の振動伝達特性」で計測した振動レベルを用いて 5 種類の壁について等価内部損失率を計算したものである。

表 2.1.404 内装壁のある鋼板壁の等価内部損失率(計算値)

内装材	中心周波数	等価内部損失率(計算値)							
		63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
50tローカル 22tアスペスト 7tスチール	$\eta''$	0.04	0.0013	0.0006	0.0015	0.00060	0.00029	0.00064	0.0006
	$\eta_s$	0.025	0.02	0.013	0.008	0.0035	0.002	0.0011	0.0008
	$\eta_e$	0.029	0.021	0.014	0.0095	0.0041	0.00230	0.001200	0.0009
50tローカル 22tアスペスト 5t合板 7tスチール	$\eta''$	0.0029	0.0009	0.0074	0.00059	0.00034	0.00012	----	----
	$\eta_s$	0.025	0.02	0.013	0.008	0.0035	0.002	0.0011	0.0008
	$\eta_e$	0.028	0.021	0.014	0.0086	0.0038	0.0021	0.0011	0.0008
50tローカル 13t合板 7tスチール	$\eta''$	0.0069	0.002	0.0027	0.0024	0.0043	0.00021	0.00009	0.0006
	$\eta_s$	0.01	0.007	0.0045	0.003	0.0023	0.0016	0.001	0.0006
	$\eta_e$	0.017	0.009	0.0072	0.0054	0.0027	0.0018	0.001	0.0006
13t合板 7tスチール	$\eta''$	0.022	0.01	0.0055	0.0047	0.0018	0.0004	0.0009	0.0002
	$\eta_s$	0.001	0.0008	0.0006	0.00046	0.00035	0.00028	0.00025	0.00021
	$\eta_e$	0.023	0.011	0.0061	0.0052	0.0021	0.0007	0.00034	0.00023
6t合板 7tスチール	$\eta''$	0.004	0.0024	0.0016	0.0023	0.0013	0.0003	0.0001	----
	$\eta_s$	0.001	0.0008	0.0006	0.00046	0.00035	0.00028	0.00025	0.00021
	$\eta_e$	0.005	0.0032	0.0022	0.0026	0.0016	0.00058	0.00035	0.00021

#### (4) デッキの平均内部損失率

本年度研究の 2.1.2 実船構造の計算モデル化あるいは 2.1.3 伝達損失の簡略計算法のように、S.E.A. 法における要素をブロック化する場合、そのブロックでの平均的な内部損失率を求める必要がある。この場合の計算式は

$$\eta_m = \frac{\sum_{j=1}^n A_j m_j \langle v_j^2 \rangle (\eta_{sj} + \sum_{i=1}^m \eta_{ij} )}{\sum_{j=1}^n A_j m_j \langle v_j^2 \rangle} \quad (2.1.401)$$

図 2.1.400 は床と壁を 1 つのブロックと考えた場合に現実の船で平均内部損失率の大きさがどの程度であるかを計算したものである。同図では  $m_j \langle v_j^2 \rangle$  を全ての壁で等しいとみなし、壁の等価内部損失率として表 2.1.404 を用いた。

### 2.1.5 2 次固体音の予測

#### (1) 目的

船内騒音は騒音発生源からの伝搬過程によって固体音と空気音とに区別され、それぞれに対して予測計算が行なわれている。しかし、この両者は互いに無関係ではなく、空気音から固体音、固体音から空気音への変換が行なわれる。とくに機関室あるいはエンジンケーシング内のように騒音源から直接空中に放射される音のレベルが非常に大きな場所では、騒音発生源から船体構造に直接伝達される振動レベルに比べて、室内に形成された音場によって壁に誘起される振動レベル、すなわち、2 次固体音、が無視できなくなると推定される。しかし、これ

までの研究では、2次固体音に関する検討はほとんど実施されておらず、どの程度2次固体音が船内騒音に影響を与えるのかまったくわかっていない。そこで本節ではSEA法を用いた2次固体音の推定計算法を検討するとともに、推定計算を実施し2次固体音の影響について検討を行なった。

## (2) 2次固体音の推定計算法

50年度、51年度の研究によって固体音予測法としてのSEA法の妥当性が確認されている。<sup>(1),(2)</sup> SEA法では構造体の応答を対応する共振モード群の応答に置き換えて取り扱う。

拡散音場もまた共振モードによって運動が決定されるので、音場と構造物間の相互作用を取り扱う問題にもSEA法が適用できるはずである。本項ではSEA法を用いた2次固体音の推定計算法を導き、基本的な諸事項について記述する。

### (a) SEA法の適用

音場（拡散音場）と構造体とのパワーバランスは図2.1.501のようになり、平衡条件は(2.1.501)式で与えられる。添字vは音場、sは構造体を表す。また音場は拡散音場とする。

$$\left. \begin{aligned} P_v &= P_v^d + P_{vs} \\ P_s &= P_s^d + P_{sv} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.501)$$

ここで、式中のパワーは次の関係式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} P_v^d &= \omega_0 E_v \eta_v \\ P_s^d &= \omega_0 E_s \eta_s \end{aligned} \right\}$$

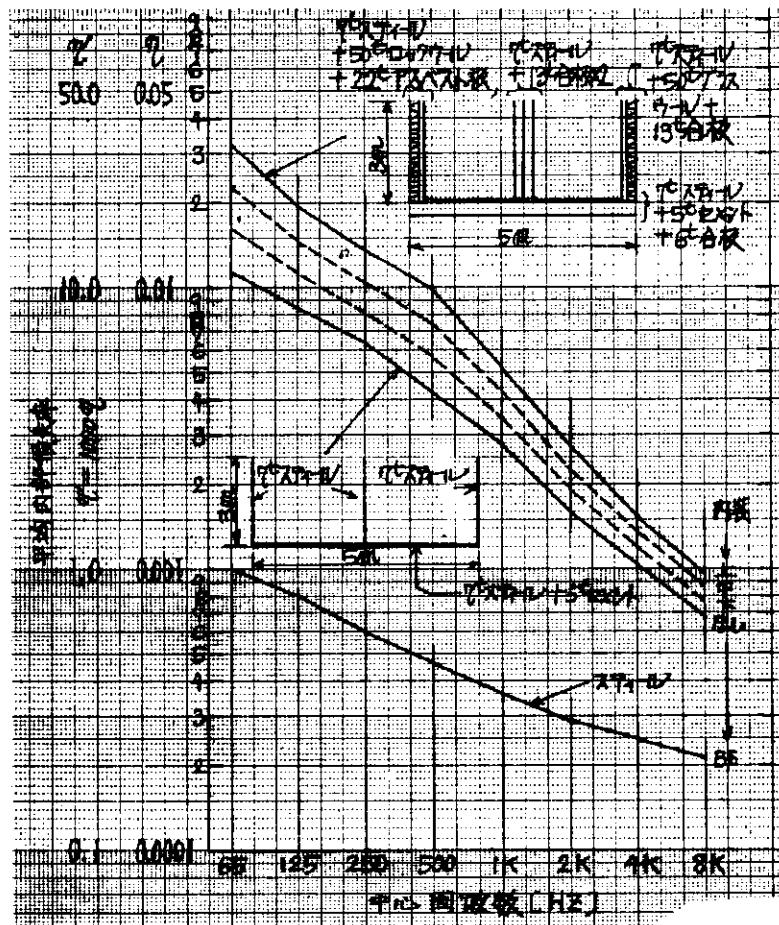
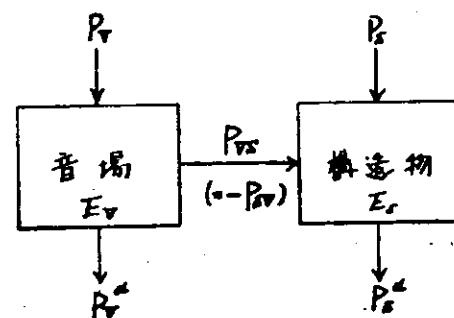


図2.1.400 デッキの平均内部損失率（計算値）



- $P_v$  : 音場に入射するパワー
- $P_s$  : 構造体に入射するパワー
- $E_v$  : 音場のエネルギー
- $E_s$  : 構造体のエネルギー
- $P_{vs}$  : 音場から構造体に伝達されるパワー
- $P_{sv}$  : 構造体から音場に伝達されるパワー
- $P_v^d$  : 構造体の内部損失パワー
- $P_s^d$  : 音場の内部損失パワー

図2.1.501 パワーバランス

$$\left. \begin{aligned} P_{vs} &= \omega_0 n_v(\omega_0) \Delta\omega \eta_{vs} \left( E/n_v(\omega_0) \Delta\omega - E_s/n_s(\omega_0) \Delta\omega \right) \\ P_{sv} &= \omega_0 n_s(\omega_0) \Delta\omega \eta_{sv} \left( E/n_s(\omega_0) \Delta\omega - E_v/n_v(\omega_0) \Delta\omega \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.502)$$

$\omega_0$  : 中心角周波数  $\Delta\omega$  : 角周波数バンド幅

$\eta_{vs}, \eta_{sv}$  : 結合損失率

$\eta_v, \eta_s$  : 内部損失率

$n_v(\omega_0), n_s(\omega_0)$  : モーダル密度

図2.1.501に示す2要素系において、音場には直接パワー  $P_v$  を供給する音源があり、構造体には直接の入力がない、つまり  $P_s = 0$  とするとき、(2.1.501)式と(2.1.502)式から次の関係が得られる。

$$\frac{E_v}{E_s} = \frac{n_s}{n_v} \frac{\eta_{sv}}{\eta_s + \eta_{sv}} \quad (2.1.503)$$

音場は拡散音場（容積V）とし、その音場が面積Sの構造体に作用するとき、構造体の振動エネルギー  $E_s$  は(2.1.503)式によって音場のエネルギー  $E_v$  と関係づけられる。 $E_s$  および  $E_v$  は構造体の振動速度  $v$ 、音圧  $p$  によって表わされるので、構造体の振動速度  $v$  は次式のように音圧と関係づけられる。

$$\left. \begin{aligned} E_s &= \langle v^2 \rangle \rho_s \cdot S \\ E_v &= \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho C^2} V \end{aligned} \right\} \quad (2.1.504)$$

$\langle v^2 \rangle$  : 構造体の2乗平均速度

$\rho_s$  : " の面密度

S : " の面積

$\langle p^2 \rangle$  : 音場の2乗平均音圧

$\rho$  : 空気の密度, C : 空気中の音速

$$\frac{\langle v^2 \rangle}{\langle p^2 \rangle} = \frac{V}{\rho_s \cdot S \cdot \rho C^2} \cdot \frac{n_s}{n_v} \cdot \frac{1}{1 + \eta_s/\eta_{sv}} \quad (2.1.505)$$

また、逆に構造体が直接加振されている場合は(2.1.501)式において  $P_v = 0$  となり、次の関係が得られる。

$$\frac{E_v}{E_s} = \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho C^2} V / \langle v^2 \rangle \rho_s S = \frac{n_v}{n_s} \cdot \frac{1}{1 + \eta_v/\eta_{vs}} \quad (2.1.506)$$

$P_{vs} = -P_{sv}$  を考慮すると、結合損失率  $\eta_{vs}$  は

$$\eta_{vs} = \frac{n_s}{n_v} \cdot \eta_{sv} \quad (2.1.507)$$

で与えられる。そこで、どちらか一方の結合損失率が得られると他方の結合損失率も決定できる。

したがって、モーダル密度  $n_v, n_s$ 、内部損失率  $\eta_s, \eta_v$ 、結合損失率  $\eta_{sv}, \eta_{vs}$  が求まると、(2.1.505)式、あるいは(2.1.506)式を用いることによって、音場によって加振される構造体の平均応答あるいは構造体から放射される音が求まる。

### (b) 関連パラメータ

#### (i) モーダル密度、モード数

薄い均質なパネルのモーダル密度  $n_s(\omega_0)$  は次式で与えられる。<sup>(1)</sup>

$$n(\omega_0) = k_B^2 S / 4\pi \omega$$

$$= \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.508)$$

$$k_B = \sqrt{\frac{m''}{B'}} \sqrt{\omega} : \text{波数}$$

S : パネルの面積

$m''$  : " の面密度

$B'$  : " の曲げ剛性

また、三辺の長さが  $L_x, L_y, L_z$  の直方体空間のモーダル密度は、三辺の長さに関係して異なり、文献(3)によると以下の4種類に分類できる。

(イ)  $L_x, L_y, L_z$  とも  $\frac{1}{2}$  波長よりも長い場合

$$(f > C/2L_x, C/2L_y, C/2L_z)$$

$$n(\omega) = \frac{V}{2\pi^2 C^3} \omega^2 + \frac{S}{8\pi C^2} \omega + \frac{L}{16\pi C} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.509(a))$$

(ロ) 一边だけが  $\frac{1}{2}$  波長より短い場合

$$(f < C/2\ell_1 : \ell_1 \text{ は } L_x, L_y, L_z \text{ のうち最小なもの})$$

$$n(\omega) = \frac{S}{4\pi C^2} \omega \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.509(b))$$

(ハ) 一边だけが  $\frac{1}{2}$  波長より長い場合

$$(f > C/2\ell_2 : \ell_2 \text{ は } L_x, L_y, L_z \text{ のうち最大なもの})$$

$$n(\omega) = \frac{L}{4\pi C} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.509(c))$$

(ニ) 三辺とも  $\frac{1}{2}$  波長より短い場合

$$n(\omega) = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.509(d))$$

SEA法を用いる場合、その信頼性は問題とする周波数帯域に存在するモード数に関係し、モード数が多いほど増大する。51年度の研究報告によると、板構造系における適用限界は、要素パネルの固有モード数Nが  $N \geq 15 \sim 20$  とされている。<sup>(2)</sup>一方、音場の場合には建築音響における二室間の音響透過の計測より、

(イ) 室容積  $V \geq 30 \text{ m}^3$

(ロ) 中心周波数  $f \geq 125 \text{ Hz}$

(ハ) バンド幅  $\Delta f \geq \frac{1}{3}$  オクターブ

の場合に適用できるとされている。<sup>(4)</sup> 中心周波数  $f$ 、バンド幅  $\Delta f$  にあるモード数  $N(f)$  は (2.1.509(a)) 式の第1項だけを考慮すると、近似的に次式で与えられる。

$$N(f) \doteq \frac{4\pi V}{C^3} f^2 \cdot \Delta f$$

$V = 30 \text{ m}^3, f = 125 \text{ Hz}, \Delta f = 28 \text{ Hz}$  ( $\frac{1}{3}$  オクターブバンド幅) のときのモード数を求める  $N \doteq 4$  である。また、 $\Delta f = 90 \text{ Hz}$  ( $1/1$  オクターブバンド幅) のときは  $N \doteq 13$  である。本計算では  $1/1$  オクターブでの計算を行なうので、音場の場合は  $N \geq 13$ 、パネル要素の場合は  $N \geq 15$  を SEA法の適用範囲とする。

(Ⅱ) 内部損失率

パネルの内部損失率は、パネルを加振してその減衰時間を計測する方法などによって求めることができるが、ここでは50年度に実施された実験結果を引用することにする。

音場の内部損失率は室内音響における残響時間Tと関係づけられ次式で与えられる。

$$\eta_z = \frac{\ell_n 10^6}{\omega T} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.510)$$

残響時間Tを求めるために、Sabineの残響式を用いると、残響時間Tは次式で与えられる。

$$T = \frac{4 \ell_n 10^6}{C} \frac{V}{\bar{\alpha} S} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.511)$$

V : 室容積 (cm³)

S : 室表面積 (cm²)

$\bar{\alpha}$  : 室の平均吸音率

C : 音速 (cm/S)

(2.1.511)式を(2.1.510)式に代入すると、内部損失率 $\eta_z$ は室容積V、室表面積S、室の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ 、音速Cによって関係づけられる。

$$\eta_z = \frac{C S \bar{\alpha}}{4 \omega V} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.512)$$

しかし、室の3辺 $L_x, L_y, L_z$ が $L_y \ll L_x, L_y \ll L_z$ の場合には周波数 $fa = C/(2L_y)$ 以下では(2.1.512)式のかわりに、内部損失率 $\eta_v$ は次式で与えられる。<sup>(5)</sup>

$$\eta_v = \frac{C S \bar{\alpha}}{\pi \omega V} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.513)$$

### (iii) 結合損失率 $\eta_{sv}, \eta_{vs}$

結合損失率は前述したように、 $\eta_{sv}, \eta_{vs}$ とどちらか一方が求まれば他は(2.1.507)式により計算できる。結合損失率 $\eta_{sv}$ は振動しているパネルから室内に放射される音響パワー $P_{rad}$ とパネルから室内に伝達されて散逸するエネルギー $P'_{sv}$ が等しいことによって求まる。振動速度 $v$ で振動している表面積Sのパネルから放射されるパワー $P_{rad}$ は次式で与えられる。

$$P_{rad} = \rho C S \sigma_{rad} \langle v^2(\omega) \rangle \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.514)$$

$\sigma_{rad}$  : 角周波数 $\omega$ におけるパネルの平均放射率

$\langle v^2(\omega) \rangle$  : 中心角周波数 $\omega$ 、バンド幅 $\Delta\omega$ におけるパネルの2乗平均速度

S : パネルの面積

一方、パネルから室内に伝達されて散逸するエネルギー $P'_{sv}$ は次式で与えられる。

$$P'_{sv} = \omega E_S \eta_{sv} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.515)$$

したがって $P_{rad} = P'_{sv}$ および(2.1.504)式より結合損失率 $\eta_{sv}$ は次式のように求まる。

$$\begin{aligned} \eta_{sv} &= \frac{\rho C S \sigma_{rad} \langle v^2(\omega) \rangle}{\omega E_S} \\ &= \frac{\rho C \sigma_{rad}}{\omega \rho_S} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.516) \end{aligned}$$

結合損失率 $\eta_{vs}$ は上式と(2.1.507)式で求められる。

(2.1.516)式中の放射率 $\sigma_{rad}$ に関しては、単純支持された長方形パネルの平均放射率を用いることにする。平均放射率はパネルの限界周波数 $f_c$ の前後で特性が変化し、次式で与えられる。<sup>(6)</sup>

④  $f \leq f_c/2$  の場合

$$\sigma_{\text{rad}} = \frac{\lambda_c^2}{S} g_1(\alpha) + \frac{L \lambda_c}{S} g_2(\alpha) \quad \dots \quad (2.1.517(a))$$

$$g_1(\alpha) = \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\alpha(1-\alpha^2)^{3/2}}$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi^2} \left[ \frac{(1-\alpha^2)\ell_n\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \right]$$

④  $f_c/2 < f < f_c$  の場合

$$\sigma_{\text{rad}} = \frac{L \lambda_c}{S} g_2(\alpha) \quad \dots \quad (2.1.517(b))$$

⑤  $f = f_c$  の場合

$$\sigma_{\text{rad}} = \left( \frac{L_x}{\lambda_c} \right)^{1/2} + \left( \frac{L_y}{\lambda_c} \right)^{1/2} \quad \dots \quad (2.1.517(c))$$

⑥  $f > f_c$  の場合

$$\sigma_{\text{rad}} = (1 - f_c/f)^{1/2} \quad \dots \quad (2.1.517(d))$$

$f$  : 周波数  $L$  : 板の全周長

$f_c$  : 限界周波数  $= 2 \times (L_x + L_y)$

$$= \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad S : \text{板の面積}$$

$L_x, L_y$  : 板の 2 辺  $\alpha = (f/f_c)^{1/2}$

$$\lambda_c = C/f_c$$

### (3) 計算モデルと諸係数

2 次固体音の影響を検討するために、エネルギー伝搬の回路網にパネルと音場の 2 つの要素を導入して SEA 法による計算を実施する。しかし、船全体の回路網の計算は非常に複雑であり、またインプットデータの作成にも非常に時間を要する。さらに、2 次固体音に関する実船実験データも現段階では皆無であり、SEA 法による計算と実験結果とを比較して検討することはできない。そこで本研究では非常に簡単な箱型モデルを用いて、まず SEA 法による計算結果と室内音響学の諸式から得られた結果とを比較して SEA 法による計算の適用性を検討した。そして箱型モデルを組合せた構造に対して 2 次固体音の影響を検討した。

#### (a) モデルの概要

2 次固体音の検討に用いたモデルは、エンジンケーシング、機関室に相当する空間を仮想したもので、同一寸法のパネル ( $400\text{cm} \times 400\text{cm} \times 0.5\text{cm}$ ) で構成された立方体を基本構造としている。モデルは全部で 7 種類あり、その概略を図 2.1.502 に示す。モデル A は本計算に用いた基本構造であり、クローズされた空間に音源がある場合をモデル化したものである。また、モデル A' はモデル A の外部に自由空間を考慮したモデルである。モデル B から F はモデル A の外部に別の構造体、空間が結合したモデルである。要素数はモデル A の場合が 7 個で最小となり、最大はモデル F の 135 個である。

#### (b) 計算に必要な諸係数

##### (i) パネルと音場の寸法と特性

モデルのパネル要素は全て同一寸法の鋼板とし、その寸法と材料定数を表 2.1.501 に示す。

また、音場の寸法と特性を表 2.1.502 に示す。

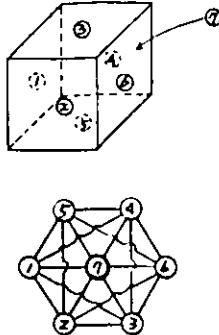
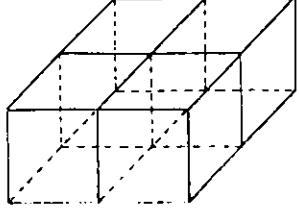
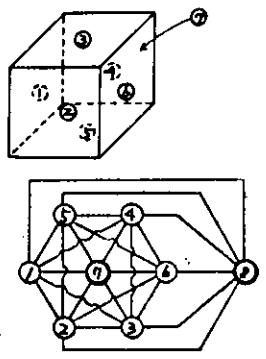
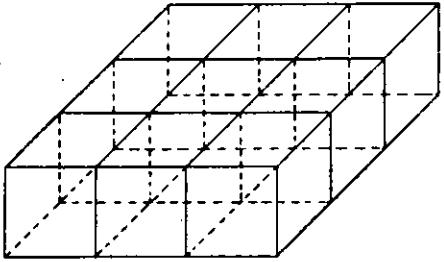
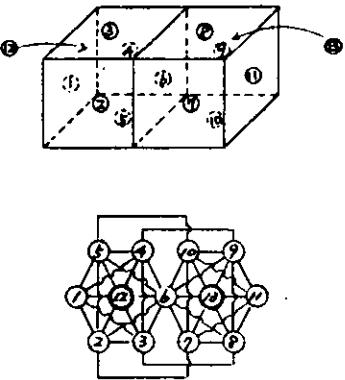
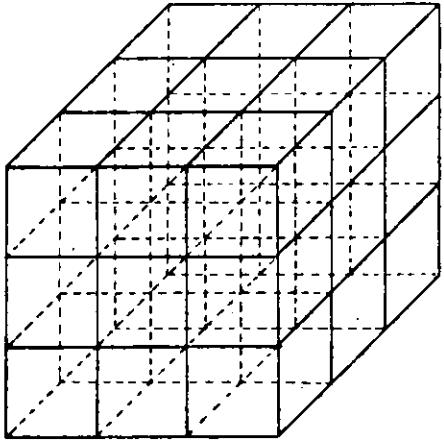
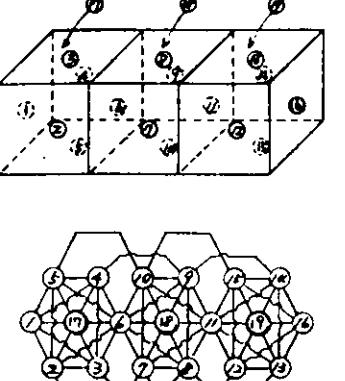
モ デ ル A	<table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 / No. / 要素数</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td></tr> <tr><td>音場</td><td>No. ① ~ No. ④</td></tr> <tr><td></td><td>6</td></tr> <tr><td></td><td>400 × 400 × 400</td></tr> <tr><td></td><td>No. ⑦</td></tr> <tr><td></td><td>1</td></tr> <tr><td>(単位: cm)</td><td></td></tr> </table>	要素	寸法 / No. / 要素数	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	音場	No. ① ~ No. ④		6		400 × 400 × 400		No. ⑦		1	(単位: cm)			モ デ ル D	 <table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 (cm)</td><td>要素数</td></tr> <tr><td>音場</td><td>400 × 400 × 400</td><td>4</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td><td>20</td></tr> </table>	要素	寸法 (cm)	要素数	音場	400 × 400 × 400	4	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	20		
要素	寸法 / No. / 要素数																														
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>																														
音場	No. ① ~ No. ④																														
	6																														
	400 × 400 × 400																														
	No. ⑦																														
	1																														
(単位: cm)																															
要素	寸法 (cm)	要素数																													
音場	400 × 400 × 400	4																													
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	20																													
モ デ ル A'	<table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 / No. / 要素数</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td></tr> <tr><td>音場</td><td>No. ① ~ No. ④</td></tr> <tr><td></td><td>6</td></tr> <tr><td></td><td>400 × 400 × 400</td></tr> <tr><td></td><td>No. ⑦</td></tr> <tr><td></td><td>1</td></tr> <tr><td>No. ⑧ ～ No. 10 無自由音場</td><td></td></tr> <tr><td>(単位: cm)</td><td></td></tr> </table>	要素	寸法 / No. / 要素数	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	音場	No. ① ~ No. ④		6		400 × 400 × 400		No. ⑦		1	No. ⑧ ～ No. 10 無自由音場		(単位: cm)			モ デ ル E	 <table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 (cm)</td><td>要素数</td></tr> <tr><td>音場</td><td>400 × 400 × 400</td><td>9</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td><td>42</td></tr> </table>	要素	寸法 (cm)	要素数	音場	400 × 400 × 400	9	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	42
要素	寸法 / No. / 要素数																														
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>																														
音場	No. ① ~ No. ④																														
	6																														
	400 × 400 × 400																														
	No. ⑦																														
	1																														
No. ⑧ ～ No. 10 無自由音場																															
(単位: cm)																															
要素	寸法 (cm)	要素数																													
音場	400 × 400 × 400	9																													
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	42																													
モ デ ル B	<table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 / No. / 要素数</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td></tr> <tr><td>音場</td><td>No. ① ~ No. ④</td></tr> <tr><td></td><td>6</td></tr> <tr><td></td><td>400 × 400 × 400</td></tr> <tr><td></td><td>No. ③ ~ No. ⑤</td></tr> <tr><td></td><td>2</td></tr> <tr><td>(単位: cm)</td><td></td></tr> </table>	要素	寸法 / No. / 要素数	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	音場	No. ① ~ No. ④		6		400 × 400 × 400		No. ③ ~ No. ⑤		2	(単位: cm)			モ デ ル F	 <table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 (cm)</td><td>要素数</td></tr> <tr><td>音場</td><td>400 × 400 × 400</td><td>27</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td><td>108</td></tr> </table>	要素	寸法 (cm)	要素数	音場	400 × 400 × 400	27	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	108		
要素	寸法 / No. / 要素数																														
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>																														
音場	No. ① ~ No. ④																														
	6																														
	400 × 400 × 400																														
	No. ③ ~ No. ⑤																														
	2																														
(単位: cm)																															
要素	寸法 (cm)	要素数																													
音場	400 × 400 × 400	27																													
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	108																													
モ デ ル C	<table border="1"> <tr><td>要素</td><td>寸法 / No. / 要素数</td></tr> <tr><td>パネル</td><td>400 × 400 × 0.5<sup>t</sup></td></tr> <tr><td>音場</td><td>No. ① ~ No. ④</td></tr> <tr><td></td><td>6</td></tr> <tr><td></td><td>400 × 400 × 400</td></tr> <tr><td></td><td>No. ⑦ ~ No. ⑪</td></tr> <tr><td></td><td>3</td></tr> <tr><td>(単位: cm)</td><td></td></tr> </table>	要素	寸法 / No. / 要素数	パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>	音場	No. ① ~ No. ④		6		400 × 400 × 400		No. ⑦ ~ No. ⑪		3	(単位: cm)															
要素	寸法 / No. / 要素数																														
パネル	400 × 400 × 0.5 <sup>t</sup>																														
音場	No. ① ~ No. ④																														
	6																														
	400 × 400 × 400																														
	No. ⑦ ~ No. ⑪																														
	3																														
(単位: cm)																															

図 2.1.502 計算モデルの概略

表 2.1.501 パネルの寸法と特性

パネル要素	寸 法		板 厚 t [cm]	密 度 $\rho$ [g/cm³]	ヤング率 E [dyn/cm²]	ポアソン比
	L <sub>x</sub> [cm]	L <sub>y</sub> [cm]				
鋼 板	400	400	0.5	7.8	$2.1 \times 10^{12}$	0.31

表 2.1.502 音場の寸法と特性

音 場	寸 法			密 度 $\rho$ [g/cm³]	音 速 C [cm/S]
	L <sub>x</sub> [cm]	L <sub>y</sub> [cm]	L <sub>z</sub> [cm]		
空 気	400	400	400	$1.2 \times 10^3$	$3.44 \times 10^4$

## (ii) モード数

パネル要素と音場のモード数を表 2.1.503 に示す。計算には (2.1.508) 式から (2.1.509(d)) 式までを用いた。

表 2.1.503 パネルと音場のモード数

周 波 数 [Hz] (1/1 オクターブ)	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
パネル要素のモード数	46	91	$1.78 \times 10^2$	$3.61 \times 10^2$	$7.01 \times 10^2$	$1.42 \times 10^3$	$2.84 \times 10^3$	$5.69 \times 10^3$
音場のモード数	8	44	$2.75 \times 10^2$	$1.99 \times 10^3$	$1.45 \times 10^4$	$1.14 \times 10^5$	$8.99 \times 10^5$	$7.14 \times 10^6$

## (iii) 内部損失率

パネル要素の内部損失率  $\eta_s$  は50年度に実施された亜鉛メッキ鋼板素材テスト結果を用いる。音場の平均吸音率  $\bar{\alpha}$  は周波数に無関係に  $\bar{\alpha} = 0.1$  とする。そして内部損失率  $\eta_v$  は (2.1.512) 式と (2.1.513) 式によって計算された結果を用いる。図 2.1.503 にパネル要素と音場の内部損失率を示す。

(iv) 音場とパネル要素間の結合損失率  $\eta_{sv}$ ,  $\eta_{vs}$ 

結合損失率  $\eta_{sv}$ ,  $\eta_{vs}$  は (2.1.516(a), (b)) 式を用いて計算を行なう。また、放射率  $\sigma_{rad}$  は (2.1.517 (a), (b), (c), (d)) 式を用いて計算を行なった。その結果を図 2.1.504 に示す。放射率は限界周波数  $f_c = 2391 \text{ Hz}$  で最大となり、 $f_c$  以下では非常に小さく、また  $f_c$  以上では  $\sigma_{rad} \neq 1$  となる。

(v) パネル要素間の結合損失率  $\eta_{ij}$ 

計算モデルでは結合パネルが同一平板の結合に限られているので、50年度の研究成果を利用する。平均透過率は結合形式によって表 2.1.504 に示すようになり、パネル  $i$  とパネル  $j$  の結合損失率  $\eta_{ij}$  は次式で与えられる。

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} \tau_{ij} L_c}{\omega \pi S_i} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.518)$$

$C_{gi}$  : パネル  $i$  の曲げ波の群速度

$\tau_{ij}$  : パネル  $i$  からパネル  $j$  への平均透過率

$S_i$  : パネル  $i$  の面積

$L_c$  : 境界の結合長さ

表 2.1.504 平均透過率

結合 形 式	平 均 透 過 率
L 型	$1/3$
T 型	$4/27$
+ 型	$1/12$

## (4) SEA法による計算の適用性の検討

次の(a), (b)の項目に関して、SEA法による計算と室内音響学の計算を行ない、SEA法の適用性を検討する。

## (a) 反射壁で囲まれた室内（拡散音場）での音源出力と室内音圧との関係

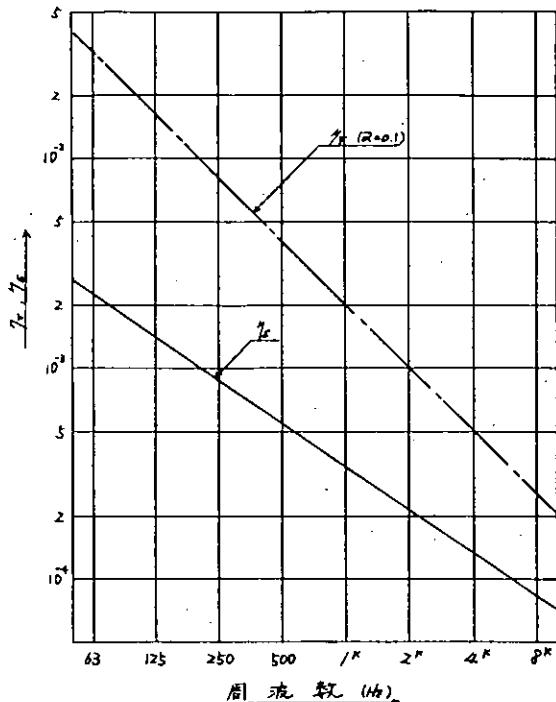


図 2.1.503 内部損失率

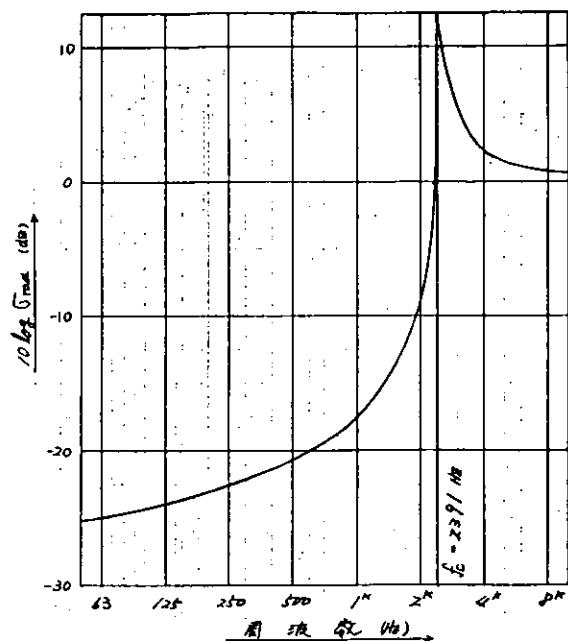


図 2.1.504 パネルの放射率

拡散音場に出力  $W [w]$  の音源を置いた時の拡散音の音圧  $p_{rev}$  は次式で与えられる。

$$p_{rev}^2 = \frac{4\rho CW}{R} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.519)$$

$\rho$  : 空気の密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$C$  : 空中の音速 ( $\text{m}/\text{s}$ )

$R$  : 室定数 ( $\text{m}^2$ )

室定数  $R$  は室の表面積  $S$  と平均吸音率  $\bar{\alpha}$  によって次式で与えられる。

$$R = \frac{\bar{\alpha}S}{1 - \bar{\alpha}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.520)$$

音圧を  $2 \times 10^{-5} [\text{N}/\text{m}^2]$  を基準とする音圧レベル  $L_p$ , 音源出力を  $10^{12} [\text{w}]$  を基準とする出力レベル PWL で示すと (2.1.519) 式は次式のように変換される。

$$L_p = PWL - 10 \log R + 10 \log \rho C - 20 \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.521)$$

図 2.1.502 の計算モデル Aにおいて、音場⑦の中心に各  $1/1$  オクターブバンドの音響出力が  $1 [\text{w}]$  ( $PWL = 120 \text{ dB}$ ) の音源があるときの音場⑦の音圧レベルを (2.1.521) 式を用いて計算した結果を図 2.1.505 に示す。また、同図には SEA 法を用いた計算結果を比較して示した。図から明らかなように、両者の計算結果は  $\pm 1 \text{ dB}$  の範囲内ではほぼ一致しており、SEA 法を音場と構造体から構成される 2 次固体音の計算に用いることができる事を示している。同時に図 2.1.505 にはこのときのパネルの振動速度レベルも示してある。ここで、振動速度レベルは振動速度  $5 \times 10^{-8} \text{ m}/\text{s}$  を基準としている。音源の音響出力が一定でしかも平均吸音率も一定の場合には、音場の音圧レベルは周波数に関係なくほぼ一定となる。しかし、パネルの振動速度レベルは周波数が増加すると低くなる傾向を示す。

#### (b) 壁面の振動による放射室内音圧レベル

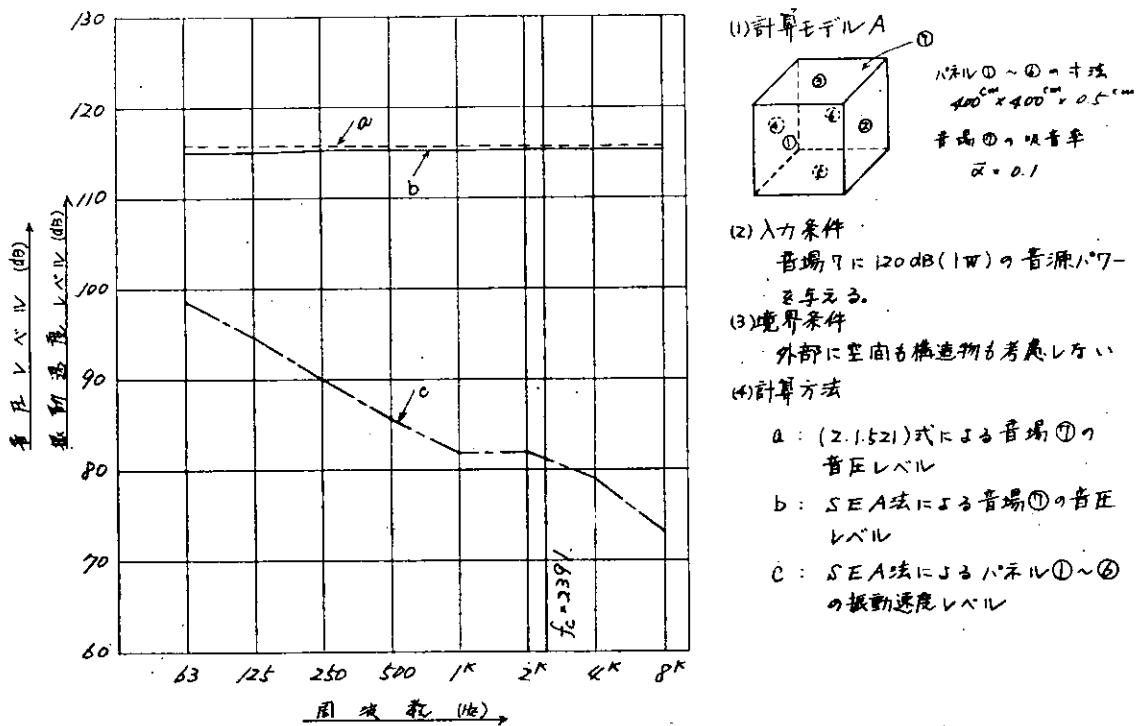


図 2.1.505 SEA法による計算の適用性I)

振動している壁面から放射される音が拡散して出来る室内拡散音レベルは次式により計算できる。室を構成している*i*番目の壁の振動による室内拡散音レベルは

$$L_{Ri} = L_{vi} + 10 \log \sigma_i + 10 \log \frac{a_i}{\bar{\alpha} S} + 6 \quad \dots \quad (2.1.522)$$

$L_{Ri}$  : 室内拡散音レベル (dB)

$L_{vi}$  : 壁の振動速度レベル (dB)

$\sigma_i$  : 壁の放射率

$a_i$  : 壁の面積 ( $m^2$ )

$\bar{\alpha}$  : 室内平均吸音率

$S$  : 室内全表面積 ( $m^2$ )

により計算できる。そして室内総合拡散音レベルは

$$L_S = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{Ri}/10} \right) \quad \dots \quad (2.1.523)$$

$L_S$  :  $i=1 \sim n$  の壁が同時に振動しているときの室内拡散音レベル。

$L_{Ri}$  :  $i$  番目の壁だけが振動しているときの室内拡散音レベル

計算モデルAにおいて

- (i) №①のパネルだけが振動速度レベル100dBで振動しているときの音場⑦の音圧レベル
  - (ii) №①～⑥の総てのパネルが振動速度レベル100dBで振動しているときの音場⑦の音圧レベル
- をSEA法による計算と(2.1.522)式、(2.1.523)式を用いた計算の両方を実施して求めた結果を図2.1.506に示す。図中の*a*-1と*a*-2とを比較すると定性的な傾向は一致しているが、レベルは2～5dB程度SEA法による計算結果の方が大きくなっている。この原因としては、本計算の境界条件ではパネルから外部の空

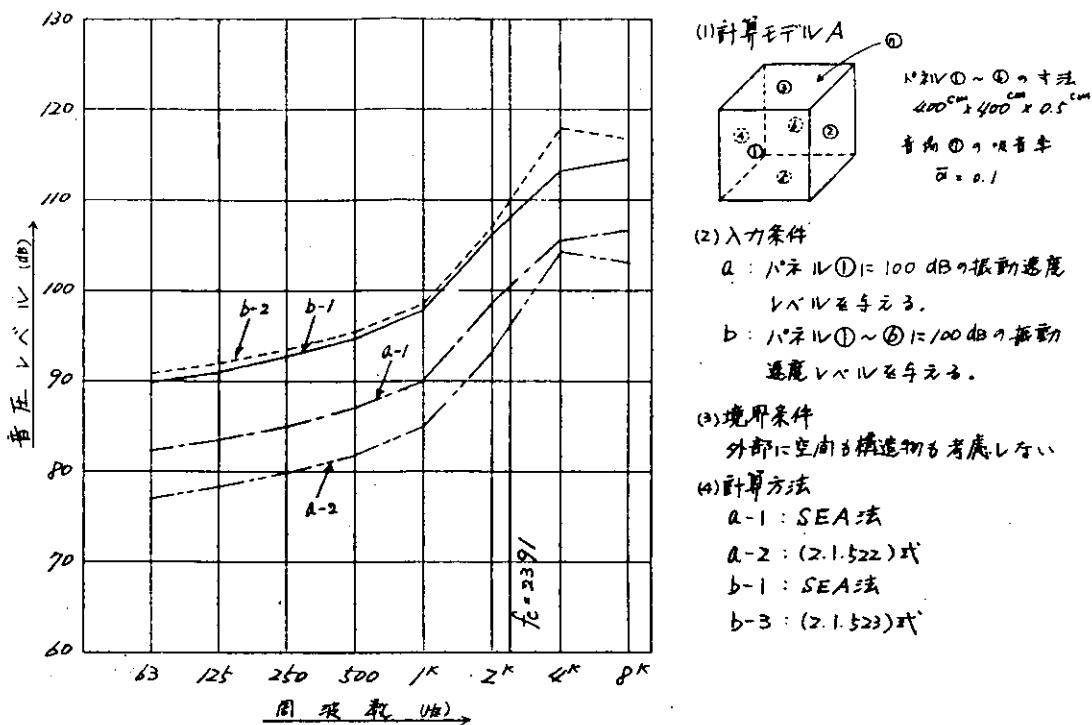


図 2.1.506 SEA法による計算の適用性(II)

間や構造物に流出するエネルギーを考慮していないことが考えられる。一方、b-1とb-2とを比較すると、図より明らかなように、両者の計算結果は非常によく一致しており、SEA法を2次固体音の計算に用いることが可能であることを示している。

##### (5) モデル計算結果と考察

前項での、SEA法の計算手順と2次固体音計算の適用性の検討を行なった結果をもとにし、最大要素数150個の系のエネルギー伝搬が計算できるSEA法による2次固体音計算プログラムを作成した。以下図2.1.502に示した数値の計算モデルに対して試計算と検討を行なった結果について述べる。

###### (a) 音場によって壁面に誘起される振動速度レベルに及ぼす境界条件の影響

図2.1.502に示されたモデルAは、外部への伝達エネルギーを無視したモデルである。しかし、実構造物では外部に空間や構造物が結合しており外部への伝達エネルギーを無視することはできない。図2.1.507にモデルAの音場⑦に100 dBの音圧レベルを与えたときのパネルの振動速度レベルを示した。さらに、パネルの振動速度レベルに対する境界条件の影響、つまり隣接空間および構造物の影響、を調べるために、次の3種類の場合について計算した結果をも併せて示した。

###### (i) モデルAの外部を自由空間とした場合

この場合の計算上の取り扱いは、パネルから自由空間への放射により流出するエネルギーと等価なエネルギーがパネル内で損失されたとした。これに対応して、新しく等価内部損失率 $\eta_i$ を次のように定義して計算を実施した。

$$\eta_i = \eta_i + \eta_r \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.524)$$

$\eta_i$  : パネルの内部損失率

$\eta_r$  : “ 放射損失率

###### (ii) モデルAの外部に自由空間と無限長の構造体を考慮した場合

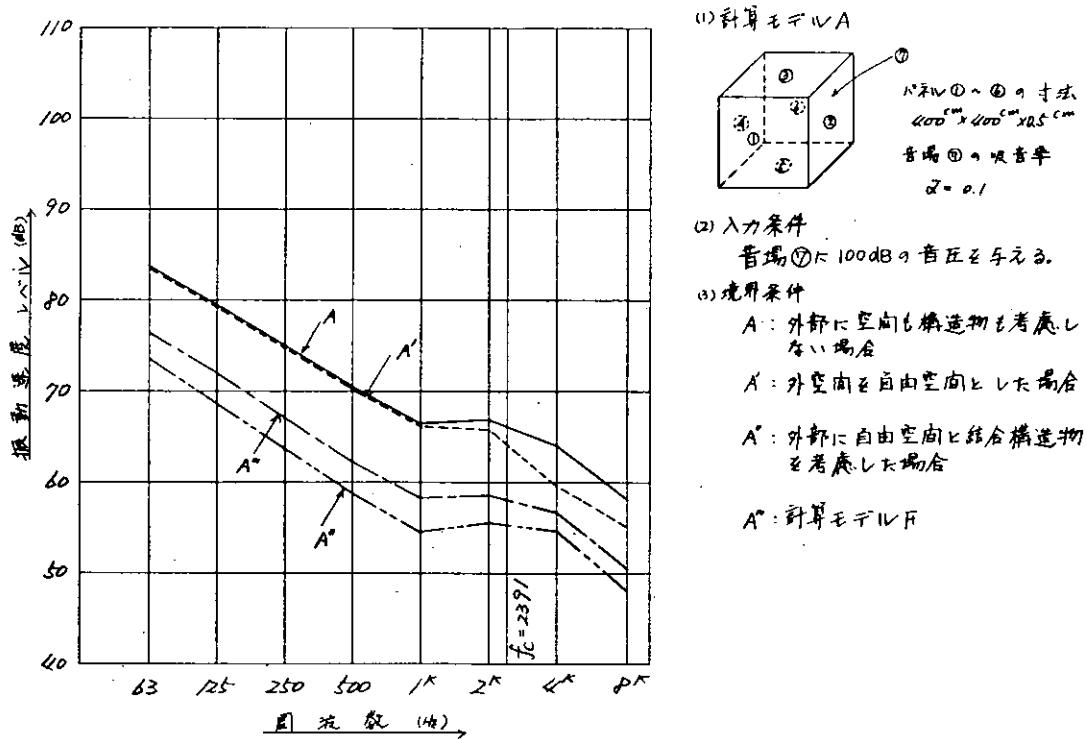


図 2.1.507 音場によって壁面に誘起される振動速度レベル

この場合には、パネルから流出するエネルギーは、自由空間への放射エネルギーと結合構造体による結合損失エネルギーとの和である。そこで等価内部損失率  $\eta_2$  を次のように定義して、計算を行った。ただし、結合損失率はパネルの4辺総て+型結合としたときのエネルギー損失率とした。

$$\eta_2 = \eta_i + \eta_r + \eta_c \quad \dots \quad (2.1.525)$$

$\eta_i$  : パネルの内部損失率

$\eta_r$  : " 放射損失率

$\eta_c$  : " 結合損失率 (+型結合)

### (iii) モデルAの外部にモデルAと同じ構造体が結合している場合

この場合には、モデルAの外部に26個の同構造体が結合したモデルFを用いて計算を行なった。

図 2.1.508 には (2.1.524) 式、(2.1.525) 式で定義した等価内部損失率  $\eta_1$ 、 $\eta_2$  と内部損失率  $\eta_i$ 、放射損失率  $\eta_r$ 、結合損失率 (+型結合)  $\eta_c$  とを示した。図 2.1.508 より明らかなように、放射損失率は限界周波数  $f_c$  付近で急激に大きくなり、 $f_c$  で最大となる。さらに  $f_c$  以上の周波数域でも  $\eta_i < \eta_r$  となる。また、結合損失率は全周波数域で  $\eta_i < \eta_c$  となる。したがって、等価内部損失率  $\eta_1$  は  $f_c$  以上で  $\eta_i < \eta_1$  となり、等価内部損失率  $\eta_2$  は全周波数域で  $\eta_i < \eta_2$  となる。

図 2.1.507 から明らかなように、外部に流出するエネルギーを考慮するとパネルの振動速度レベルは低下する。放射損失エネルギーを考慮すると、等価内部損失率  $\eta_1$  の傾向より明らかのように、 $f_c$  以上の周波数域で振動速度レベルが低下する。また、放射損失エネルギーと結合損失エネルギーの両方を考慮すると、全周波数域において約 10dB 低下する。このように、2次固体音の計算では境界条件の取り方によって結果が非常に異なる。図 2.1.507 の A は計算モデル A による 2 次固体音の最大予測値を示し、A'' は最小予測値を示している。したがって、他の計算モデルによる予測値は A と A'' との間に存在し、計算モデル F では A'' に近い境界条件となっていることが推定できる。実船構造では、境界条件はモデル F 程度の結合構造物を有

すると考えられる。そこで、実船の2次固体音予測計算を行なう場合には、(2.1.525)式で与えられる等価内部損失率を適用すると、-2dBから-4dBの誤差範囲で推定されることが期待できる。

(b) 2次固体音が隣接空間の音圧レベルへ及ぼす影響

隣接空間への2次固体音の伝搬のようすを調べるために図2.1.502に示したモデルB(2部屋モデル)とモデルC(3部屋モデル)を用いて、音源室(モデルBでは音場⑫、モデルCでは音場⑬)に音圧レベル100dBを与えたときの受音室(モデルBでは音場⑬、モデルCでは音場⑭、⑯)の音圧レベルを計算した結果を図2.1.509に示した。また、比較のため空間を1枚のパネルで区切り、2次固体音の伝搬路を1枚のパネルだけとしたモデルA<sub>0</sub>についても計算結果を示した。

計算結果より、2次固体音の伝搬について次のような特性が明らかとなった。

(i) 音源室から2次固体音として隣接した部屋に伝達されるとときには受音室では30dB程度の音圧レベルの減衰がある。

(ii) パネルに誘起される振動レベルは、音源の音圧レベルが周波数に無関係に一定の場合、周波数が高くなるにしたがって低下する。一方、受音室の音圧レベルの周波数特性は放射率に類似した特性を示し、放射率の大きい限界周波数 $f_c$ 以上の帯域では音圧レベルの減衰は小さくなる。このことは、2次固体音を考慮する場

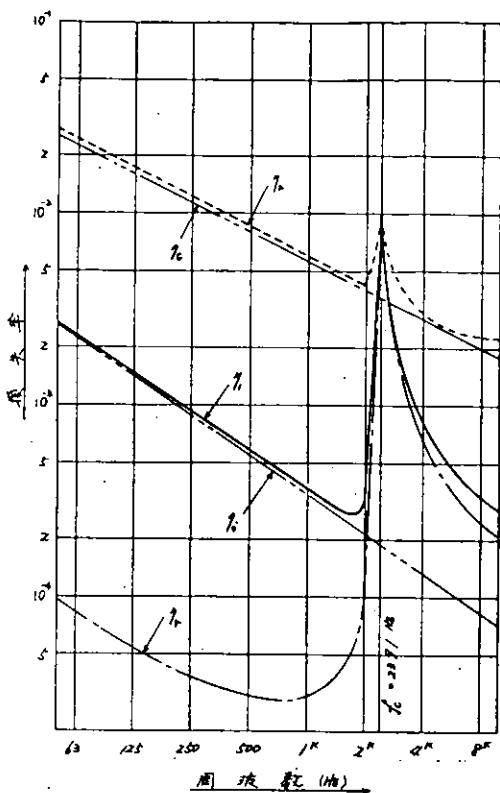
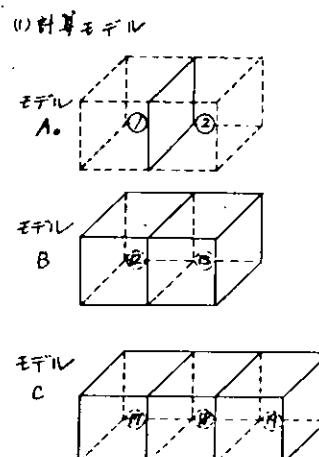
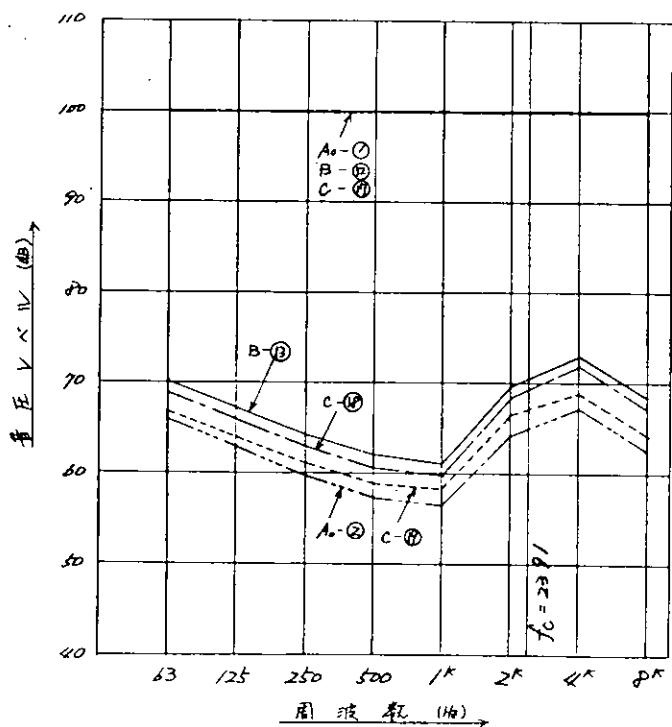


図2.1.508 損失率



- (2)  $A_0 - ① \quad \left\{ \begin{array}{l} A_0, B, C \text{ 各モデルの音場 } ① \\ B - ② \quad \left\{ \begin{array}{l} A_0, B, C \text{ 各モデルの音場 } ② \\ C - ④, ⑤ \quad \left\{ \begin{array}{l} ②, ③, ④ \text{ に与えられた音圧レベル} \\ ④, ⑤, ⑥ \text{ の音圧レベル} \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \right.$

$A_0 - ② \quad \left\{ \begin{array}{l} A_0, B, C \text{ 各モデルの音場 } ② \\ B - ③ \quad \left\{ \begin{array}{l} A_0, B, C \text{ 各モデルの音場 } ③ \\ C - ④, ⑤ \quad \left\{ \begin{array}{l} ②, ③, ④ \text{ の音圧レベル} \\ ④, ⑤, ⑥ \text{ の音圧レベル} \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \right.$

図2.1.509 2次固体音の隣接空間への影響

合にはパネルの放射率とともに限界周波数が重要であることを示唆している。

(iii) モデルCの計算結果から、音源室に隣接している部屋（音場⑧）では音圧レベルは急激に減衰するが、そのつぎの部屋（音場⑨）になると減衰量は極端に小さくなることがわかる。これは、音圧から壁面の振動にエネルギーが変換されるときに大きな減衰が起こるが、一度振動エネルギーに変換されると、構造体中ではほとんど減衰されないことを示している。

(iv) モデルA<sub>0</sub>とモデルBとの結果を比較すると、隣接した部屋の音圧レベルはモデルBの方が5dB程度高くなっている。これは、モデルBの場合には音源音圧によって音源室の6面総てに振動が誘起され、隣接する受音室に伝搬し、その6面総てから音として放射されたためである。したがって、2次固体音からの放射音圧を考える場合には、音源音圧によって振動が誘起される総てのパネルを考慮する必要がある。

(c) 2次固体音による構造体中の音圧レベル分布。

構造体中の音圧レベル分布について、平面的な分布を調べるためにモデルD, E, 立体的な分布を調べるためにモデルF（27部屋モデル）を用いて計算した結果を図2.1.510, 図2.1.511に示す。モデルEは上部構造の1デッキに相当するものであり、モデルFは3デッキに相当する。これらの計算結果より次のような特性が明らかにされた。

(i) モデルの部屋数を増加していくと、エネルギーが分散し音源室に隣接している部屋の音圧レベルは減少する。モデルBとモデルFとを比較すると、モデルFの方が約8dB低くなっている。この差は前述したパネルの振動速度レベル差とほぼ同一であり、音圧レベルを取り扱う場合にも境界条件が重要な影響を及ぼすことを示している。

(ii) 音源室から離れるほど音圧レベルは減衰するが、減衰量は限界周波数 $f_c$ 以上の周波数帯域で若干大きくなる。

(iii) モデルFの3デッキモデルでは、音源室のあるデッキ（ $\pi_2 - \pi_2'$ 断面）と音源室のないデッキ（ $\pi_1 - \pi_1'$ ,  $\pi_3 - \pi_3'$ 断面）とでは音圧レベルの分布が異なる。一般的にいえば、音圧レベルは音源室に面で接している隣室、線で接している部屋、直接接していない部屋の順に小さくなっている。デッキごとにみると、音源室のないデッキでは、部屋間の音圧レベル差が小さく、一様に分布している。音源室のあるデッキでは部屋間の音圧レベル差が大きく、音源室を中心として分布している。したがって、音圧レベルの分布を考える場合には、問題とするデッキに音源室があるかどうか、あるいは問題とする部屋と音源室との相対位置関係はどうかに注意する必要がある。

(d) 実船寸法モデルによる試計算

実験船のエンジンケーシングの1デッキ分に相当する寸法のモデルを用いて行なった2次固体音の計算結果を図2.1.512から図2.1.514に示す。計算モデルの寸法は表2.1.505のとおりである。

表2.1.505 計算モデルの寸法

場 所	空 間 の 寸 法 [mm]	パ ネ ル の 寸 法 [mm]
UPPER DECK	12,800×7,200×2,700	12,800×2,700×7 <sup>t</sup> ×2枚 7,200×2,700×7 <sup>t</sup> ×2枚
A - DECK	8,700×7,200×2,700	8,700×2,700×7 <sup>t</sup> ×2枚 7,200×2,700×7 <sup>t</sup> ×2枚

計算モデルはエンジンケーシング内の上下方向の連続性を考慮して、直方体空間の周囲4面だけをパネルで囲ったものとした。また、ケーシング内音圧レベルは騒音予測分科会ワーキンググループ2で導いた予測値を

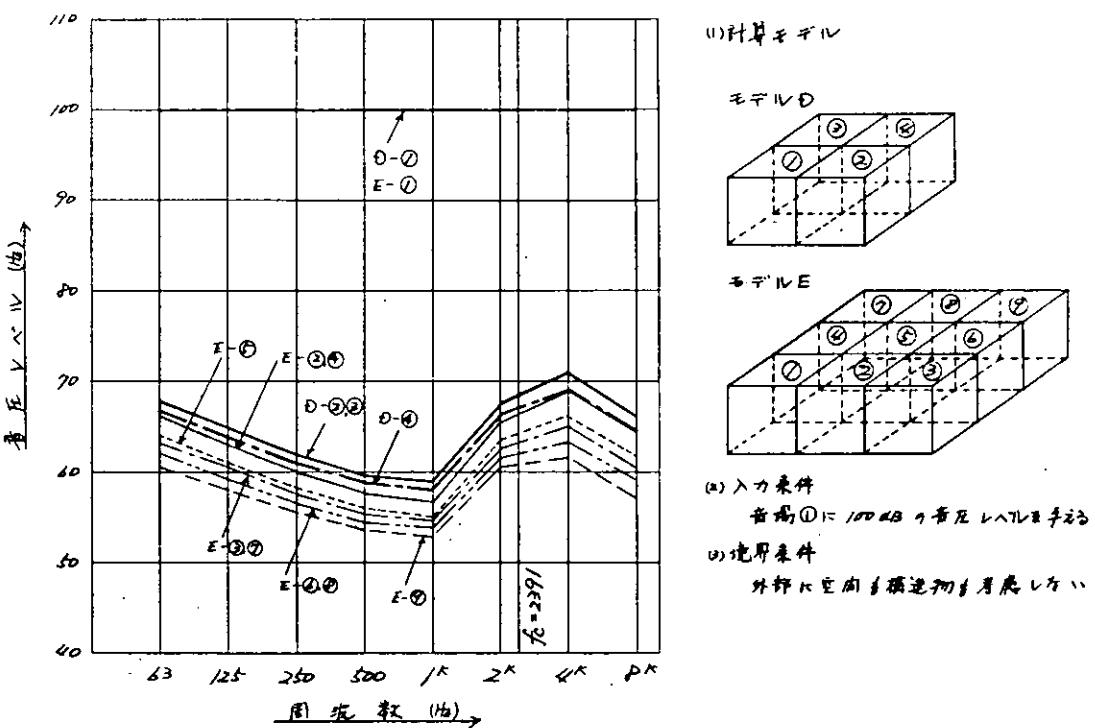


図 2.1.510 音圧レベルの分布(I)

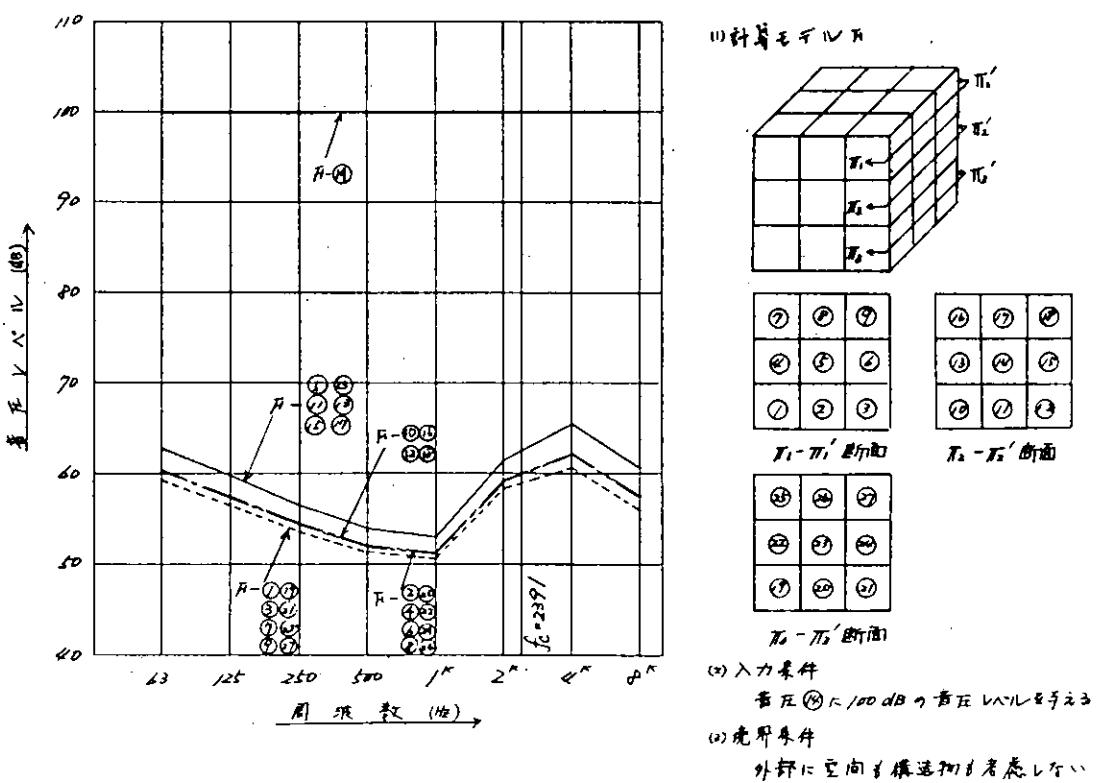


図 2.1.511 音圧レベルの分布(II)

用いた。表 2.1.506 にこの予測値を示す。

表 2.1.506 ケーシング内予測音圧レベル

DECK 名	計測点 No.	予測値 dB(A)	周 波 数 成 分 dB(c)							
			63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
UPPER DK	39	96.5	97.4	95.2	91.6	92.9	91.7	90.2	82.9	73.1
"	40	96.0	96.0	94.8	91.2	92.5	91.3	89.9	82.3	72.7
A - DK	41	88.7	89.5	87.3	83.8	85.0	83.8	82.3	74.8	65.2

計算は、境界条件が

A : 外部に空間も構造物も考慮しない場合

B : 外部に自由空間と結合構造物を考慮した場合

について行なった。したがって、Aの場合が最大推定値となり、Bの場合が最小推定値となる。計算結果とこれまで計測された固体音の結果<sup>(1)</sup>と比べると、振動速度レベルはほぼ同程度であり、2次固体音の影響はかなり大きいと予想される。

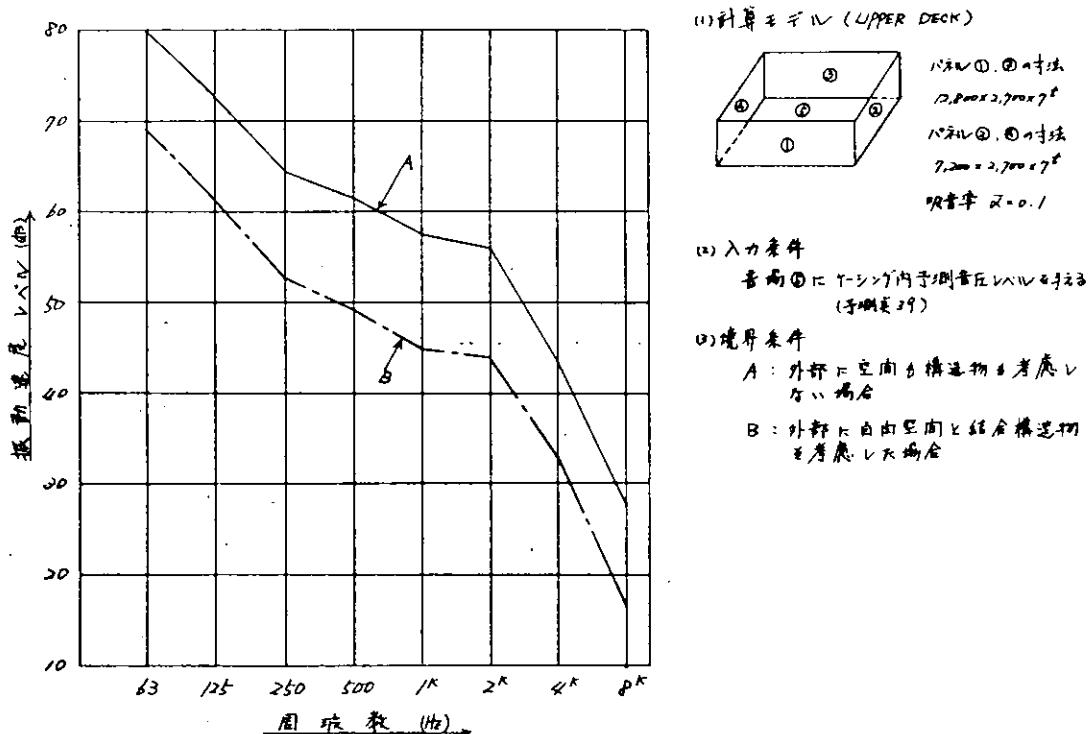


図 2.1.512 実験船の2次固体音の推定計算結果(I)

#### (6) 結論と今後の課題

SEA法を用いた2次固体音の計算法とモデルに適用した計算結果とを検討して得られた成果と今後の課題について記述しておく。

##### (a) 結論

###### (i) 2次固体音の計算法

空間を拡散音場としてSEA法を適用した計算法を導いた。これによる計算結果は従来の音響学の諸計算

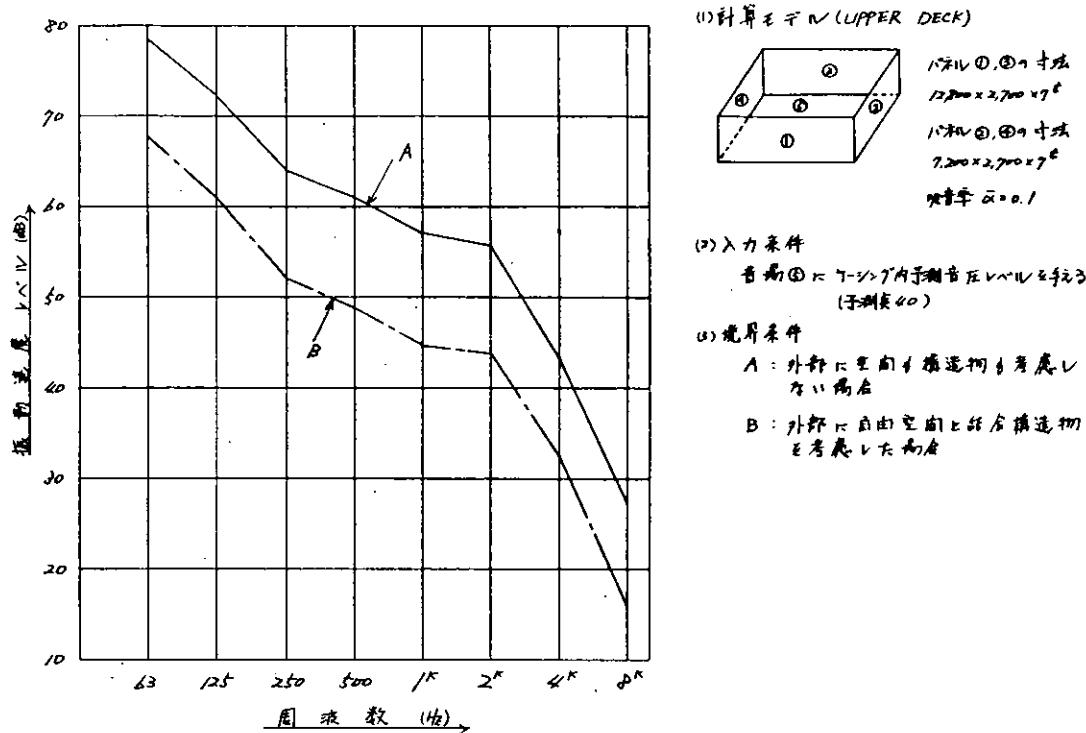


図 2.1.513 実験船の2次固体音の推定計算結果(II)

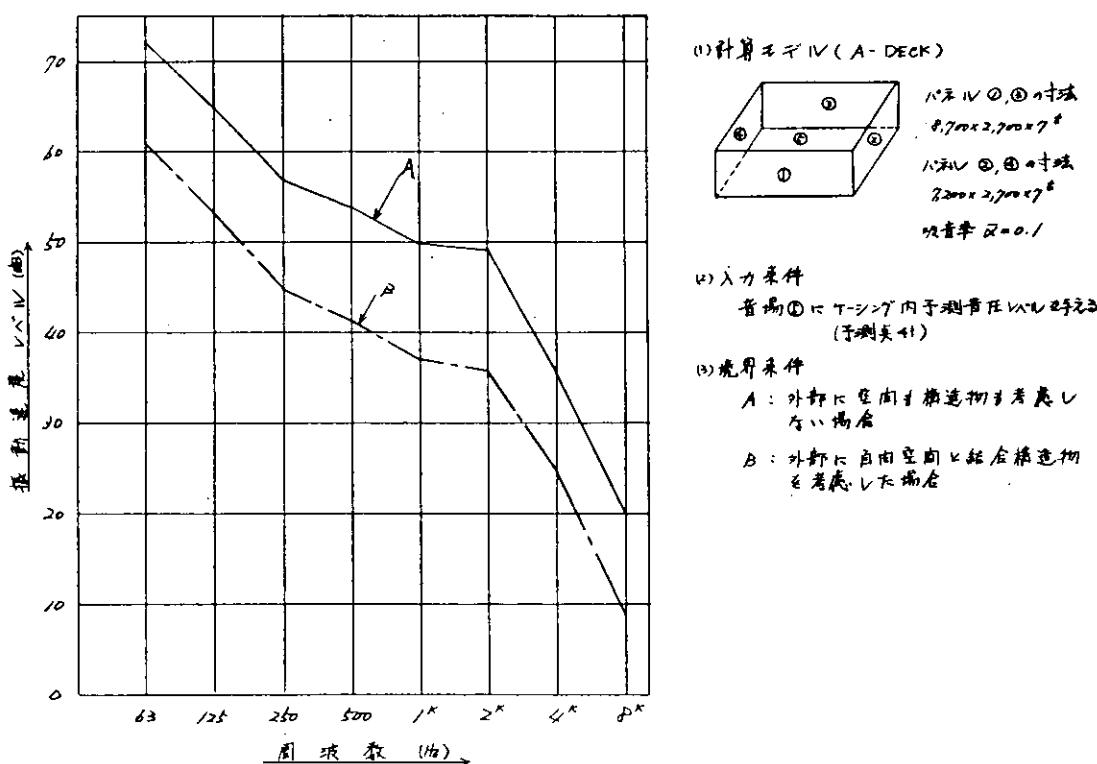


図 2.1.514 実験船の2次固体音の推定計算結果(III)

式による計算結果ともよく一致しており、計算法として利用できる見通しを得た。

### (ii) 境界条件の影響

SEA法による計算では境界条件の取り方により結果が非常に異なる。境界から外部へ流出するエネルギーをこれと等価なパネル内部の損失エネルギーに置き換えることによって2次固体音の最小推定値を、また、これを無視することによって最大推定値を求めることができる。

### (iii) 2次固体音の特性

- (A) 2次固体音の周波数特性はパネルの放射率とともに限界周波数 $f_c$ にも依存している。
- (B) 音圧からパネル振動にエネルギー変換されるときに大きな減衰が起こるが、一度振動エネルギーに変換されると構造体中ではほとんど減衰しない。

### (iv) 2次固体音の影響

実験船に対して推定計算を行なった結果、2次固体音の影響を無視できないと予想される。

### (b) 今後の課題

2次固体音の推定における問題点について記述しておく。

- (i) スピーカーテストなどによって、2次固体音の影響度を実験的に調査する。
- (ii) 2次固体音の実験データを収集し、本推定計算法と比較し、その適用の妥当性を検討する。
- (iii) パネルの放射率、内部損失率のデータを収集する。
- (iv) エンジンルームおよびエンジンケーシング内の吸音率、放射率、音圧分布などの音響特性を把握する。
- (v) 2次固体音の低減法について検討する。

## 参考文献

- (1) 日本造船研究協会：SR156 研究部会、船内騒音に関する調査研究、昭和50年度研究報告書、研究資料 No 252
- (2) 日本造船研究協会：SR156 研究部会、船内騒音に関する調査研究、昭和51年度研究報告書、研究資料 No 270
- (3) 五十嵐寿一：音響と振動、共立出版、昭和43.10
- (4) L. Cremer M. Heckl : Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, 1973
- (5) A. J. Price : M. J. Crocker : Sound Transmission through Double Panels Using Statistical Energy Analysis, The Journal of the Acoustical Society of America, 47(3) 1970
- (6) LEOL. Beranek : Noise and Vibration Control, McGRAW-HILL, 1971

### 2.1.6 総合音予測の理論解析

#### (1) 概要

##### (a) 目的

船内騒音予測法の確立を目標に、現時点において、予測に関係する要因を全て含んだ形で予測法の基本骨格を作成する。

##### (b) 予測法の段階

予測法は、過去の実測データをもとにした類似船実績法とSEA法および建築音響理論を適用した解析予測法にわかれる。

前者は、類似船への適用ならびに粗い予測に適用し、後者は、新型船への適用となる。

現時点では、両者とも予測に十分なデータがないが、将来は予測計算例の増加とともに、予測法は解析および実測データを含んだものとして統一することになろう。

#### (2) 予測法の種類

以下に示す予測法の骨格を順次フローチャート形式で示している。

これらのフローチャートに含まれる要因の多くは、現在資料が不備なものが多く、従って現時点の予測では、省略せざるを得ない要因が多い。表 2.1.600 に各予測法の名称、内容、および手法を簡単にまとめて示した。

### (3) 予測法の今後の問題点

#### (a) 予測法 - P

- ① 予測精度向上と予測法のためのデータ解析法の限界
- ② 小型船のデータ収集

#### (b) 予測法 - Q

- ① 予測法 - P の①、②の項目
- ② 構造、仕様に対する修正値の見直しと妥当性
- ③ 機器仕様の変更の影響、および、音源寄与度と対策箇所の推定

#### (c) 予測法 - JM

- ① 船舶構造形式および機器据付場所による伝達損失の変化
- ② 空気音の考慮

#### (d) 予測法 - JS, S

- ① 実船の予測計算および実測との比較
- ② 空気音の考慮
- ③ 固体音の簡略計算法確立、構造データの収集

表 2.1.600 予測法の種類と内容

分類	名 称	予 测 の 内 容	手 法	フローチャート番号	備 考
実績法	予測法 P	実測データの統計解析による居住区騒音の粗い予測	P.37計測データなど船研の電算ファイルデータをもとにした統計解析	図 2.1.600	船研で作成した手法
	予測法 Q	実測データの統計解析および居住区区画の仕様・条件を考慮した粗い予測	実測データから対象船に類似仕様のデータを抽出し、対象の仕様に応じた近似修正	図 2.1.601	SR156/sc 6/wG.1 実績法
	予測法 JM	固体音を主体に、実測データをもとにした改良ヤンセン法による粗い予測	51年度 sc2/wG.2 による固体音に対する改良ヤンセン法の簡略化 空気音は、別途考慮	図 2.1.602*	SR156/sc 2/wG.2 および sc6/wG.1 作成
解析法	予測法 JS	実績のない新型船などを対象に、固体音、空気音を現時点の理論を用いたヤンセン法的な解析予測	2次固体音を含む固体音をSEA法による簡略計算または、詳細計算を用いて船舶形式ごとに計算集約した伝達損失を用いる。 ヤンセン法の改良	図 2.1.602 図 2.1.603	SR156/sc 6/wG.3 作成 空気音は建築音響理論によるが未完
	予測法 S	各対象ごとに固体音・空気音を解析予測する。	固体音はSEA法、空気音は、建築音響理論を用いて、対象船の条件を十分考慮して解析する。		

\* 図 2.1.602 は、将来の予測法の基本形式として作成した。各予測法は、フローチャートの内部が部分的に変化する。

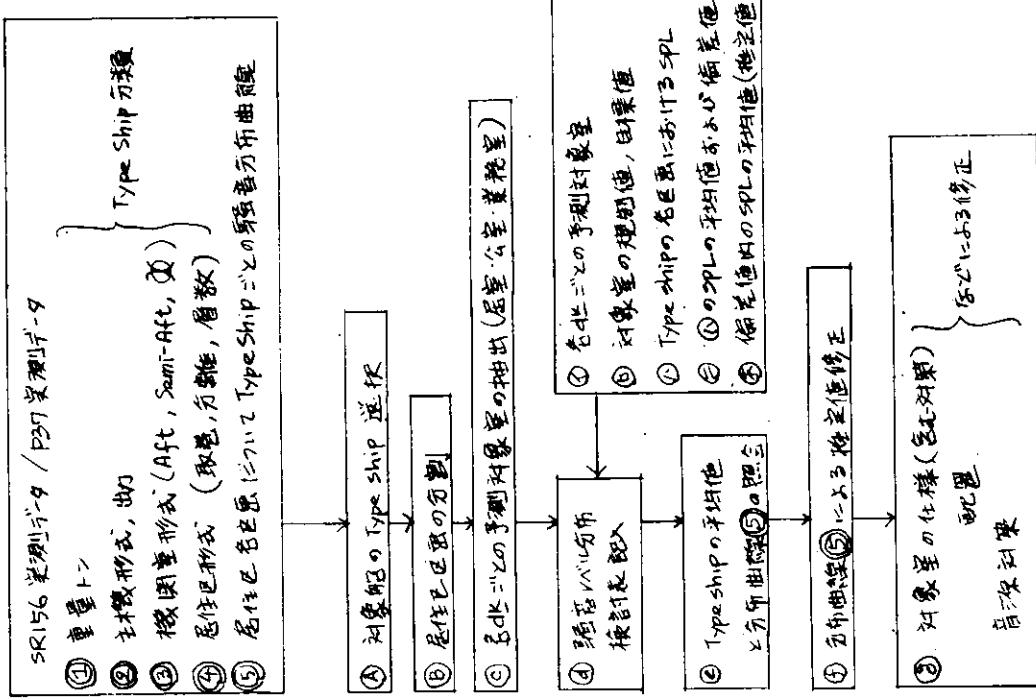
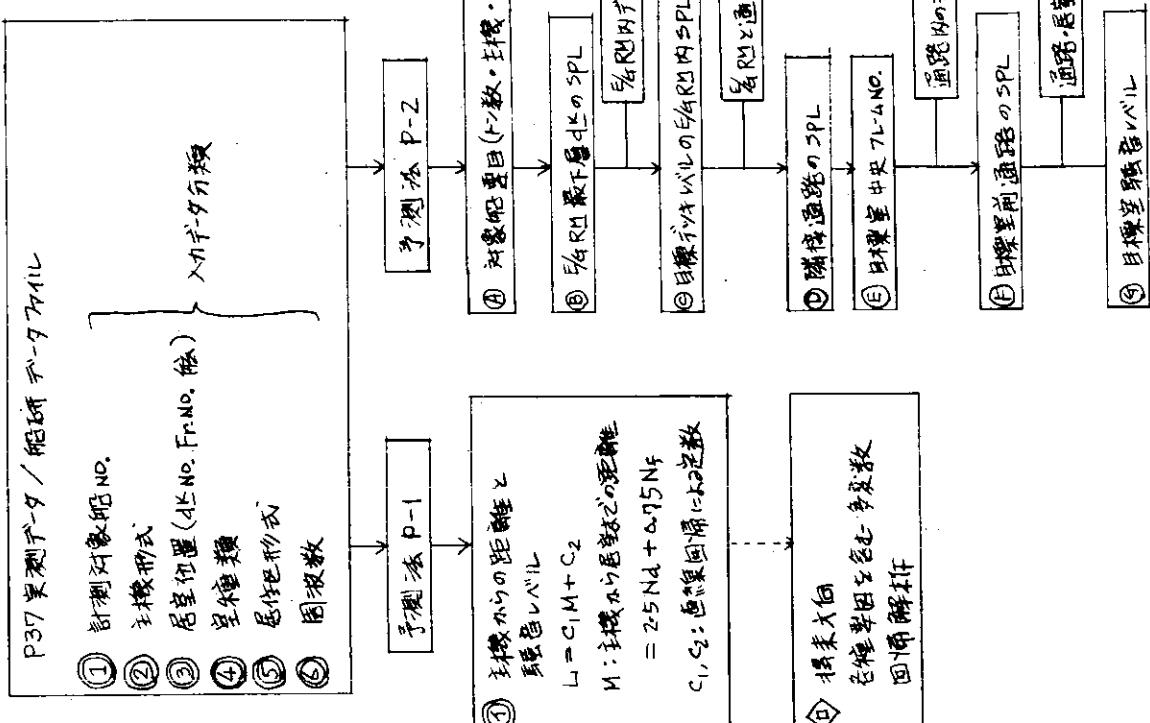
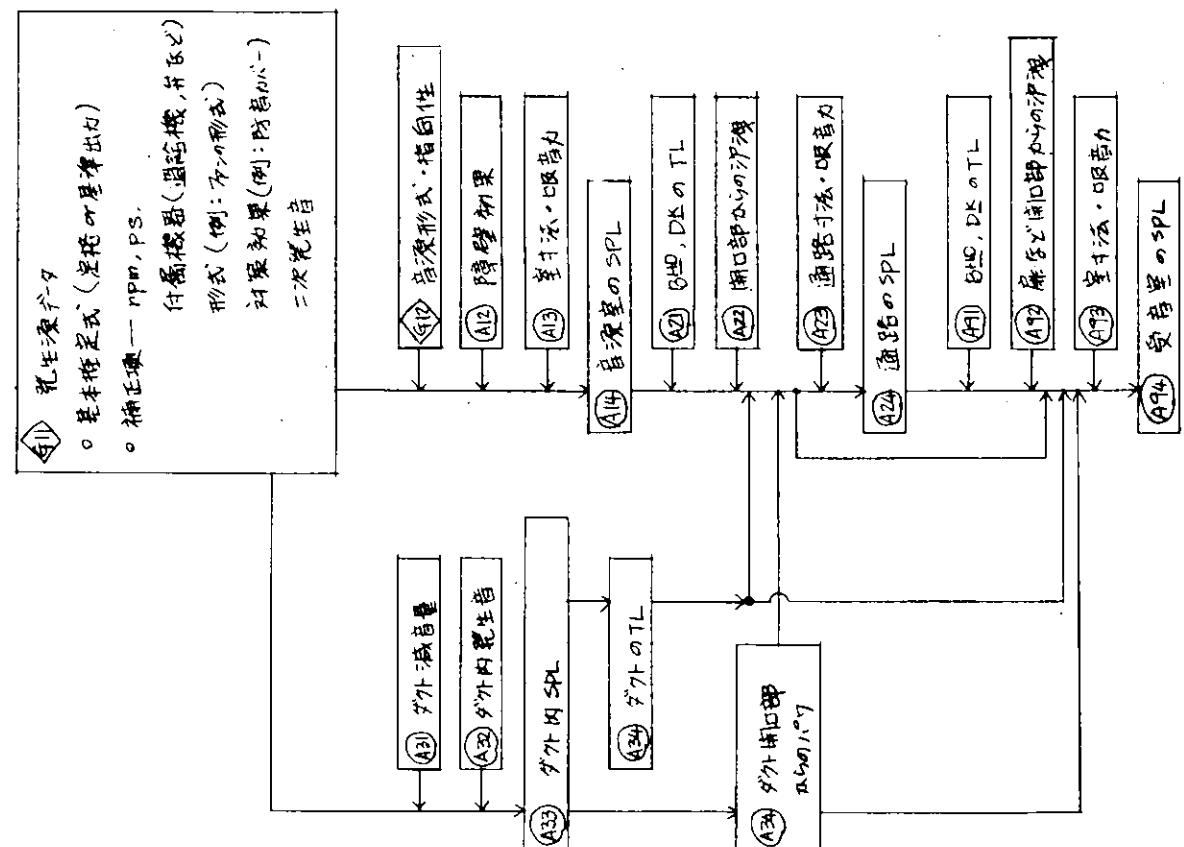
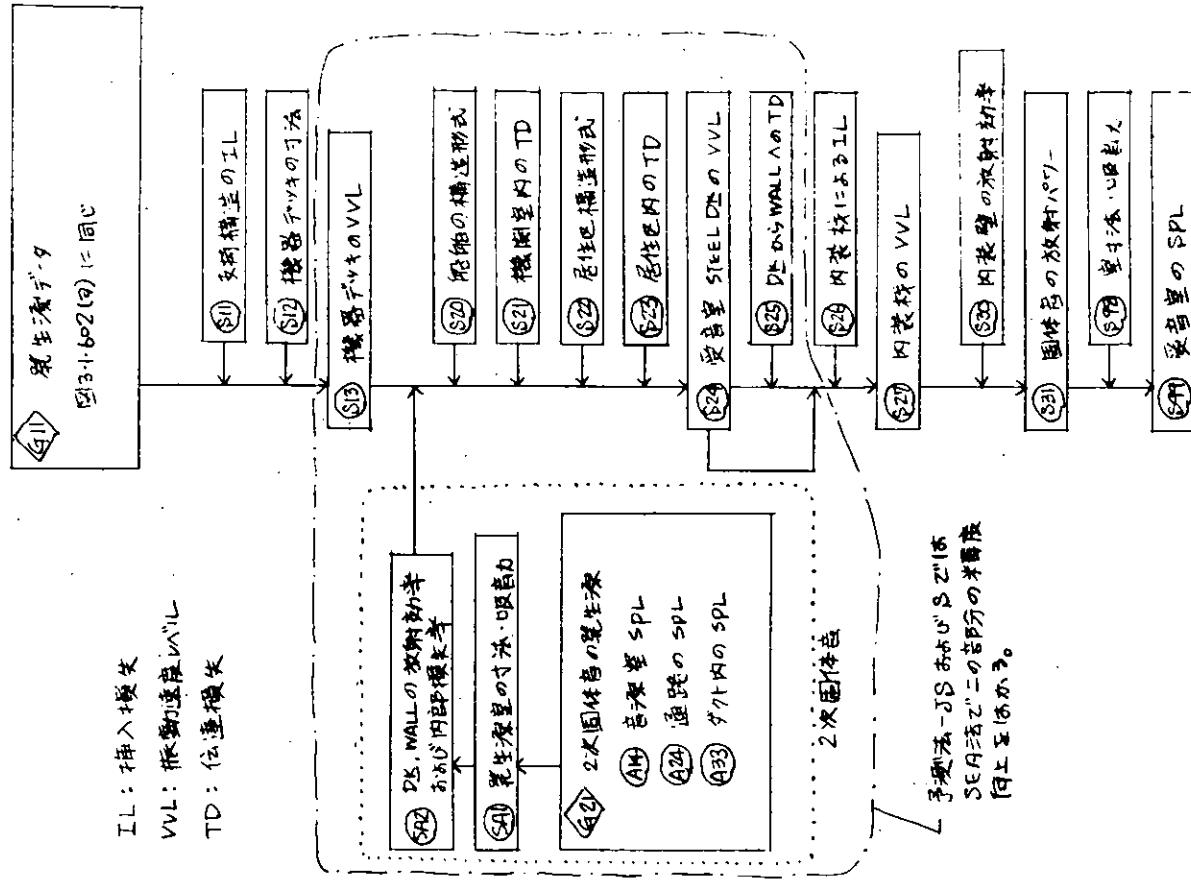


図 2.1.600 予測法 - P のフローチャート

図 2.1.601 予測法 - Q のフローチャート



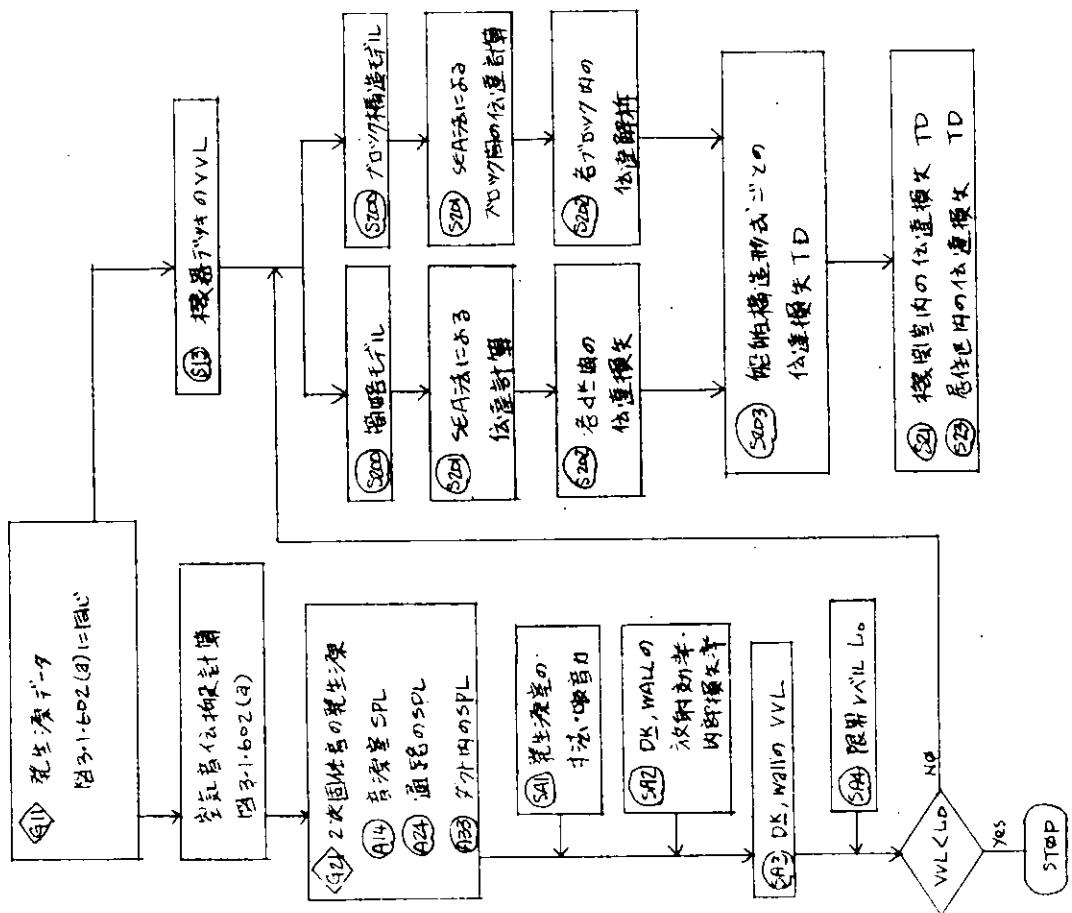


図 2.1.603 予測法一JS, Sにおける固体音予測精度向上のための  
SEA法適用部分のフローチャート

## 2.2 類似船による居住区騒音予測の研究

### 2.2.1 予測法選定までの経緯

船舶の居住区に対する各国の騒音規制は厳しく、従って、基本設計段階での居住区騒音の予測が必要となって来ている。

居住区騒音を音響学的に考えて見た場合、音源、伝搬経路、受音室に関する種々の因子が複雑多岐にわたっており、これら一つ一つを正確に予測するのは、現在の理論および実績データでは、非常に困難である。

現在までに、いくつかの予測法が発表されてはいるが、これらについても、詳細データの不足、適用範囲、精度等の未確認、予測に要する時間等の問題があり、あまり実用的とはいえない。

そこで、騒音予測分科会ワーキング・グループ1としては、実用的な居住区騒音の予測法を追求し、ここに報告する方法によれば、類似船が適切である場合には、ほぼ満足しうる精度の結果が得られることを確かめた。

居住区騒音については、数多くの実船計測データが蓄積されている。<sup>\*\*</sup> これらの実船計測データを整理してみると、類似船における居住区の騒音は、よく似かよった分布をしていることが判明する。従って、類似船の実船計測データをベースに、実船の居住区騒音を予測すれば、よい精度の結果が得られると考えられた。そこで、数隻の類似船の実船計測データの統計的処理結果に、一部、実船仕様に合わせた修正を加えることにより、実船の居住区騒音レベルを予測する方法を検討した。

\* "SR156 昭和50年度報告書" 10.1 に紹介されている BBN, J. H. Janssen の方法、AIMS の方法、SEA法による方法など。

\*\* P 37 居住区騒音特別委員会研究報告書参照。

また、既に発表されている予測法の理論を参考とし、実船計測データを整理して、簡易計算による予測法を考案し、これによって、実船の居住区騒音を予測することも合わせて行った。

即ち、簡易予測法として、次の3つの方法を検討した。

#### ○ 実績法

完工船で計測された既知の騒音レベル値の資料から予測対象の計画船に対応できる類似船を選び、そのデータを統計的に処理し、計画船仕様に合せた修正を行い、計画船の騒音レベルを予測する方法。

#### ○ 簡易計算法（その1）

「音源近傍の騒音レベル＝音源の据付けられているデッキのパワーレベル」と仮定したうえ、構造部材の振動伝達順位の決定と、振動伝達率の設定により、上方構造部への振動レベルの伝達量を算出して、各受音室の騒音レベルを算出予測する方法。

#### ○ 簡易計算法（その2）

改良ヤンセン法（SR156昭和51年度報告書に掲載）のうち、各種条件、係数の設定を極めて大幅に簡略化し、類似船の既知のデータから解析算出して、受音室の騒音レベルを予測する方法。

以上の3方法についての予測精度は、数隻の完工船について確認したが、±3dB以内を適合範囲と設定した場合の適合率は60～75%であり、±5dB以内に幅を広めて設定すれば80～90%となり、一応初期計画時に於ける概略の予測には実用上差支えない程度のものと考えられる。

以下に、これらの予測法について紹介する。

### 2.2.2 予測法の種類と実施要領

#### (1) 実績法

主機・居住区の種類及び船の大きさに応じた船内（居室、公室及び業務室）での騒音レベル値（実測値）の標準偏差値の範囲は、およそ次の通りである。

10,000～20,000トンクラスの5隻に限定してみた標準偏差値は1.5～3.5dB（平均±2.2dB）又船の大きさを広げて10,000～320,000トンに及ぶ70隻を対象としても2.4～4.0dB（平均±3.5dB）となっている。ここでみられるように騒音レベルの標準偏差値は1.5～4.0dBの範囲に分布されており、極端なレベル差が生ずることは一部の特異点を除いて少ないものとみてよい。従って推定予測の騒音レベルの許容範囲は一応±3dBを目標に設定することにした。

又一方予測値の適合率は当ワーキンググループで、合計4隻について検算した結果、許容範囲を±3dB以内と設定した時は約82%であった。許容範囲の幅を広げ±4dBにすれば約87%，さらに±5dBに広げれば約95%迄向上することができた。従って許容範囲を±3dBに設定したとしても82%の適合率を有することで、計画船の初期の段階での予測推定に用いても充分実用となりうるものと判断された。

##### (a) 類似船の選定手順

ある船型の居住区各層甲板に於ける標準的な騒音レベルの分布について、類似船を選び実績データベースで予測値を推定する作業について説明する。

###### (i) 類似船

表2.2.1に示すように類似船をランク分けする。

(イ) 船の大きさ……………D.W.別で等級的に7区分する。

(ロ) 主機の種類……………ディーゼルとタービンに2区分する。

(ハ) 居住区と機関室の位置…………アフト、セミアフト、ミドシップに3区分する。

(ニ) 居住区型式……………取巻型と分離型に2区分する。

この(イ)～(ニ)の4種のランクに応じて、過去の実測データ（P37委データ、SR156データ、各社計測データ）

タ等)を分類して表2.2.1のように類似船として選別する。

尚この分類された各タイプシップ毎に後述の図2.2.1のような“船内騒音レベル標準分布曲線”を作成しておくものとする。

又タイプシップ毎のデータで実績法(B)のデータを引用する場合は、表2.2.3の①～④欄の記入が不要である。

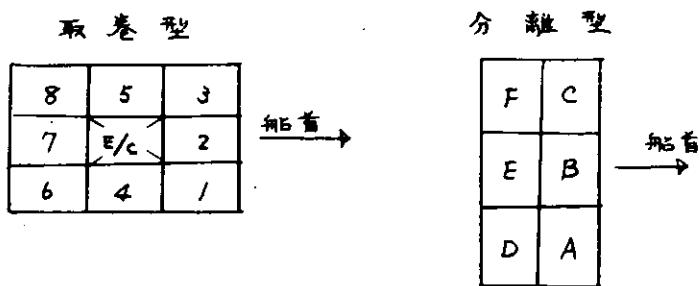
(注) \* : 日本造船学会造船設計委員会居住区騒音特別委員会 (P37委員会)

### (ii) 予測に伴う居住区の区画割

居住区配置はそれぞれの船毎に異り、同型船といえども同一の配置のものを求めるのは困難であるため、居住区平面をある数の区画(ゾーン)に分割し、それぞれの区画毎に騒音レベルを予測するのが便利であると考える。この方法として、先のP37委の方式即ち取巻型で8分割、分離型で6分割したものが適当と考え本法ではこの方式を採用することにした。即ち下図のように分割した。

### (iii) データ収集対象室

推定予測の対象としては、騒音規制のある部屋のみでよいが、これでは各ランクによって規制される対象室があり、その範囲も必ずしも一定していないので、本法では居室、公室及び業務室のデータを収集することにし、作業室、機械室、倉庫、衛生室は除外することとした。



尚データは各室のオーバオール値のdB(A)で求める。

(備考) 対象室の範囲は下記の各室に分けた。

- 居室: DAY ROOM, BED ROOM, HOSPITAL
- 公室: MESS ROOM, SMOKING ROOM, RECREATION ROOM, 等
- 業務室: GENERAL OFFICE, WHEEL HOUSE, CHART ROOM/SPACE RADIO OFFICE, DISPENSARY, CARGO CONTROL ROOM, TALLY OFFICE, その他の業務室

### (b) 騒音レベル推定手順

#### (i) 類似船の主要目的比較

表2.2.2に選定した類似船(隻数は4～6隻くらい)の主要目を列記し、相互の比較に便なるよう一覧表として作成する。

尚類似船の選定の適・不適は、その結果に及ぼす影響が極めて大きいので、できるだけ同種、同型でかつ仕様のよく判った既存船から類似船を選び、そのデータを活用するように配慮することが重要である。

#### (ii) 騒音レベル分布検討表の作成

表2.2.3に各類似船データを転記するが、同表は居住区域各層甲板毎に1枚宛作成する。

- (イ) 室名 予測対象船の各甲板のそれぞれのゾーンに含まれる室名を記載する。
- (ロ) ①欄 設計目標値又は規制値があれば記入する。
- (ハ) ②欄 類似船の各区画からのレベル値を各船の欄毎に転記する。同一船で一区画に数個のレベル値があれば縦に併記する。
- (ニ) ③欄 類似船④～⑤の実績レベル値の算術平均値を算出記入する。
- (ホ) ④欄 (i) 偏差値 $\chi$ を求め( )内に記入する。 $\chi$ は次式より算出する。

$$x = \sqrt{\frac{\sum (X - Am)^2}{N}}$$

$x$  : 標準偏差値

X : 各項目毎のデータ数値

Am : 代表数 (③欄の平均値)

N : 項数

- ③の平均値(Am)に対して $x$ 値を算出する。
- ④上限値欄に③+ $x$ を記入する。
- ④下限値欄に③- $x$ の値をそれぞれ記入する。
- 但しN=1個の時は偏差値 $x=0$ につき、④欄に記入は不要。

(イ) ②欄に戻って、転記された各データのレベル値が④の上・下

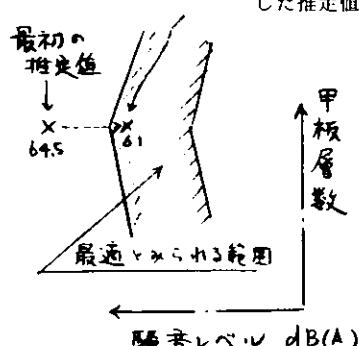
限値の範囲内にあるものについて適當な区別を行  
なう。

(例として、適值に○を付すが、偏差値範囲外の  
値を×又は=で削除することでもよい)

標準偏差値		
④欄の 記入例	上限値	下限値
	60.4 ±	25 55.4

(ト) ⑥欄 ②の偏差の上、下限値範囲内に含まれた各項のレベル値の平均を求めその値を記入する。  
(注) 本法では、偏差値の範囲内の各レベル値を正常な値と見做し、範囲外のものを特異値と  
仮定して、除外することにより、最も一般的な値求めることができる。

(チ) ⑥欄 ⑤で求められる値は、場合によっては一つの区画内で1~3個くらいの少数の実績値で決め  
図2.2.1で修正  
した推定値 られることがある。



この様な時はとかく極端な外れが生ずる恐れがあるため図2.2.1に示すような“船内騒音レベル標準分布曲線”(以下単に「分布曲線」と呼ぶ)でCHECKし、値の妥当なことを確認する。⑤の値が左図のように分布曲線のゾーンから外れている時は最寄りのゾーン内に移し、整数になる値を求める。その修正済の値を⑥に記入する。

(リ) ⑦欄 計画対象船のその区画内もしくは最寄りに騒音源があれば、音源からの距離、間仕切壁の仕様に応じて何dBかを表2.2.4により増減する。

又計画船に類似船以上に騒音対策（内装仕様がグレードアップされているか）又は騒音源側に防音、防振対策を施したものについては何dBかを表2.2.4により減量する。

(ヌ) ⑧欄 ⑦の増減に対して簡単に理由を添記しておく。

(ル) ⑨欄 ⑥の値に⑦の補正値を増減した値を記入する。これが予測値となる。

(オ) 備考欄 計画船の予測の際は、本欄に予測対象室名を記入する。

以上のような手順で算出するが、実際の予測例は2.4.1(1)に実例を示す。この方法を便宜上“A”法と呼ぶ。

### (シ) 推定作業時の注意事項

#### (イ) 修正値について

表2.2.4に示す予測した騒音レベルに対して、増減する「修正値」は本法に於てはD.W 20,000~40,000トンの各船から収録しとりまとめたが、本表は暫定的なもので、将来データがより完備し精度が高められるようになれば、内容の訂正が行なわれることがある。

### (ii) 実績値の最少数

前項(b)(ii)(チ)でも述べたようにデータとしての実績値の数が3個以下の場合は、図2.2.1分布曲線からの値と相互に調整して決定のこと。

### (iii) 左・右、上・下区画相互間の値の適正チェック

- 左・右区画：取巻型であれば1と3、4と5及び6と8の区画、分離型であればAとC及びDとFの区画との比較。

これらの区画相互に於ける推定値に極端な相違がないことをチェックする。即ち左・右相互の間で5%以上の差が、又上・下相互では順次下層甲板から上層へ減衰し、中層甲板から上層へはほぼ一定のレベルか、もしくは上方に行くに従ってレベルが上昇する傾向があるかを、それぞれチェックする。

但し、特定の騒音源が居住区内にあって、レベル値のバラツキの理由が判っている場合はよいが、もし理由が不明でこれらの点に矛盾する時は図2.2.1の分布曲線から再度チェックして、いずれの値が最適か確認すること。

### (d) 予測値精度の確認

推定作業は前(c)項での手順によるが、計画対象の船が完成して実測データを入手したら表2.2.3の最右欄に実測値を記載しておく。精度の確認には図2.2.2“予測値と実測値の比較図”にプロットして確認するものとする。

図2.2.3及び表2.2.5に本法を用いて試算した4隻の結果を掲載しておいた。これによれば士3dB以内の適合率は79~85%に達していることが判る。

### (e) 再編集された既存データを用いて予測する場合

本法を検討する過程でP37委のデータ及びその後各社で収集されたデータをもとに図2.2.4~図2.2.11の実績法(B)による騒音予測データを作成した。

これは表2.2.1に示す各ランクの船のうち○印で示した7区分のものについて各区分10隻宛(計70隻)を甲板及びゾーン毎に居室、公室及び業務室で標準偏差値の上・下限値をオーバした数値を除いて求めた平均騒音レベルを甲板毎に図示したものである。

これは当初予測作業のデータとして活用することを目的として作成されたもので、予測には表2.2.3の⑤欄にこのデータを直接記入して用いることができる。従って、(b)(ii)(チ)項以降の方法にて予測すればよい。この方法を便宜上“B”法と呼ぶ。

然しB法は、先に述べたA法に比べるとタイプシップの選び方が必ずしも適切でないこともあります。予測精度が若干低下することもある。

## (2) 簡易計算法(その1)

### (a) 理論

居住区騒音レベルを

- (イ) 主機、エアコンユニット、冷凍機からの固体音
- (ロ) 居住区域の空氣音
- (ハ) エアコンの吹出口騒音

により予測する。

### (i) 主機、エアコンユニット、冷凍機からの固体音

特殊な配置、仕様の船を除き、居住区に伝搬する固体音は、プロペラ、機関室内機器、エアコンユニット、冷凍機などによる固体音以外は微弱であることが、多くの実験結果から判明している。このうち、プロペラ

表2.2.1 タイプシップ(類似船・同型船)の区分表

○は比較的データの多い区分

区 分	居住区 載荷重量 (D. W. T.)	主機種類 機関室位置 型 式	ディーゼル			タービン	
			ア フ ト		セミアフト	ミドシップ	ア フ ト
			取巻型	分離型	取巻型	分離型	取巻型
I	(ton) 10,000未満			X			X
II	10,000以上 20,000未満	○	X			X	X
III	20,000以上 40,000未満	○	X			X	X
IV	40,000以上 80,000未満	○	X	X	X	X	X
V	80,000以上 160,000未満	○	○	X	X	X	X
VI	160,000以上 320,000未満			X	X	X	○
VII	320,000以上	X	X	X	X	X	

表2.2.5 予測対象船とその精度

船名	A 船	B 船	C 船	D 船
船種	セミ・コンテナ船	セミ・コンテナ船	油槽船	バルクキャリア
G.T. (tons)	14,967	29,711	12,806	12,692
D.W. (tons)	20,632	44,186	22,367	22,070
居住区位置	アフト	アフト	アブト	アフト
居住区型式	取巻型5層	取巻型6層	取巻型5層	取巻型5層
主機型式	ディーゼル 7RND-76M	ディーゼル	ディーゼル	ディーゼル
主機出力(MCR)×RPM	14,400×	16,800×122	9,400×144	8,320×139
予測精度	$n_1/N$ $19/25 = 79.2\%$	$53/67 = 79.1\%$	$18/21 = 85.7\%$	$29/35 = 82.9\%$
	$n_2/N$ $21/25 = 84.0\%$	$63/67 = 94.1\%$	$20/21 = 95.3\%$	$33/35 = 94.4\%$

(注)  $n_1$  :  $\pm 3 \text{ dB}$  以内に納まった点数 $n_2$  :  $\pm 5 \text{ dB}$  以内に納まった点数

N : 全予測点数

表 2.2.2 類似船（又は同型船）一覧表

計 画 船		比 較 対 象 と し た タ イ プ シ ッ プ			
	S №	S №	S №	S №	S №
船 級					
騒音規制を受ける適用規則					
船 重					
総 噴 数 (TON)					
載 貨 重 量 (TON)					
居 住 区 の 位 置					
居 住 区 の 型 式	取巻型・分離型	取巻型・分離型	取巻型・分離型	取巻型・分離型	取巻型・分離型
甲 板 檄 數 (本船定員)	居 (人)	居 (人)	居 (人)	居 (人)	居 (人)
主 機 型 式					
主機出力 (MCR-PS)					
主 機 回 転 数 (rpm)					

II 比較対象としたタイプシップの騒音対策の有無及びその仕様内訳

区分	室 名	対 策 仕 様
第一回目		
第二回目		
第三回目		
第四回目		
それ以上		

表 2.2.3

## 機関室取扱型

8	5	3
7	4	2
6	4	1

## 居住区分類型

F	C
E	B
D	A

S NO		計画船の居住区騒音レベル分布概算表											
甲板名:		居住区分別											
区分	室名	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	備考	備考	備考
		規制 目標値 又は 規制値 dB(A)	TYPE SHIP の 騒音レベル値 OVER ALL dB(A)	② 平均値 dB(A)	標準偏差 平均値 dB(A)	標準偏差 範囲: 平均値 dB(A)	標準偏差 範囲: 平均値 dB(A)	音源、対策工 事度による騒音 レベル増減 dB	騒音対策、 吸音材、 消音器等 による騒音 低減量 dB	騒音 dB(A)	規制 目標値 dB(A)	規制 目標値 dB(A)	規制 目標値 dB(A)
1	受音室												
A	音源												
2	受音室												
B	音源												
3	受音室												
C	音源												
4	受音室												
D	音源												
5	受音室												
E	音源												
6	受音室												
F	音源												
7	受音室												
8	受音室												
	音源												

表2.2.4 騒音レベル標準分布に対する増減の「修正値」

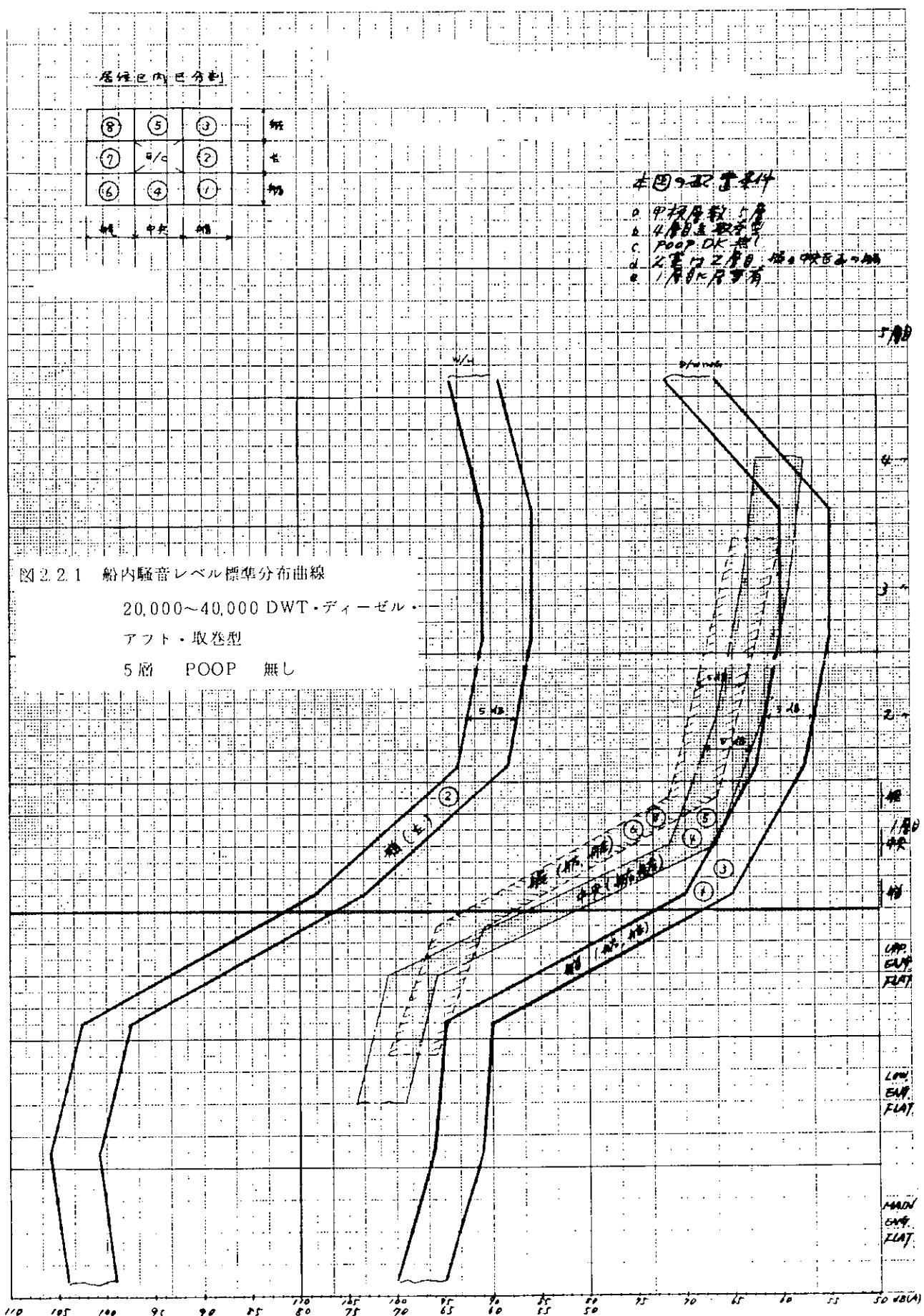
(注) 本表のDATAは主として20,000 ~ 40,000 DWTの船から求めた。

単位: dB

項目	区分	対象	修正値	項目	区分	対象	修正値
I 受音室 の立地 条件	壁・床・天井の接觸条件	(A) 暴露部に接する	一面 0 (基準) 二面 $\oplus 0.5$ 三面 $\oplus 1.0$ 四面 $\oplus 1.5$	II 受音室仕様	(1) 床 組1 UP, L, E 階, C	ハット・ボート 50 $\pm$ 4 D.C. 26 $\pm$ 4 T.C.	$\ominus 2.0$
		(B) 辺縁倉庫等	一・二面 0 (基準) 三面 $\oplus 0.5$		(3) 室内装備	7~10 $\pm$ カーペット + 20 $\pm$ フェルト	$\ominus 3.0$ 基
		(C) その他	一面 ギャレー 0 (影響少)				
		(D) 部屋内面積 (壁+天井+床) 組: W/H, C/H 基 考慮しない	100 m <sup>2</sup> 以下 (床: 4.7 $\times$ 6.4 m <sup>2</sup> ) 0 (基準) 100 ~ 150 m <sup>2</sup> (床: 5.5 $\times$ 8.4 m <sup>2</sup> ) $\oplus 1.0$ 150 m <sup>2</sup> 超過 $\oplus 1.5$	III 音源室 の近傍	(L) AIR-CON. UNIT室 付近	受音室の位置 PASS. と隔てた 一室隔 (5~6") $\oplus 0.5$ $\oplus 4.0$ $\oplus 2.0$ 二室隔 (8~9") 0 $\oplus 1.5$ $\oplus 1.0$ 三室隔 (11~12") 0 $\oplus 0.5$ $\oplus 0.5$ 四室隔 (13~14") 0 0 0	
		(E) 部屋へ種類	居室、公室 0 (基準) 業務室 $\oplus 0.5$ 制御室 $\oplus 1.0$ 無線室		(M) 冷冻栈室 附近	PASS. と隔てた 一室隔 $\oplus 2.0$ 二室隔 $\oplus 1.0$ 三室隔 $\oplus 0.5$	
		(F) 配置要素	居室直下 + OVER HANGER と壁面の時 $\oplus 2.0$		(N) 小出力機器室 附近	臥室 $\oplus 1.0$ 二室隔 0 (影響なし)	
		(G) 入口扉	ナランダード: 2 ルーム $\oplus 1.0$		(O) 機関室に接する 部屋	壁二面接 $\oplus 3.0$ 壁一面 $\oplus 2.0$	
II 受音室 仕様	(H) 壁、天井、床	一般仕様	0 (基準)	(P) 機関室後方 の部屋	隔壁端 壁切後方	甲板室 $\oplus 0.0$ $\oplus 0.5$ $\oplus 1.0$ 隔壁附近 $\oplus 0.5$ $\oplus 1.0$ 0.5後方 $\oplus 1.0$ $\oplus 2.0$	
		天井	孔明式ドラム 50 $\pm$ GW + A.S. $\oplus 2.5$ ローリー・成形材 $\oplus 4.0$		(Q) 機関室隔壁 周囲	隔壁、サニタリーズ - 2階 隔壁正面からの場合 $\oplus 3.0$	
		壁	アスベストボード等 $\oplus 1.0$	(R) 機関室通風機 の附近	3 ~ 5 m 以内	$\oplus 2.0$ $\oplus 1.0$ $\oplus 0.5$	
		天井	金属複合板 芯: アスベスト $\oplus 5.0$		5 ~ 8 m 以内	$\oplus 2.0$ $\oplus 1.0$ $\oplus 0.5$	
		構造	床のみ $\oplus 5.0$		居住区画通風機 の附近	2 ~ 4 m 以内	$\oplus 1.0$ $\oplus 0.5$
		六面全部	$\oplus 10.0$				

(注) 1. 本表の修正値は騒音対策を実施していない、類似船のBASEとなる時の補正用である。

2. "騒音レベル分布"を求めて、本表の(A)~(G)に該当する修正値を加減し、新規船舶室の騒音レベル値を推定する。
3. 本表修正値は ( ) 内の区分のもの CASE のみを使用することとする。(重複使用なし)
4. 印: 最上級士官 (CAPT. AND ENG.) の場合は、本表の 1/2 倍即ち 1.5 dB 減量とする。
5. 使用例 二面暴露部に接し、110 m<sup>2</sup> の室内面積を有し、室内床にカーペット敷設された場合  $\oplus 0.5$   $\oplus 0.5$   $\oplus 3.0$  =  $\oplus 2.0$  dB 推定値から 2 dB 差引く。



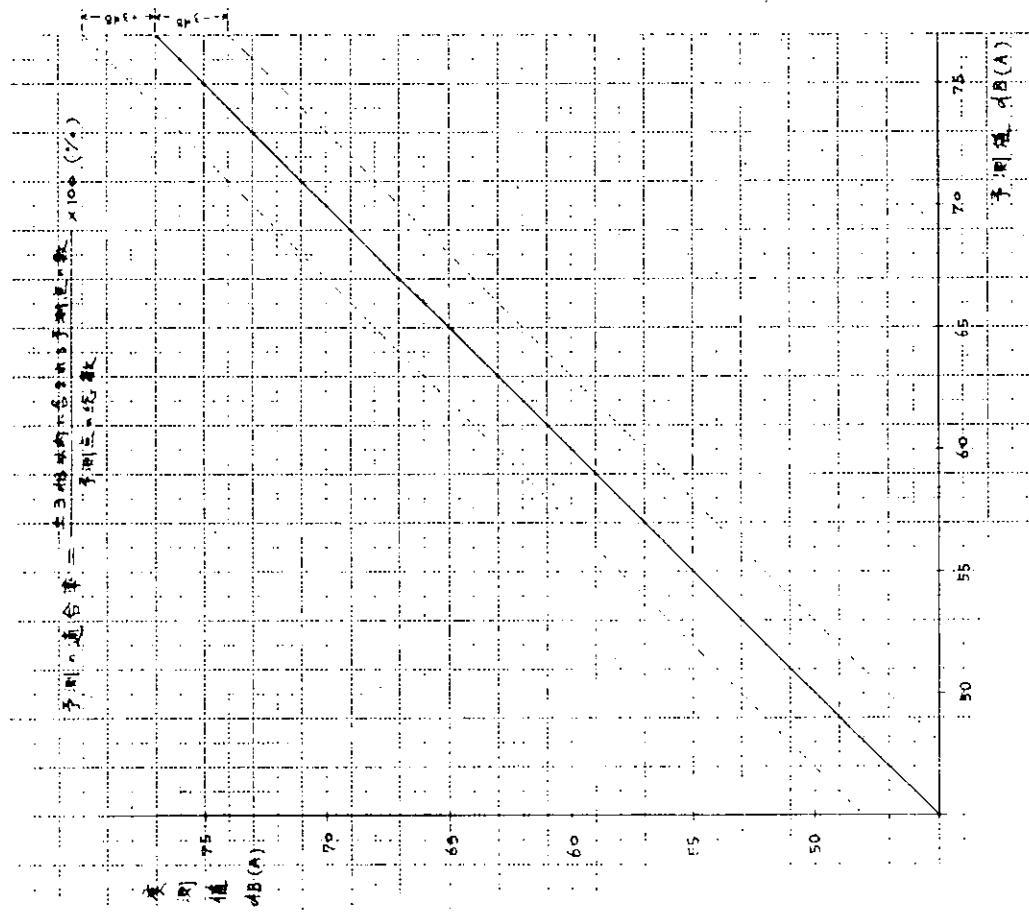
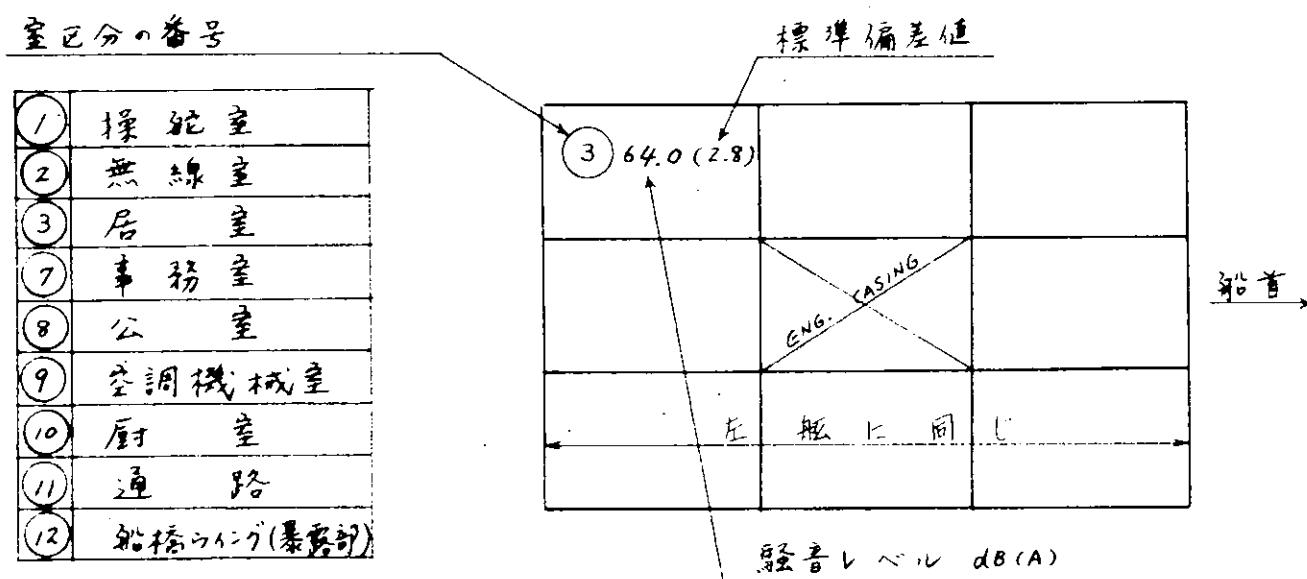


図 2.2.2 予測値-実測値比較図

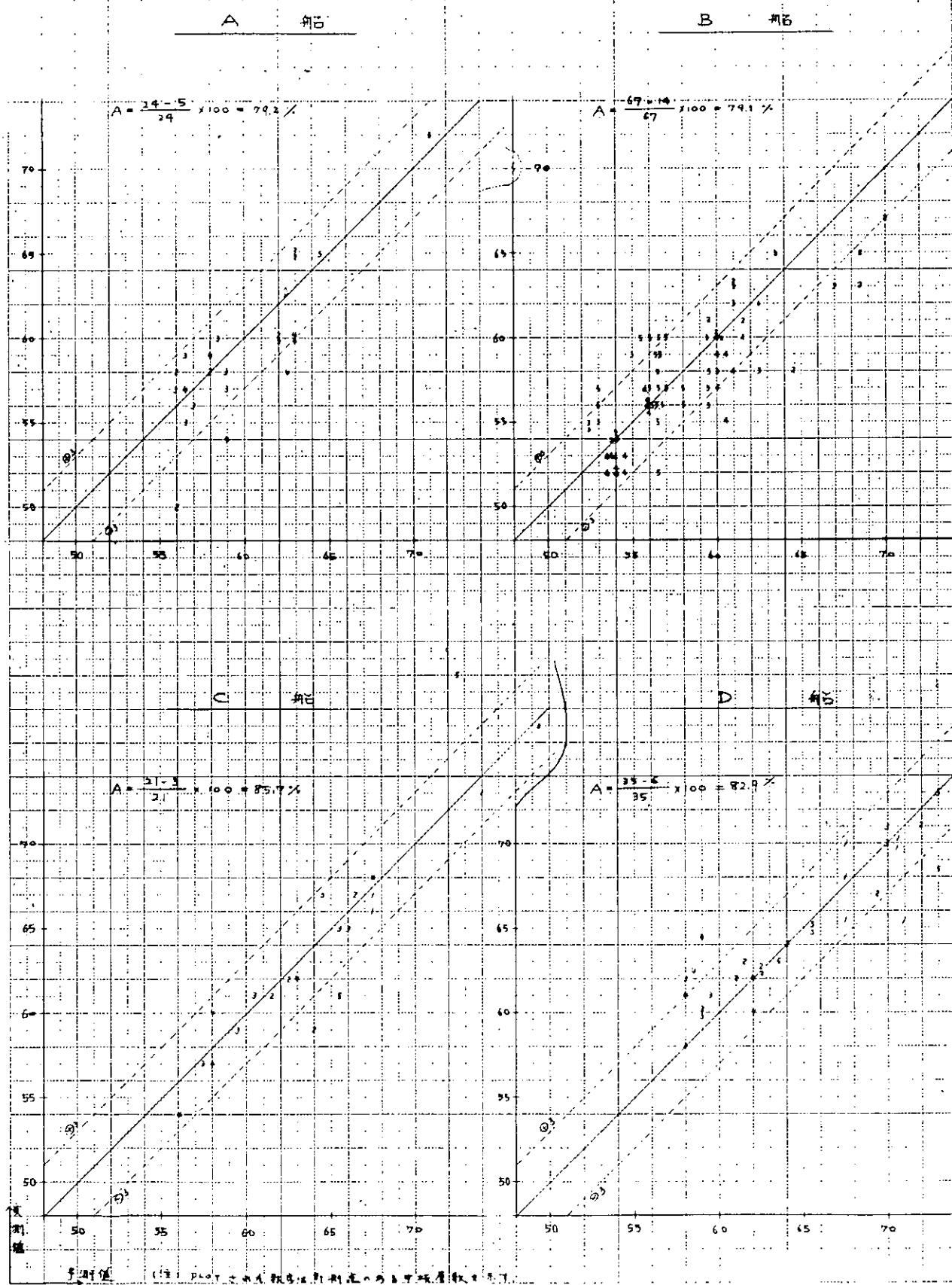


TYPE SHIP 毎, DECK 每, バーニング 每  
及心室区分毎の 標準偏差値内の  
平均騒音レベル dB(A)  
尚実績調査対象 としては「造船設計  
委員会 P-37」のデータ 及びその他各社  
で収集されたデータを  
10隻分づつ解析したものである。

図 2.2.4 実績法(B)による騒音予測データの見方

A:予測値・適合率(%)

図2.2.3 予測値-実測値比較図 (参考...方法による)



総重量(t)	10,000 ~ 20,000
主機	ターボ
居住区間型式	アフト・取巻型

ソーニングと騒音値に相間のない場合は各室の位置がほとんど固定してしまった。

(1) 66.2 (3.1)	(10) 73.0 (3.3)
(2) 67.3 (4.0)	(11) 75.3 (4.4)
(9) 77.8 (5.3)	

#### 4TH. UPPER DECK

		(3) 56.7 (5.2)
	X	(3) 55.6 (3.9)
		(11) 65.0 (2.5)
左	右	上

#### 3RD. UPPER DECK

(3) 63.3 (4.0)	(3) 61.6 (3.6)	(3) 59.1 (3.9)
(11) 71.8 (4.8)	(11) 70.6 (3.5)	
	X	上
左	右	上

#### 2ND. UPPER DECK

(8) 68.4 (2.7)	(3) 64.0 (2.8)	(3) 61.5 (3.4)
(1) 67.3 (1.7)	(3) 63.3 (2.6)	
(11) 75.8 (2.6)		
	X	上

#### UPPER DECK

(8) 72.0 (1.4)	(3) 69.9 (3.8)	(3) 69.0 (4.6)
(11) 78.4 (2.1)	(11) 75.5 (6.2)	
(11) 77.7 (5.1)		
	X	上

総重量(t)	20,000 ~ 40,000
主機	ターボ
居住区間型式	アフト・取巻型

〃(その1)

ソーニングと騒音値に相間のない場合は各室の位置がほとんど固定してしまった。

(1) 64.5 (2.0)	(10) 77.5 (1.6)
(2) 74.6 (4.2)	
(9) 79.0 (3.4)	

#### 4TH. UPPER DECK

(3) 61.3 (2.4)	(3) 60.0 (2.7)	
(11) 71.7 (1.0)		
	X	
	上	下

#### 3RD. UPPER DECK

(3) 65.0 (2.6)	(3) 62.5 (2.1)	(3) 59.5 (2.4)
(11) 73.3 (3.2)	(11) 59.0 (4.3)	
	X	上
左	右	上

#### 2ND. UPPER DECK

(3) 70.3 (2.7)	(3) 63.5 (3.8)	(3) 61.3 (3.4)
(8) 67.3 (3.0)	(7) 63.5 (3.8)	
(11) 74.5 (2.8)		
	X	上

#### UPPER DECK

(3) 72.6 (3.5)	(3) 66.6 (3.1)	(3) 65.1 (2.3)
(11) 75.8 (3.7)		
(11) 71.2 (2.8)		X
	X	上

図 2.2.6 実績法(B)による騒音予測データ (その2)

航費重量(t)	40,000 ~ 80,000
主機	ディーゼル
航行距離(m)	アフト、取巻型

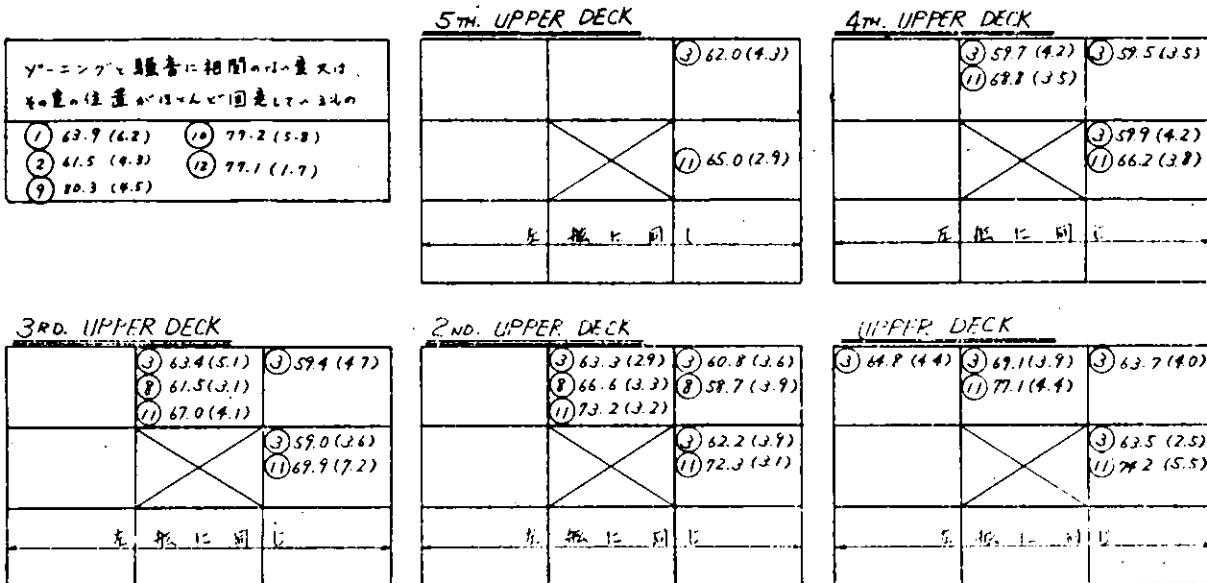


図 2.2.7 実績法(B)による騒音予測データ (その 3)

航費重量(t)	80,000 ~ 160,000
主機	ディーゼル
航行距離(m)	アフト、取巻型

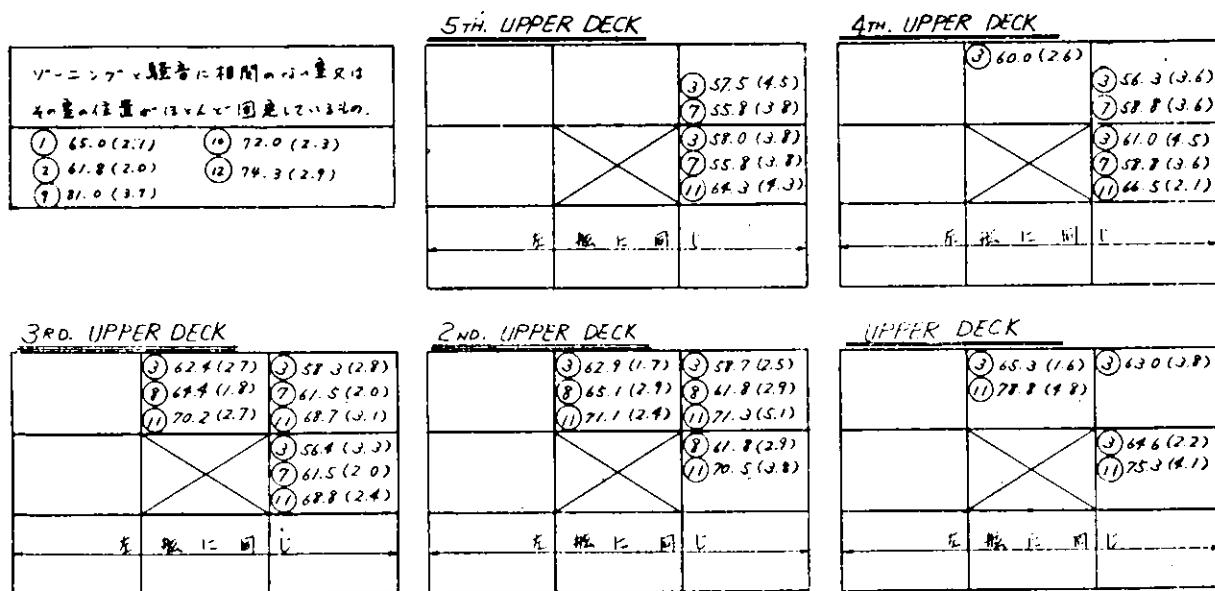


図 2.2.8 実績法(B)による騒音予測データ (その 4)

総重量(t)	80,000 ~ 160,000
主機	ターボ
航行距離	アフト、分離型

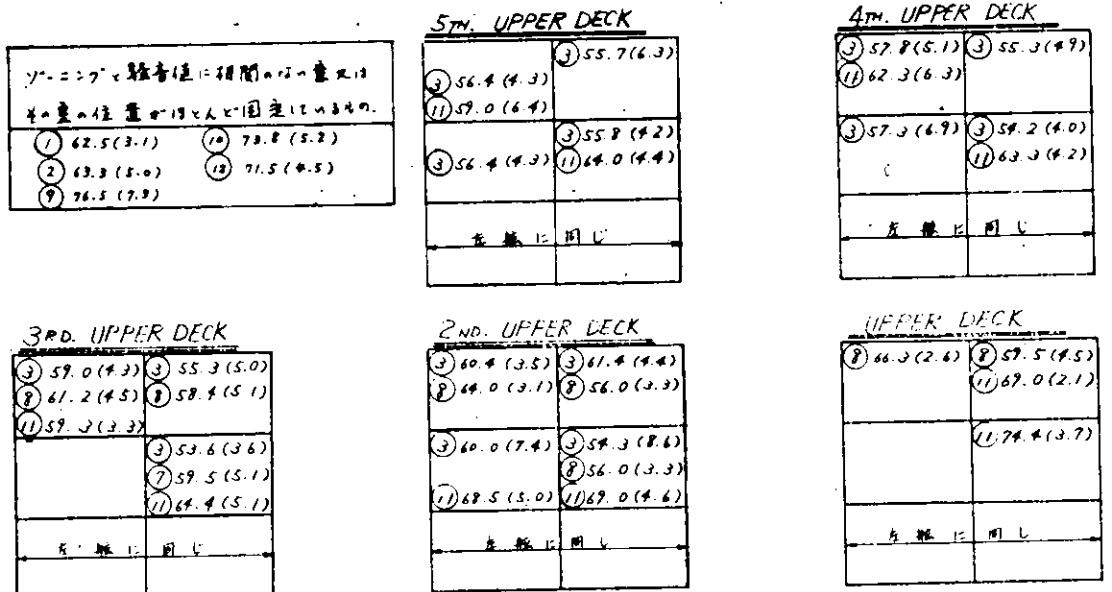


図 2.2.9 実績法(B)による騒音予測データ (その 5)

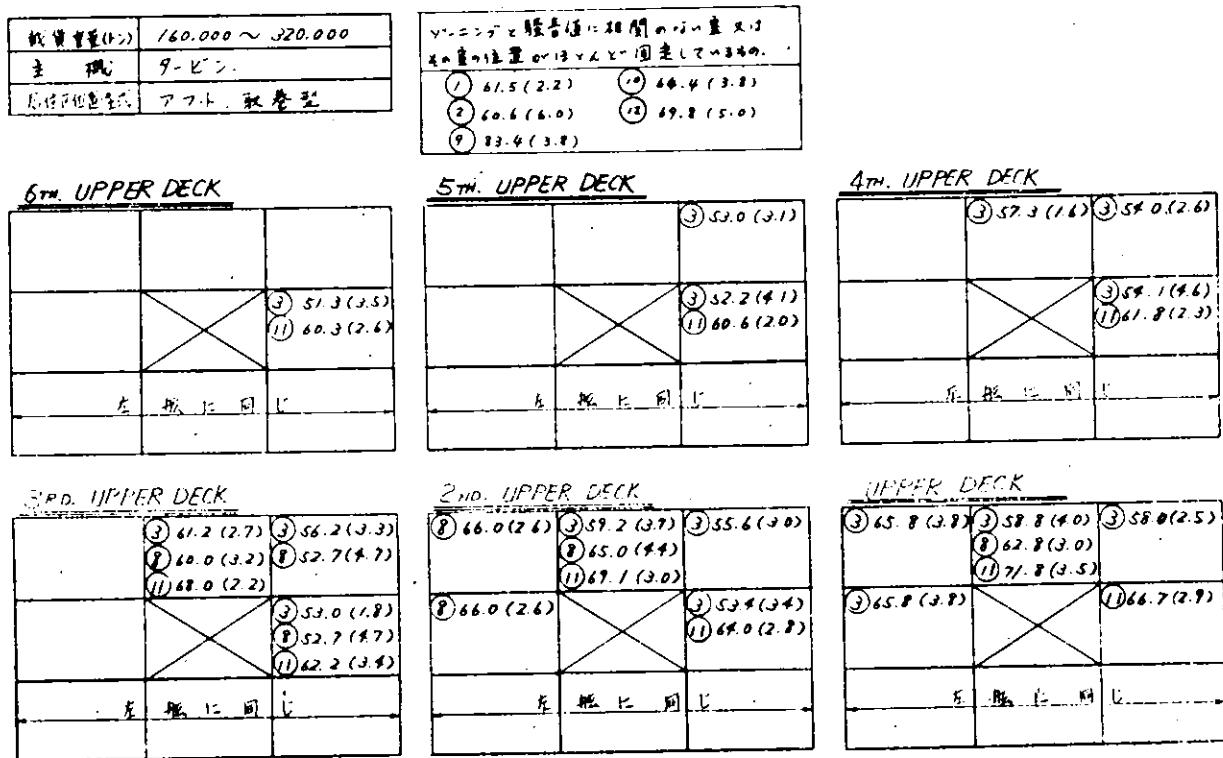


図 2.2.10 実績法(B)による騒音予測データ (その 6)

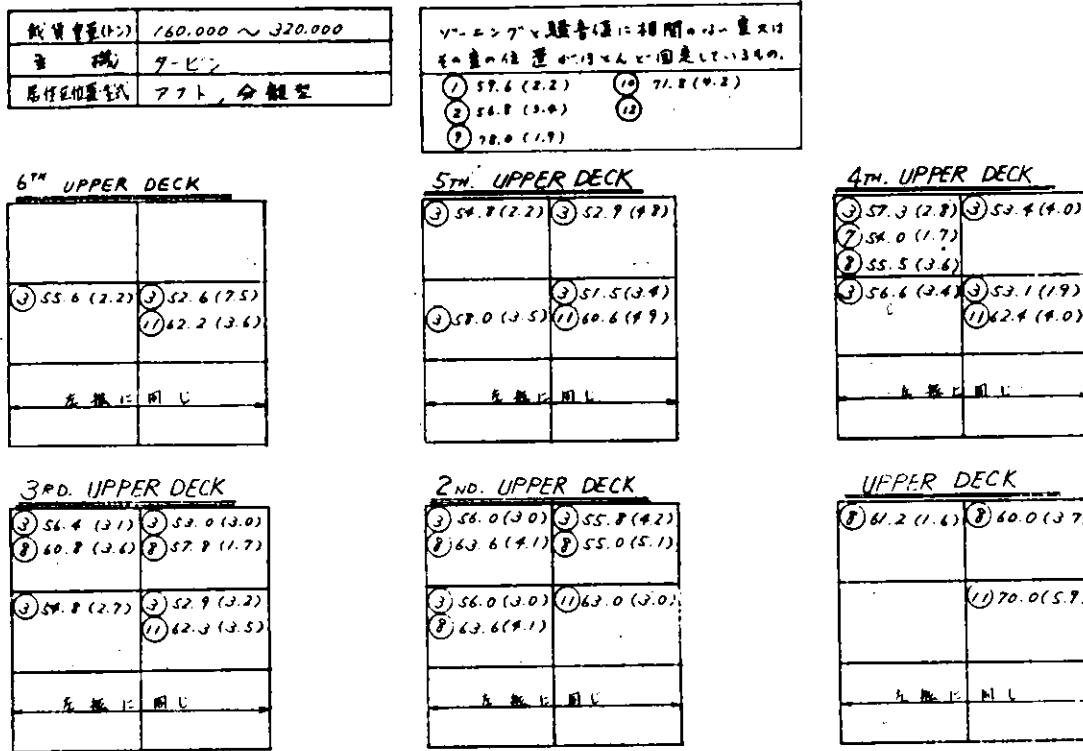


図 2.2.11 実験法(B)による騒音予測データ(その7)

による固体音は最後に補正することとし、機関室内機器は主機により代表させた。

各音源機器からの固体音の伝搬を、単に各機器からの振動レベルの伝達として取扱うのではなく、各機器により誘起される1次・2次固体音を含めた音のパワーの伝搬として取扱うことにより、居住区の固体音を予測する。

計算式は次に示す通りである。

$$P_{R_i} = P_s \cdot \beta^{K_i} + 10 \log \alpha_i \quad [\text{dB(A)}] \quad \dots \quad (2.2.1)$$

$$P_R = 10 \log \left[ \sum_{i=1}^6 10^{(P_{R_i} - TL_i)/10} \right] \quad [\text{dB(A)}] \quad \dots \quad (2.2.2)$$

ここに

$P_s$  : 音源機器の据付られているデッキのパワーレベル

(音源機器近傍の騒音レベルで代値する。)  $[\text{dB(A)}]$

$P_{R_i}$  : 受音室各鋼板面のパワーレベル  $[\text{dB(A)}]$

$\beta$  : 伝搬経路一段毎のdB数の減衰率

$\beta = 0.9$  (機関室内)

0.95 (居住区内)

$K_i$  : 受音室各鋼板面の伝達順位

$\alpha_i$  : 音源機器の据付られているデッキに対する、受音室各鋼板面の面積比

$$\alpha_i = \frac{A_{R_i}}{A_s}$$

$A_s$  : 音源機器の据付られているデッキの面積

$A_{R_i}$  : 受音室各鋼板面の面積

$TL_i$  : 受音室各内装材の透過損失 [dB]

$P_R$  : 受音室の固体音 [dB(A)]

(iii) 居住区域の空気音

受音室の空気音は、受音室周りの音の透過音として求める。

計算式は次に示す通りである。

$$P_{R_i} = P_{L_i} - TL_i \quad [\text{dB(A)}] \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots (2.2.3)$$

ここに、

$P_{R_i}$  : 受音室各面の透過音 [dB(A)]

$P_{L_i}$  : 受音室各面外側の LOCAL 音 [dB(A)]

$TL_i$  : 受音室各面の内装構造の透過損失 [dB]

(iii) エアコンの吹出口騒音

簡便のため、既存の実績データの平均値をとり、55 dB(A)とするが、特別な対策を施工した場合はこの限りでない。

(b) 考え方及び仮定

騒音予測法研究の最終目標は予測そのものではなく、対策である。しかし当分の間、対策に或る程度の誤差が残ることは予期せねばならない。何故なら材料の防音性能データはたいてい測定誤差を含んでおり、その施工状態も又常に一定ではないからである。従って騒音を“或る幅を持つ量”として予測し、“効き目に幅のある対策”を施すことを考慮する方がより実際的である。以上を念頭に置いて具体的手法を(i)~(ix)に述べる。

(i) 騒音発生要因の限定

或る受音区画の騒音に支配的影响を及ぼす要因は通常限られている。多数の弱小音が合成されて大きな音となっていることは希で、むしろ数個の高レベルの音に支配される場合が多い。この様な観点から騒音の主原因を限定する。

今、或る受音区画の騒音  $P$  は、

$$P = \sum \left. \begin{array}{l} \text{機関室内機器からの固体音 } L_1 \\ \text{プロペラからの固体音 } L_2 \\ \text{機関室外機器からの固体音 } L_3 \\ \text{機関室からの空気音 } L_4 \\ \text{機関室外機器の空気音 } L_5 \\ \text{環境音 } L_6 \end{array} \right\} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots (2.2.4)$$

と書ける。ここで一般に波、風等の音は他に比べて省略し得るレベルのものであり、且つ荒天時を除けば不快音ではない。即ち  $L_6$  は無視して差支えない。 $L_4$ ,  $L_5$  は鋼板或いは仕切用パネルの遮音力から推定して音源区画に直接隣り合った区画にしか影響を及ぼさない筈で、殆どの場合省略可能である。 $L_2$  は現在に於ては未だその影響力が機関室程には解明されていない。たとえ機関室よりも影響力があったとしても通常の船舶では居住区をプロペラ附近から遠避けて配置しているので、 $L_2$  はむしろ固体音として計算することを考えるより補正値として取り扱う方が実際的である。

(ii) 騒音発生要因の取り扱い方

考慮すべき主要因として  $L_1$  と  $L_3$  が残ったが、一次固体音にせよ二次固体音にせよその取り扱いは容易ではない。そこで次の様に取り扱う。即ち、主、補機のパワーがシートを介し船殻構造を経て伝達され発生する一次固体音、及び空気音が船殻構造に作用して誘発する二次固体音が合成されて“固体音成分”として現

われている筈であるが、これを要因別に分けて考えず実際現われている現象にのみ注目することとし、計算法を簡略化する。

### (III) 音源のとり扱い方

$L_1, L_3$  に属する音源は多数有るが、有力なものはほぼ限られている。しかしそれでも機器、シート、構造と区別して考えたのではパワーの評価をはじめとして分らない事が多すぎる。故に“機器類が機関室内の諸所方に分散して設置されている”という現実の状態は“主機はじめあらゆる補機械装置はその現実の位置では音を発せず主機設置面であるフロア面から音を発している。即ちフロア面が唯一の音源である”という仮空の状態と大体同じものであるとする。

### (IV) 船殻構造のとり扱い方

固体音伝達経路である船殻構造で、ビーム、スティフナ、ブラケット、小開口等について細目にとらわれると伝達様式も簡単には定まらないであろう。故にこれ等を一切無視し、“船殻構造は固体音伝達に関して方向性を持った平板のみで構成されている”と仮定する。但し、方向性とは固体音の伝えやすさの方向性ということである。

### (V) 予測計算式と附加的な仮定

以上(i)～(iv)に述べたことを図示すると、図2.1.12の状態を図2.2.13の状態で近似することであり、式で示すと次の様になる。即ち、図2.2.12のK面から発生している固体音は本来主、補機等種々の要素と何らかの複雑な伝達方式に依ったもので、例えば

$$P_k = \sum_{k,j} f_{kj}(E_j) \quad \dots \quad (2.2.5)^{*1}$$

(但し、 $P_k$  はK面から発生している固体音レベルである。)

の様なものであろうが、これを図2.2.13を基に

$$P_k = f_{(k)} P_s \quad \dots \quad (2.2.6)$$

(但し  $P_s$  は音源面からの発生騒音レベルを、 $k$  は面の順位を示すものとする。)

と仮定してみる。さて、確かに材料のばらつき、溶接仕上の個人差等によって船殻構造内の固体音伝達様式は詳細には決定しにくいであろう。

しかし同一材質、同一厚さの材料で造られた構造体の場合、固体音はその発生面が音源面より遠ざかる程減少していると考えても支障なかろう。又、船体は水や空気と全く異質のものであり、従ってエネルギーの発散という点では閉じられた構造物である。故にその中で発生したエネルギーは特別の事情の無い限り外部へ発散されず大部分残る事になる。即ち騒音の減り方にも限界があると言える。これらの条件を考えれば

(2.2.6) 式の  $f_{(k)}$  は皆自見当もつかぬ類のものではない。おそらく図2.2.14の様な形のものであろう。そこで、或る面から次の面への固体音の伝わり方の比率が一定であるとすると  $f_{(k)} = \beta^k (\beta < 1)$  と書ける。

### (VI) 面積のとり扱い方

(2.2.6) 式には K面の面積と音源面の面積が同一という条件が入っている。しかし通常はその様ではないので面積の処理法を考えねばならない。

仮に K面が音源面の 2 倍あったとすると、そこからの発生騒音は (2.2.6) 式から、合成音の形で

$$\begin{aligned} P_k &= 10 \log (10^{\beta K D_0 / 10} + 10^{\beta K D_0 / 10}) \\ &= 10 \log 2 \cdot 10^{\beta K D_0 / 10} \quad \dots \quad (2.2.7) \end{aligned}$$

とあらわされる。そこで一般的表現として面積比が  $\alpha$  の場合、

$$P_K = 10 \log \alpha + 10^{\beta^k D_0 / 10} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.8)$$

とする。 (2.2.8) 式が本簡易計算法の固体音予測式である。 $\beta$  は仮定による計算と実績との照合の結果、上部構造で 0.95、それより下の機関室で 0.9 の様である。又、順位  $k$  は原則として音源面を 0 位とし一面づつ音源面から遠ざかるに従って位数を落していくこととする。これは三次元的に行い、(IV)に述べた方向性も考慮に入れなければならない。詳細は 2.4.1(2)に述べる。

#### (VII) 音源の $P_S$ の評価

音源  $P_S$  は(III)に述べた様に主機のパワー等から算出するのではなく、機関室の主に主機が設置されたフロア近くの騒音レベルそのものを用いる。又、本計算は周波数別に行うのではなくオーバーオールの騒音値を用いる。元々本計算法そのものが多くの仮定の上に誤差を容認して成立しているのであるから精度のバランスの観点から考えてもそれでじゅうぶんであろう。

#### (VIII) 居住区内機器のとり扱い方

固体音については機関室の場合と全く同様に考える。通常は空調機室と冷凍機室のみについて計算すれば良い。

#### (IX) 騒音予測計算様式

実際の予測計算は計算表を用いて次式を計算する。

$$P_R = \sum_{ijm} (P_{R_i}, R_j, B_m) + \sum_n C_n \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.9)$$

但し、 $P_R$  はある区画内騒音、 $R_j$  はその区画内で発生した空気音、 $B_m$  はその区画に侵入した空気音、 $P_{R_i}$  はその区画内に侵入した固体音、そして  $C_n$  は補正值である。居室の場合、内装があるので通常それらの透過損失  $T$  を計算に入れて、

$$P_{R_i} = \beta^k D_0 + 10 \log \alpha - T \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.10)$$

とする。 $P_{R_i}$  は音源面毎に、又伝達される面毎に計算するが、 $R_j, B_m, C_n$  等はその区画に対する値であって面に対するものではない。又、部屋を囲む 6 面が必ずしも全て鋼板面ではないが、その場合は鋼板面のみについて  $P_{R_i}$  を計算する事とし、それ以外、例えば内装材による壁面は無視する。

計算表及び実船での具体的計算法は 2.4.1(2)に示す。

\*1 ごく大まかな述べ方をすれば或る区画の固体音は、主機のパワー  $E_E$ 、補機類のパワー  $E_1, E_2, E_3, \dots$  と、何らかの伝達函数に依って定まり、且つその伝達函数は音源と受音区画の位置関係に依存するであろうから、その合成音は函数表示をすれば、

$$\begin{aligned} P_{R_i} &= f_1(E_1) + f_2(E_2) + \dots + f_i(E_i) \\ &= \sum_{i,j} f_i(E_j) \end{aligned}$$

となる。

#### (c) 実船への適用法

##### (i) 順位 $k$ の評価

実船の騒音予測計算作業の中で最も厄介且つ予測の成否に影響を及ぼす事柄は面の順位  $k$  の評価である。原則として音源より距離的にではなく位置的に近い順に各面の順位を三次元的に評価していく。図 2.2.15～図 2.2.21 に具体例を示す。図 2.2.17 の様に先行する二面に隣接する面の場合の評価の仕方は未だ決定的な述

べ方ができないが、板の方向性と境界の長さを考慮して決めなければならないであろう。図2.2.20の例ではレベル2～3のAB間で[2]位と[3]位が混在し、その影響がレベル3にまで残る。その割合は実際の構造を見て決めねばならないが、通常、船で支配的影響を及ぼす様な部材に於いてこの様な例はそれ程多くない。仮にあっても次から次へ尾を引くことは希である。何故ならこの様な壁面の目まいは強度上望ましくなく、たいていは避けてあるからである。

方向性について具体的に述べると、ビーム、スティフナ方向には途中に区画の仕切がない限り順位数は落さないが、それらを直角方向には途中に仕切が無くてもビーム、スティフナ数個毎に順位を落していく必要がある。経験によれば5～8本毎に一位落せば良さそうである。

区画とは必ずしも閉じた区画を言うのではない。固体音の滑らかな伝達をそ害する様な要因が区画の仕切であり、そこを通過するごとにkは一位づつ落ちることとなる。

$\alpha$ は機関室で0.9上部構造（以下上構と呼ぶ）で0.95である。それで通常第一層甲板直下の船殻の固体音を $\alpha = 0.9$ によって求めておき、あらためてこの部分を0位として上構の面の順位を評価していく。時として機関室前後部でデッキの数が異なる船がある。この場合kの値が前部と後部で異なるから第一層甲板直下の騒音レベルが前後で相違することになる。故に上構での面の順位評価のスタートラインを同じにすることができない。この解決法は上構に於いて前部或いは後部の一位が他方の何位に相当するかをあらかじめ計算しておいてそれ以後の位数をこれにあわせて平行移動することである。この時若干の誤差があっても支障は無さそうである。又、勿論 $\alpha = 1$ で計算する。

#### (ii) 計算の実際

一般配置図を基に表2.2.5の基本データ欄を埋める。次に区画各面の順位を評価し計算表2.2.6を順次埋めていく。内装材の壁： $\beta^k P_s$ が非常に小さな値となる面、又 $\beta^k P_s + 10 \log \alpha - T$ が非常に小さな値となる面については始めから無視してよい。

機関室からばかりでなく空調機室、冷凍機室の影響を受ける区画もあるので忘れない様注意すべきである。居住区内音源については $\beta = 0.95$ で計算するだけで、順位の評価等は機関室を音源にする場合と同様に行なう。通常は各音源に対して予測したい全区画の計算表を作成し、最後に透過音をも含めて合成値を求め、補正值を加えるのがまちがいのない方法である。

#### (iii) 補正値

本計算に用いる補正值は、室内のカーペットとプロペラについてのみである。プロペラ音による補正值は計算と実績からわり出したもので、第一層甲板上居住区画の舷側にあるもののみについて、+6dBとする。

#### (iv) 精度

4隻の船について試算した例を表2.2.8に示す。誤差士3dBとすると約80%，士5dBとすると約95%の適合率である。但し予測点が少ければ必ずしもこの様ではなくあくまでも表に示した程度の数の区画を予測して上記の様に言える。

#### (d) 考察

##### (i) 音のパワーの伝搬を固体音の伝搬とみなして取扱うこと。

種々の計測結果は、居住区騒音の大部分が音源機器からの固体音であることを示しており、音のパワーの伝搬を全て固体音の伝搬として取扱うことは、簡略で且つ精度の良い近似法であるといえる。

##### (ii) 音源機器の据付られているデッキのパワーレベルを音源機器近傍の騒音レベルで代値すること。

音源室内、特に音源機器近傍の騒音は、音源機器自身から大半が発生しているかもしれないが、居住区の騒音を論ずる場合、受音室に到達する固体音のエネルギーの大半が必ず音源機器の据付られているデッキを介して伝達されると仮定すれば、そのデッキをベースとしても特に誤差が大になる要素はない。また、ベース

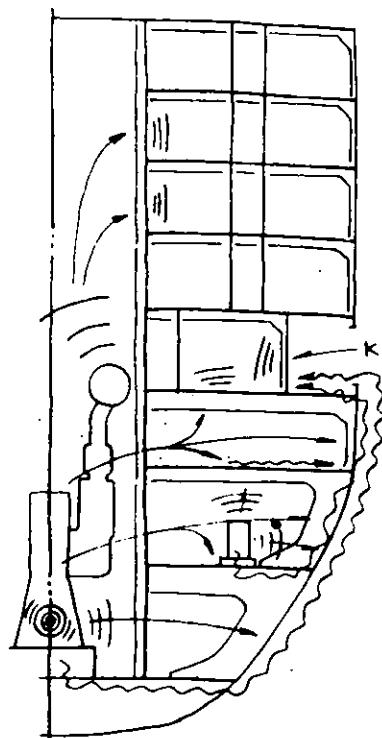


図 2.2.12

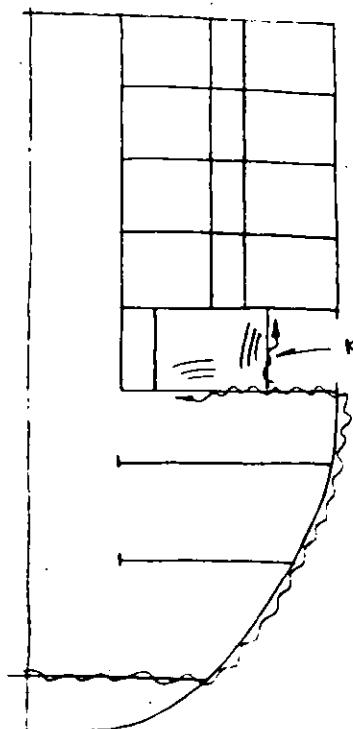


図 2.2.13

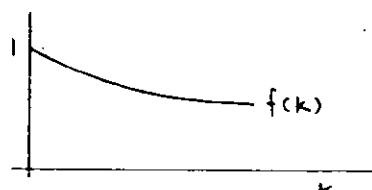


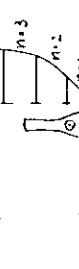
図 2.2.14

表 2.2.8 簡易計算法により騒音予測した船の要目

船名	A	B	C	D
船種	TANKER	BULK C.	M. P. C.	CONTAINER
GROSS T.	12805.92	12526.52	9000	29711.78
DEAD WEIGHT	22367	21400	14800	44183
居住区位置	AFT	AFT	AFT	AFT
居住区型式	POOP付取巻型	HALF POOP付取巻型	取巻型	取巻型
甲板層数	5	5	4	6
主機型式	DIESEL	DIESEL	DIESEL	DIESEL
出力×回転数	9400 PS×144 RPM	9000 PS×137 RPM	5130 PS×126 RPM	16800 PS×122 RPM
精度	$n_1 / N = 15 / 18 = 83\%$	$29 / 32 = 90\%$	$30 / 35 = 86\%$	$49 / 60 = 81\%$
	$n_2 / N = 16 / 18 = 89\%$	$31 / 32 = 96\%$	$34 / 35 = 97\%$	$57 / 60 = 95\%$

注)  $n_1, n_2$  は夫々実測値 ± 3dB, 実測値 ± 5dB の範囲におさまる予測値の数, N は予測総数である。

表 2.2.6

ITEM	NOISE ESTIMATION BASIC DATA	SHIP NO.
1. NOISE DISTRIBUTION RATIO (ENG. RM. NOISE)		
1) BETWEEN LOW MACH DR. TO UPP DR. (A.)	C.9	
2) ABOVE UPP. DR. (B.)	C.95	
3. NOISE DISTRIBUTION RATIO (VALUANCES IN HOUSE) 0.95		
4. NOISE DR. AREA AGC(A)	—	—
5. AIR CON. RM. DR. AREA AGC(B)	—	—
6. A1/HOUSE DR. Ht.(Wcm)	—	—
7. QCF. MACH. RM. DR. AREA AGC(B)	—	—
8. A2/HOUSE DR. Ht.(Wcm)	—	—
9. MAIN ENG. NOISE DR. AGC(A)		
10. PS x d <sup>n</sup>		
11. RM. UNIT NOISE dB(A)		
12. AIR CON. UNIT NOISE dB(A)		
13. REF. MACH. NOISE dB(A)		
14. ENG. RM. FAN NOISE dB(A)		
15. HOLD FAN NOISE dB(A)		
16. NAV. DR. NOISE dB(A)		
17. INSULATION DATA ( DATA OF AROUND 500 Hz )		
t.25 PLATE(0) : 25.5 dB(A)      SCRATCH : 33.6dB(A)		
t.6 " " : 5.5 dB(A)		
t.9 " " : 10 dB(A)*		
t.25 CHIPBOARD : 25.5 dB(A)*		
t.6 ASBESTOS CERAMIC BOARD : 27.6 dB(A)	*4: 遮蔽壁材の吸音率	
t.22 ASBESTOS BOARD : 27.8 dB(A)	*5: DOUBLE BOARDの吸音率	
MIRROR PANEL : 10 dB(A)	*6: 遮蔽壁材の吸音率	
t.6 ST. PLATE : 38 dB(A)	*7: DOUBLE BOARDの吸音率	
t.6~8 DR. CERAMIC : 5 dB(A)	*8: 遮蔽壁材の吸音率	
t.12 SILICATE BOARD : 25 dB(A)	*9: 遮蔽壁材の吸音率	
t.8 MUL. (A) : 70dB(A) : UPP DR. NOISE 13.7 dB(A)	*10: 遮蔽壁材の吸音率	
t.2) PASS. NOISE IS NEGLECTIBLE.		

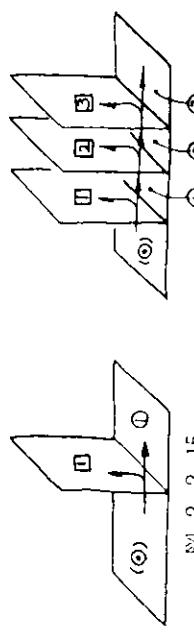


図 2.2.15

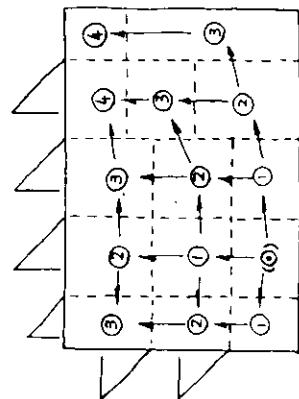


図 2.2.16

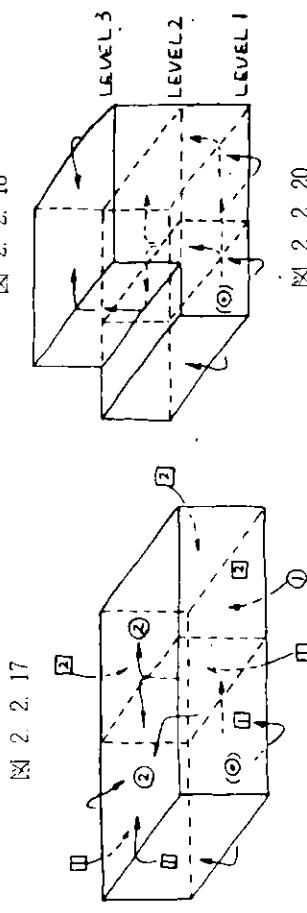


図 2.2.17

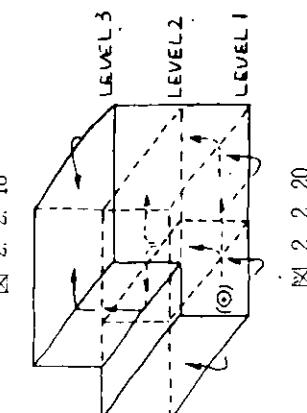


図 2.2.18

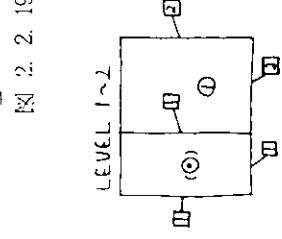


図 2.2.19

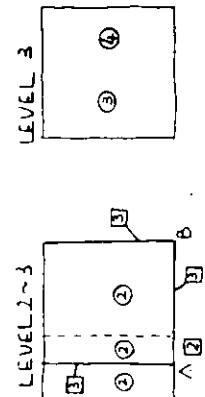


図 2.2.20

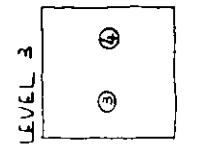


図 2.2.21 (図 2.2.20 の分割図)

注) (●)印は音源面を、→印は順位の追い方を示す。

①, ②等は壁面の順位を、①, ②等は水平面の順位を示す。

表 2.2.7

を音源機器の据付られているデッキにとることにより、計算式中の面積の計算が簡単になり便利である。

問題となるのは、音源機器の据付られているパワーレベルを、音源機器近傍の騒音レベルで代値することであるが、これは、次のように考える。

- (イ) 音のエネルギーの流れは、大きい方から小さい方に流れるので、その流れが平衡状態に達した時には、音源機器自身のもつ音のエネルギーレベルと、音源機器の据付られているデッキのもつ音のエネルギーレベルは、その近傍においては、ほぼ等しくなっていると仮定しても実用上差支えない。

(ロ) 類似船においては、音源機器の振動レベル、音源機器の据付られているデッキのパワーレベル、音源機器近傍の騒音レベルの間で、大略の比例関係が成り立つと考えられる。従って、音源機器近傍の騒音レベルと音源機器の据付られているデッキのパワーレベルとの間に、ある差があるとしても、これは類似船においてはほぼ同一の値をとる差であると考えられ、この差は、他の修正係数、例えば、減衰率等を実験的に定めるとき、吸収されてしまう。

(iii) 伝搬経路一段毎のdB数の減衰率  
伝搬経路一段毎の減衰dB数は、経路の段数を重ねると、減衰が飽和し、指數関数的に減少することが実験的<sup>\*</sup>にも、実際上も認められており、本予測法のような仮定は妥当である。

IV 受音室騒音レベルを、音源機器の据付られているデッキに対する受音室各鋼板面の面積比により推定すること。  
各鋼板面のもつ音のエネルギーの密度が一定と考えれば、各鋼板面のもつ音の総エネルギーは、(エネルギー密度) × (各鋼板面面積) となり、音源機器の据付られているデッキのパワーレベルより受音室の騒音レベルを推定することを考え合わせれば、これは妥当であると考えられる。

\* “SR156 昭和50年度研究報告書” 4.1 固体音の伝達損失の研究

“SR156 昭和51年度研究報告書” 4.1 固体音の伝達損失の研究など。

### (3) 簡易計算法（その2）

“SR156 昭和51年度研究報告書”に改良ヤンセン法が紹介されているがこの方法であっても一つの居室の騒音を予測するためには相当の時間を費さなければならない。また係数も多岐にわたり、最近の船に適したものを見い出すのは困難である。これらの係数を一つにまとめて表わすことが出来れば過去の実績データから容易に係数を求めることが出来るとの観点から以下に示す簡略化を行なった。

#### (a) 簡略化のための前提条件

基本式として改良ヤンセン法を採用するが、その場合予測のためには以下のデータが必要である。なお改良ヤンセン法については“SR156 昭和51年度研究報告書”を参照されたい。

- (i) 機器の振動レベル  $Lv_0$
- (ii) 機器の支持構造による伝達損失  $IL_0$
- (iii) 伝搬経路による伝達損失  $TD$
- (iv) 壁への伝達損失

壁への伝達損失  $\Delta Lv$

内装材の挿入損失  $IL_i$

- (v) 室内への伝達損失

壁の放射効率  $\sigma_i$

部屋の吸音力  $A (= \sum_{i=1}^6 \alpha_i S_i)$

壁の表面積  $S_i$

居室騒音レベルをオーバーオール(A)で予測する場合次の簡略化が可能である。

- (i) 予測のための周波数成分は、 $250\text{Hz}$ ,  $500\text{Hz}$ ,  $1\text{kHz}$  の3点のものを使用する。(従来の騒音測定結果から見ると $500\text{Hz}$ 付近にピークを持つものが最も多く、 $500\text{Hz}$ を頂点にして周波数は凸型の曲線を描くため、この3点でオーバーオール(A)がほぼ決定される。)
- (ii) 室内の固体音は〔床からの固体音+C〕によって代表されるものとする。(室内の騒音に最も寄与するのは床である。C:定数)
- (iii) 部屋の寸法は外壁にて表わすものとする。(内張間の寸法採取は初期設計時には困難であり、逆に寸法の取り方を一定にすれば特に問題はない)
- (iv) 部屋の吸音率は一般の居室を基本とし全て  $\alpha = 0.15$  とする。
- (v) フレーム当りの伝達損失は上甲板より上の値を採用する。(上甲板を境にして上下で値を変えるのは振動伝搬経路が判らない現在、設計過程上困難である)

従って取巻型の場合、予測周波数成分を $250\text{Hz}$ ,  $500\text{Hz}$ ,  $1\text{kHz}$ の3点にとれば伝搬経路による伝達損失は改良ヤンセン法を簡略化すれば次式で表わされる。

$$TD = 1.4 m_1 + (2.0 n_1 + 11 + 2.1 n_2) \quad \dots \quad (2.2.11)$$

ここで、

$m_1$ ： 振動源と居室の間のフレーム数

$n_1$ ： 振動源と上甲板の間の甲板数

$n_2$ ： 上甲板と居室の間の甲板数

以上のこと考慮に入れると、前述した予測のために必要なデータは次のようになる。

- (i) 機器の振動レベル  $Lv_0$
- (ii) 機器の支持構造による伝達損失  $IL_0$
- (iii) 伝搬経路による伝達損失

$$\begin{array}{ll} \text{フレーム数} & m_1 \\ \text{甲板数} & n_1, n_2 \end{array}$$

(a) 室内への伝達損失

$$\begin{array}{ll} \text{床の放射効率} & \sigma_1 \\ \text{床の表面積} & S_1 \\ \text{部屋の吸音力} & A = 0.15 S \end{array}$$

(b) 居住区騒音レベルの推定式

固体音伝搬による居室騒音レベル  $L_s$  は次式で表わされる。

$$L_s = 10 \log \left( \sum_{i=1}^6 10^{L_{S_i}} \right) + 10 \log 4/A \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.12)$$

前項で述べた通り (2.2.12) 式を簡略化すれば以下のように展開される。

$$\begin{aligned} L_s &= 10 \log \left( 10^{-10} \right) + 10 \log 4/0.15 S \\ &= L_{S_1} + C + 10 \log 4/0.15 S \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.13) \end{aligned}$$

ここで  $L_{S_1}$  : 床から放射される固体音

$S$  : 居室表面積

$L_{S_1}$  は以下に示す式で求められる。

$$L_{vd} = Lv_0 - TD - IL_0 \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.14)$$

$$L_{vp_1} = L_{vd} - \Delta Lv - IL_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.15)$$

$$L_{S_1} = L_{vp_1} + 10 \log 10\sigma_1 + 10 \log S_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.16)$$

ここで,  $L_{vd}$  : 居室甲板の振動速度レベル

$L_{vp_1}$  : 床表面の振動速度レベル

$IL_1$  : 床構造の挿入損失

(2.2.14) ~ (2.2.16) 式をまとめると,

$$L_{S_1} = Lv_0 - IL_0 - TD - \Delta Lv - IL_1 + 10 \log \sigma_1 + 10 \log S_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.17)$$

主機が主騒音源であると仮定し, 主機の騒音レベル  $E$  が与えられた場合次式が成立する。

$$E = Lv_0 - IL_0 - \beta$$

ここで,  $\beta$  : 主機の騒音レベルと設置甲板の振動速度レベルとの換算値 (一定と仮定する)

また,  $\tau = -\Delta Lv - IL_1 = \text{一定}$

とすれば (2.2.17) 式は次のとおりになる。

$$L_{S_1} = E + \beta - TD + \tau + 10 \log \sigma_1 + 10 \log S_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.18)$$

故に (2.2.13) 式と (2.2.18) 式から居室騒音レベル  $L_s$  が求められる。

$$L_s = E - TD + 10 \log \sigma_1 + 10 \log S_1 + 10 \log 4/0.15 S + \xi \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.19)$$

ここで,

$$\xi = \beta + \tau + C \quad (\text{定数})$$

(c) 定数  $\xi$  の検討

騒音を予測するためには (2.2.19) 式で示したとおり  $\xi$  の値を算出する必要がある。ここでは実績船の居室騒音レベル及び主機騒音レベルから (2.2.19) 式を使って逆算し  $\xi$  を求めた。なお音響放射効率  $10 \log \sigma_1$  の

値は次のとおりとする。(SR156昭和50年度研究報告書参照のこと)

$\xi$  の推定には表 2.2.10 に示す A ~ C 船の 3  
隻を用いた。その結果を表 2.2.11 に示す。

表 2.2.9

周 波 数	250 Hz	500 Hz	1 kHz
$10 \log \sigma_1$	-7	-5	-2

表 2.2.10

船 名	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船
船 種	B / C	B / C	TANKER	B / C	TANKER
G. T.	34,840 T	34,912 T	12,806 T	30,098 T	193,779 T
D. W.	60,885 T	61,060 T	22,367 T	60,158 T	405,010 T
居 住 区 驚 音	AFT	AFT	AFT	AFT	AFT
居 住 区 型 式	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型
甲 板 層 数	6 層	6 層	5 層	5 層	7 層
主 機 型 式	ディーゼル	ディーゼル	ディーゼル	ディーゼル	タービン
主機馬力×回転数	16,000PS×122RPM	16,000PS×127RPM	9,400PS×144RPM	16,000PS×122RPM	45,000PS×80RPM
精 度	$n_1/N$	—	$31/47 = 66.0\%$	$15/19 = 78.9\%$	$10/13 = 76.9\%$
	$n_2/N$	—	$45/47 = 95.7\%$	$18/19 = 94.7\%$	$10/13 = 76.9\%$
					$20/21 = 95.2\%$

$n_1$  :  $\pm 3$  dB 以内に納まった点数

$n_2$  :  $\pm 5$  dB " "

N : 全計算点数

表 2.2.11 の値は一見バラツキが大きくなりには何の関連性もないようと思えるが、この原因は局所的な騒音源及び空気音に影響されているためである。本計算では主機関からの固体音を扱っており  $\xi$  は他の騒音源及び空気音の影響の最も少ない場所の値をとる必要がある。(2.2.19) 式より  $\xi$  は次式で求められる。

$$\xi = L_s - E + TD - 10 \log \sigma_1 - 10 \log S_1 - 10 \log 4/0.15S$$

上式中居室騒音レベル  $L_s$  は騒音計測結果では固体音と空気音の合成値となって表われている。主機関からの固体音のみを考えるなら、 $L_s$  は騒音計測結果より小さくなるはずであり、従って  $\xi$  の最も小さいものに着目すればよいことになる。

以上の観点から表 2.2.11を見れば  $\xi$  の最小値は各甲板とも同程度の値になる。故に  $\xi$  の値は甲板層数に関係なく一定とする。表 2.2.12 に  $\xi$  の値を示す。

#### (d) 局所的な騒音源及び空気音の影響

本計算は主機の固体音のみを対象としている。従って騒音を予測するためには、局所的な騒音源及び空気音の影響を考慮しなけ

ければならない。それらの影響は固体音の予測値に修正値を加減することで解決できる。なお主機からの固体音とその他の騒音の割合は、船によってきわだつ差はないと思われる所以この計算方式で十分な精度があると考えられる。

以下に修正値を掲げる。

表 2.2.12  $\xi$  の 値

周 波 数	250 Hz	500 Hz	1 kHz
$\xi$	-17.5	-22.0	-28.5

表 2.2.11  $\xi$  の推定

区 画		$\xi$			
		250 Hz	500 Hz	1 KHz	
第 1 層甲板	A 船	STUWARD	-14.4	-20.4	-26.4
		AB. SM (C)	-15.7	-21.7	-28.7
		SPOPTS ROOM	-3.2	-10.2	-17.2
	B 船	SPARE CREW (B)	-14.4	-17.4	-20.4
		GYMNASIUM	-17.3	-21.3	-24.3
	C 船	AB. SM (C)	-14.9	-17.9	-24.9
		BO'SN	-8.8	-11.8	-18.8
第 2 层甲板	A 船	COOK (B)	-16.3	-21.3	-26.3
		CREWS MESS RM	-14.3	-18.3	-22.3
	B 船	AB. SM (C)	-17.3	-21.3	-24.3
	C 船	OFF'S MESS ROOM	-12.0	-15.0	-19.0
		J/OFF. (A)	-16.1	-20.1	-23.1
第 3 层甲板	A 船	1 / ENG.	-15.3	-21.3	-27.3
	B 船	GENE. OFF.	-16.9	-19.9	-23.9
	C 船	4 / OFF.	-17.2	-16.2	-22.2
第 4 层甲板	A 船	DOCTOR	-8.2	-10.2	-15.8
	C 船	PILOT	-16.1	-19.1	-24.1
第 5 层甲板	A 船	PRIVATE	-7.2	-18.2	-22.1
		CHIEF R/OPF.	-10.2	-14.2	-20.2
	C 船	W/H	-16.4	-17.4	-24.4

表 2.2.13 騒音レベルの修正値

壁・天井・床の隣接条件	一面暴露	0	音源室の近傍	AIR COND. UNIT 室 & 冷凍機室	PASS. を隔てた一室隣	$\oplus 2.0$	
	二面 "	$\oplus 0.5$			二室隣	$\oplus 1.0$	
	三面 "	$\oplus 1.0$			三室隣	$\oplus 0.5$	
	四面 "	$\oplus 1.5$		小出力機器室	隣接	$\oplus 1.0$	
	五面 "	$\oplus 2.0$			二室隣	0	
	床: カーペット敷	$\ominus 3.0$		ENG. CASING に隣接		$\oplus 2.0$	
						3m付近	
						5m付近	
						8m付近	
				$\oplus 2.0$	$\oplus 1.0$	$\oplus 0.5$	

エアコンの吹出口については、上層甲板の居室では主騒音源となる可能性が大であるため、別途に予測することが望ましい。簡便法としては P37 委員会で調査した吹出口騒音レベルの平均値 55dB(A) を使用すればよい。

## (e) 騒音予測計算

本予測法の計算過程を順次説明する。

- (i) 予測室の位置（甲板数、フレーム数）及び大きさを求める。
- (ii) 予測室の位置から (2.2.11) 式により伝達損失 TD を求める。
- (iii) 予測室の大きさから室内吸音量  $10 \log \frac{4}{0.15} S$ 、床発生音  $10 \log S_1$  を求める。
- (iv) 主機近傍の騒音レベル E (推定値) から (2.2.19) 式により騒音レベル  $L_s$  を求める。
- (v) 上記にて求めた各周波数の成分を合成し、オーバーオール値を算出する。
- (vi) (v) の値に 3dB を加える。\*
- (vii) 他の騒音源の影響を考慮し、特に空気調和装置の吹出口の騒音レベルを合成する。更に表 2.2.13 から修正値を加減し、室の騒音レベル予測値とする。

計算フローチャートを図 2.2.22 に示す。

本予測法により表 2.2.10 に示す B～E 船の 4 隻について計算する。

予測値と実測値の比較を図 2.2.23～図 2.2.26 に示す。また計算表の一部を表 2.2.14 に示しておく。

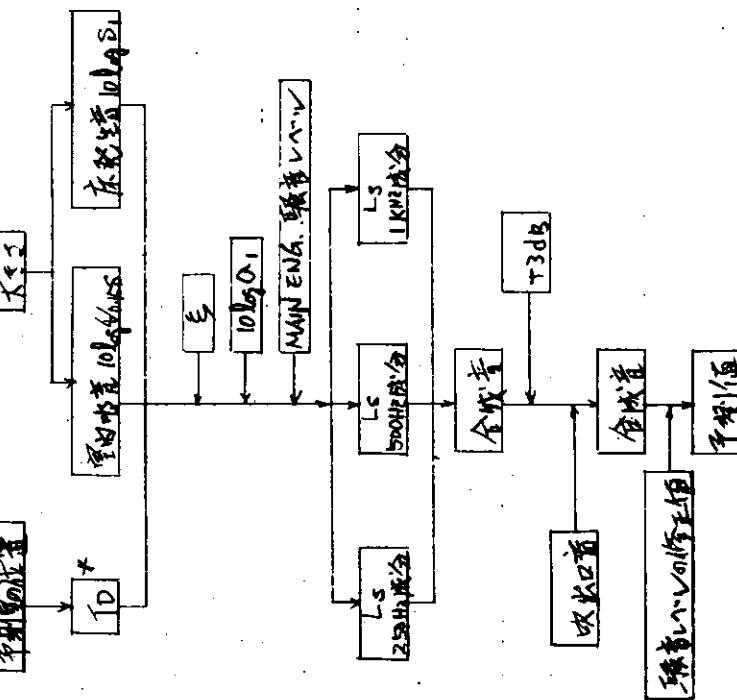
#### (f) 予測精度及び注意事項

表 2.2.10 に各船の適合率を示す。±3dB 以内に納まった率は平均的に見れば 75% 程度である。予測船 4 隻のうち E 船は特に精度が良いが、これは、空気調和装置の吹出口の騒音レベルが判っていたためである。従って吹出口の騒音についても正確に推定出来れば予測精度も更に向上するものと考えられる。

最後に計算結果と実測結果を比較して得られた本予測法の傾向及び注意事項について述べる。

- (i) 上層甲板の居室ほど精度が高い。下層甲板の場合船尾部騒音源の影響が大きいと考えられるが、本予測法では計算条件に含まれていないので誤差が大きくなるものと推定される。
- (ii) 同一甲板上の居室においては前部区画の方が精度が良い。これは、局部的な騒音源の影響が少ないと考えられる。
- (iii) 上層甲板においては、固体音よりも空気調整装置の吹出口からの空気音の影響が大きい。従って吹出口の騒音レベルを正確に推定出来れば、精度はより向上する。
- (iv) 本予測法は船の D.W. の大小には影響されない。
- (v) 居住区型式については、現在は取巻型のみを検討している。分離型の場合には改めて精度を比較する必要がある。

\* 周波数成分を 250Hz, 500Hz, 1kHz の 3 点で推定するためオーバーオールに換算すれば実際よりも小さな値になる。他の周波数成分を考慮に入れた場合、各室共 3dB 程度大きくなっているので合成音は一律 3dB 加えるものとする。



\*：甲板数、フレーム数の数値



図 2.2.22 計算フローチャート

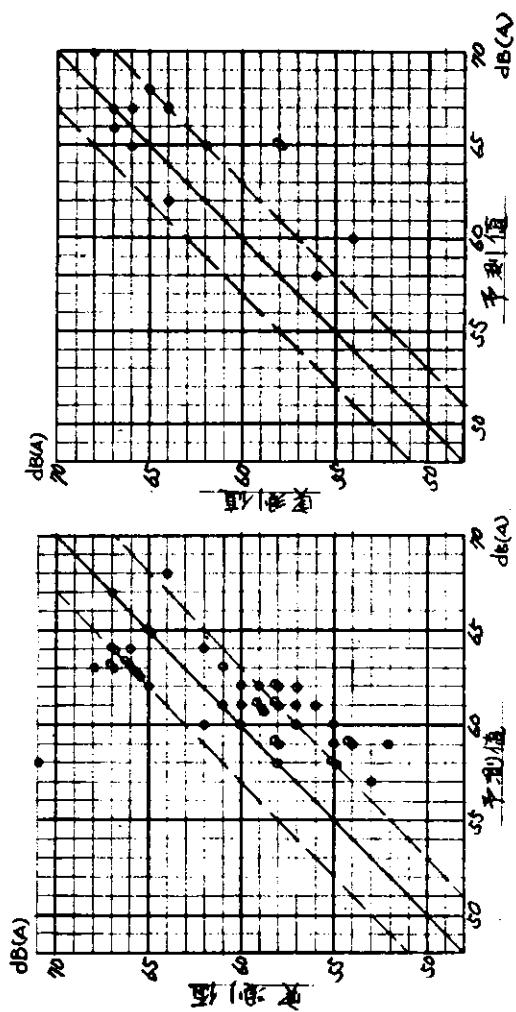


図 2.2.23 B船

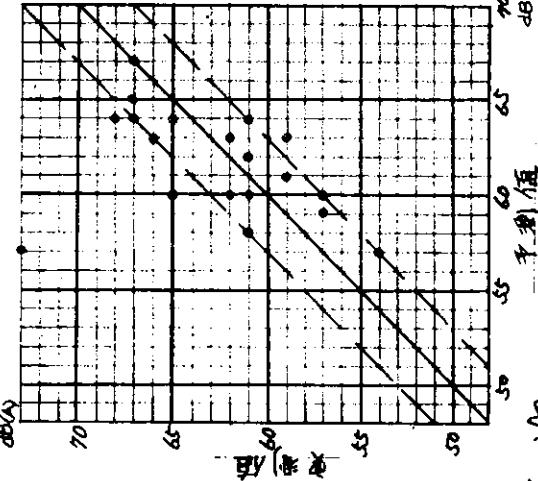


図 2.2.25 D船

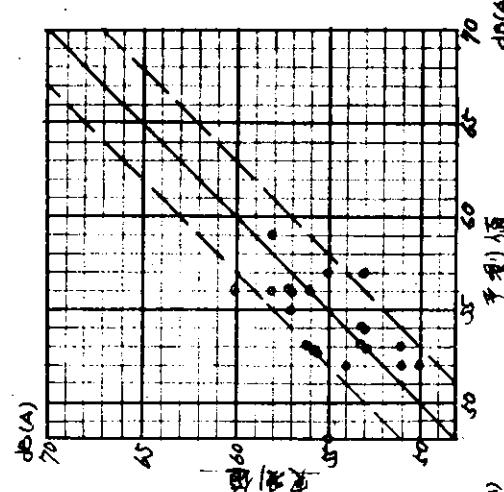


図 2.2.26 E船

表 2.2.14 計算表

		AB. SM(E)		MM(F)		MM(B)		BOY		BO'SN		C/COOK		CREW MESS	
DK 数	UPP. DK 下 $n_1$	3	$2n_1$ 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
	UPP. DK 上 $n_2$	0	$2-1n_2$ 0	0	0	0	0	0	0	1	2.1	1	2.1	1	2.1
(1) $F_R$ . Na	39		39		39		29		39		39		28		
(2) Main Eng. $F_R$ No	25 ~41		25 ~41		25 ~41		25 ~41		25 ~41		25 ~41		25 ~41		
$1.4 \times \{(1)-(2)\}$		0		0		0		0		0		0		0	
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD		17		17		17		17		19.1		19.1		19.1	
<hr/>															
居 室	L	4.8		4.8		4.8		3.3		4.8		4.8		7.7	
	B	2.7		2.5		2.7		4.3		2.7		2.7		5.6	
	H	2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B		12.96		12		12.96		14.19		12.96		12.96		43.12	
B × H		7.29		6.75		7.29		11.61		7.29		7.29		15.12	
+ ) H × L		12.96		12.96		12.96		8.91		12.96		12.96		20.78	
(3) TOTAL		33.21		31.71		33.21		34.71		33.21		33.21		79.02	
(5) $10 \log^4 / 0.15 \times 2 \times (3)$		-4.0		-3.8		-4.0		-4.2		-4.0		-4.0		-7.7	
<hr/>															
(6) $10 \log L \times B$		11.1		10.8		11.1		11.5		11.1		11.1		16.3	
<hr/>															
- (4) + (5) + (6)		-9.9		-10		-9.9		-9.7		-12		-12		-10.5	
<hr/>															
Main Eng. 音	250 Hz 90				500 Hz 97				1 KHz 99						
250 Hz	55.6	55.5	55.6	55.8	53.5	53.5	55.0								
500 Hz	60.1	60.0	60.1	60.3	58.0	58.0	59.5								
1 KHz	58.6	58.5	58.6	58.8	56.5	56.5	58.0								
OVER ALL	63.2	63.1	63.2	63.4	61.1	61.1	62.6								
+ 3 dB	66.2	66.1	66.2	66.4	64.1	64.1	65.6								
AIR COND. 吹出口音	55	55	55	55	55	55	55						55 × 3		
合 成 音	66.5	66.4	66.5	66.7	64.6	64.6	66.6								
修 正 值	3面パクロ +1							2面パクロ +0.5					3面パクロ +1.0		
													VENT. FAN +2.0		
TOTAL	67.5	66.4	66.5	66.7	65.1	64.6	69.6								
予 测 値	68	66	67	67	65	65	70								
実 测 値															

## 2.3 類似船による機関室内騒音予測の研究

船舶における騒音規制が居室につづいて機関室内においても強化されてくる傾向にあり、また隣接する居住区への騒音伝播を減少させるためにも機関室内における騒音対策が重要な課題となってきた。これらの騒音に対する対策を有効かつ経済的に実施していくためには初期設計の段階から精度のよい予測を行なっていく必要がある。

機関室の騒音は1次、2次の固体伝播音と空気伝播音とから成っているが、そのほとんどが空気伝播音であり、この空気伝播音についての予測方法を昨年度の機関分科会において見出したのであるがこの予測方法の精度をさらに向上させるために昨年度に引き継いで研究を行なった。

機関室の騒音予測は機関室の騒音レベルを総合的にみて行なっていかなければならない。すなわち機関室内には数多くの騒音源があるが、レベルの小さい局部的なものに惑わされずに機関室全体の騒音に支配的な影響をもつ主要な音源に着目しこれにより機関室の予測を行なっていくものである。しかし、実際問題として機関室内部の騒音分布を全部理論的に解明する事は不可能かも知れないが一応全体の分布を解明する事により、部分的な騒音レベルの高低についてはさらにその場所に応じた方法により補正を行ない精度の高い予測法とするものである。

一般的には騒音レベルは音源となる機器よりの距離の増加と共に減少する事が知られている。このことを利用して昨年度の研究においては通常航海時の機関室の騒音レベルを主機およびディーゼル発電機よりの距離の関数として推測ができるようにした。

昨年度の研究の成果を土台にして、さらに予測精度を向上させるため、前年度迄に蓄積されている12隻の実船計測データおよび前年度に予測対象とした2隻（S.No1033およびS.No2526）を合わせて14隻を解析対象船として検討を行なった。（SR 156 昭和50年度報告書 6.1.3 参照）

### 2.3.1 機関室内空気音予測の概要

#### (1) 主要音源について

機関室における騒音はそのほとんどが空気音であり、空気音の分布を適確に把握することができれば予測が可能であることより、機関室を音響場的に把握するため音響学的諸定数（吸音率、透過係数）をつかむ努力がなされてきたが、これらの値を正確に求めるためにはさらに機関室の諸元（体積、表面積など）を正確に求める必要があると予想される。実際問題として舾装品が沢山とりつけられている個所の諸元を正確に求めることはむつかしい。またこれによって精度の高い予測に必ずしもつながるとは限らないため、昨年度の研究においては音響学的諸定数を直接には求めず、機関室の主要音源を主機及びディーゼル発電機のみと考え、それぞれの出力をもとに騒音レベルを算出するという方法をとってきた。

また、この際対象とした予測個所を主機上部の周囲のごく狭い範囲に限定して予測を行なったので音源は主機がデッキ上部に突き出している所を2分する高さが適正であるという考え方のもとに主機の場合、シリンダー中心を結ぶ線に両端部のシリンダーの半径をえたものを長さとし、かつシリンダートップがデッキ上に突き出した部分を2分する所を高さとする線音源としてきた。またディーゼル発電機の場合一般的には機器全体がデッキ上にあるという配置となっているので、その中央部の上部を点音源とすることとしてきた。このようにして求めた2個の音源からの推測値を合成することにより機関室の各場所の騒音レベルの推定ができるようになったが、この予測方法を用いて計算した推測値と実船の騒音計測結果とを比較してみると、主機過給機近傍では実測値が予測値を若干上まわり、障壁のかけ、ケーシング内などでは実測値が予測値より若干下まわるような傾向がみられた。

当初に考えていた主機の周囲の限られた位置のみでなく機関室全体について推測値と実測値がかなりの程度適合致することが確認され、また、線音源の位置は必ずしもデッキとの関連で定める必要のないことが推測された。この結果これらの箇所に対し、予測値の補正ができれば機関室の空気伝播音の予測はほぼ満足なものになるとという考え方のもとに本年度は研究を進めてきた。

まず主機過給機と主機を全く別の音源と考えることにより検討を行なった。主機と主機過給機は別の音源であるにもかかわらず常に同時に逆転されているため通常2個の音源を分離する手法（いわゆる暗騒音の補正方法と呼ばれているもの）では分離不可能のため各計測点における実測値と推測値の差に着目することにより、分離をはかる方法を試みた。この結果、分離不能であるという結論に到達した。

さらに主機の線音源の位置については当初に決定した位置（シリンダートップがデッキから突き出た部分を2等分している箇所）に対しては音源というものは本来それがどこにおかれても音源からの距離が一定ならば騒音レベルが一定でなければならないのであるが昨年度に用いたような方法をとる場合同じ主機を積んだ船でも主機とデッキの相対位置が異なれば異なった予測値となる。このような方法を見直し線音源の位置を再検討した結果主機線音源の位置をシリンダートップから主機過給機よりの中間位置に修正すればよいことがわかった。

## (2) 物陰およびエンジンケーシング内の予測

(1)で記載した検討結果は主に主要音源（主機とディーゼル発電機）が直接見通せる場所を対象としており、概略的な騒音分布を予測する場合には有効である。しかし主要音源が陰となって、直接、音源を見通すことのできない場所やエンジンケーシング内では減衰距離の増加や遮音効果、甲板等による絞り効果のため減音量が大きくなり予測の際、誤差の原因となり、精度良い予測が望めない。本年度はこれらの場所へも予測対象を拡げ昨年度の予測方法に補正を施し予測精度の向上を目的とした。

今後精度向上のため、必要とされる補正項目として昨年度の報告書に記載されている(a)主要音源以外の音源影響、(b)物陰および(c)各甲板における開口部の影響につき検討し、補正方法と補正データの作成を行なった。

### (a) 主要音源以外の音源の影響

機関室内の音源として主要音源以外の音源の影響を考慮すべき場所として、軸室近傍、空気圧縮機近傍、機関室通風機近傍、排ガス管近傍がある。これらは機関室全体の騒音分布に影響をおよぼす程の音響出力は有しておらずこれらの音源近傍騒音は単体運転などでの近傍の騒音レベルを主要音源（主機とディーゼル発電機）を対象として予測した騒音レベルに付加して補正を行うことで十分である。なお、空気圧縮機や機関室通風機は使用される機種により騒音レベルが異なることが予想されるため、実船計測からのデータ収集は行なわず、機関制御室や工作室などの近くに配置される場合、必要に応じてメーカよりデータを入手し補正することとした。

また、排ガス管近傍、軸室近傍の補正については排ガス管、プロペラ船尾管から発生する騒音が主機の騒音レベルと分離できない現状であり定量的な補正量を決めるることはできないが、おおよそ軸室で0～6dB高目の補正をみておけば十分であろう。排ガス管の影響は、主機、ディーゼル発電機の騒音レベルが支配的な機関室内では考慮しなくとも十分である。

ただし、エンジンケーシング内などで主機およびディーゼル発電機からの直接音の影響が小さくなり拡散音場が支配的として考えられる場所は補正の対象となることが考えられる。エンジンケーシング内の排ガス管の影響については(c)の項目で述べる。

### (b) 物の陰

デッキ、補機器、タンク、各種制御パネル裏、ディーゼル発電機の直上のデッキ等の場所については直接音が遮音されるため減音量が大きくなる。遮音効果は遮音物の形状、大きさなどにより異なるが、ここでは形状、大きさは考慮せずに受音点側から主要音源が見えない場合にみえない音源の直接音の影響はないものとし、拡散音で予測を行うこととした。

### (c) 各甲板における開口部

各甲板における開口部の影響を考える場合の対象場所としては、エンジンケーシングや機関室内の一部が区画され1個の部屋とみなせるような場所である。

このような場所では機関室内の主要音源からの直接音および拡散音がエンジンケーシング内に流入する際、機関室とエンジンケーシングをつなぐ開口部の大きさによって流入量が異なり、機関室内とは異なった拡散音場が形成されると考えられる。このような開口部の影響を補正する方法を検討し、実船計測船のデータを解析して補正用のデータを作成した。

具体的には昨年度、解析された機関室内のみかけの室定数を補正することにより拡散音レベルの補正を行なった。

エンジンケーシング内では(a)で記述した機関室通風機および排ガス管の影響が考えられるが、依然として主要音源がエンジンケーシング内の騒音レベルに支配的であることは昨年度の報告書で記述されている通り、騒音レベルが開口部の大きさにより大きく影響を受けているということで理解できる。そこで機関室通風機および排ガス管の影響は2次的な補正要素として考えてさしつかえなく、ここでは主要音源のみを対象とした補正方法を考えている。なお、補正データ作成に要する解析用データとして実船での計測データを使用しておりエンジンケーシング以外でこの補正方法が適用できると考えられる対象場所については実船での計測値が揃わず補正データを作成していない。これらの場所については適用例を記述することにした。また、エンジンケーシングの解析は2つの方法を採用して相互の補正データをチェックできるようにした。

以上に記載した予測方法をまとめてフローチャートにして図2.3.1に示した。フローチャートの第2ステップに示している音源に減音対策を施した場合の  $P_1$  ないし  $P_2$  の補正量については、今後データを積み重ねていくことにより充分なものにしていくことができる。

今年度の補正の結果と比較するために昨年度の予測方法による S.Na 1033 および S.Na 2526 の予測値と実測値を比較したものを図2.3.2 及び図2.3.3に示した。これは51年度 SR 156 報告書 364 頁に対応するものである。図中における符号の約束は図2.3.4に示した。

S.Na 1033 及び S.Na 2526 の予測結果をみると既に記載した通り過給機の近傍については実測値が予測値よりも若干大きくなり、物陰、ケーシング内部などでは実測値は予測値よりも若干小さくなっている。

### (3) オクターブバンドスペクトルの予測

前述の通り機関室内の騒音レベルの予測は主機過給機の影響、ケーシングや物陰の検討が加えられ、かなりの精度で可能となったが、さらに、オクターブ・バンド・スペクトルの予測ができれば、今後の防音設計に、非常に有効な情報を与えることとなる。すなわち機関室、制御室、工作室などの規制値の定められた空間の騒音レベルの予測の結果、規制値を越えた場合、影響度の高い周波数帯のレベルを下げることが、有効かつ経済的な対策となるからである。又、居住区に対する二次固体音の影響も無視できぬことが指摘されている。固体中の伝播は周波数により異なる為、初期データである機関室内空気音（特に上甲板裏、ケーシング内）も周波数別に与える必要がある。よって、今年度の課題の一つとして、機関室内オクターブ・バンド・スペクトルの予測に取り組むこととした。

本予測に際しては、以下の考え方を従った。

(a) 音源から発する、騒音のオクターブ・バンド・スペクトルのパターンは、機関室内程度の空間では変化しない。

(b) 騒音レベルの予測同様、音源を主機及び発電機としても十分な精度で予測可能である。

これにより、予測法は簡略化され、実用性をもつに至った。また、これらの妥当性については解析対象船12隻に適用した結果、ほぼ満足すべき適合率がえられることにより裏付けられた。

又、解析対象船12隻につき主機、ディーゼル発電機のオクターブ・バンド・スペクトルを調査した結果、機関型式、機関出力に関係せず、それぞれ類似したパターンを有することが明らかとなり、これらを“主機の代表パターン”“発電機の代表パターン”と称し、簡単な予測法に使用することとした。

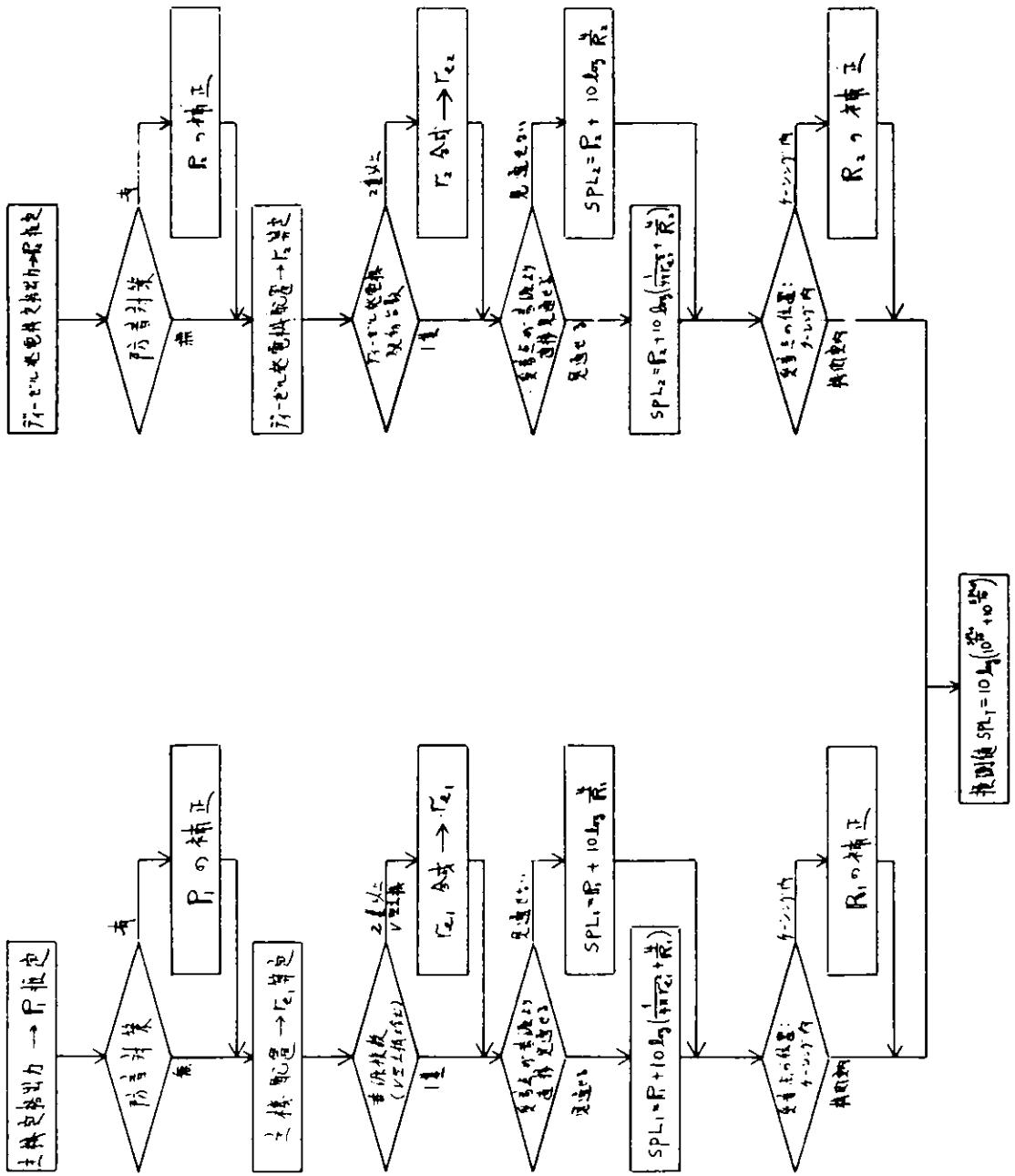


図 2.3.1 機関室内騒音予測のフローチャート

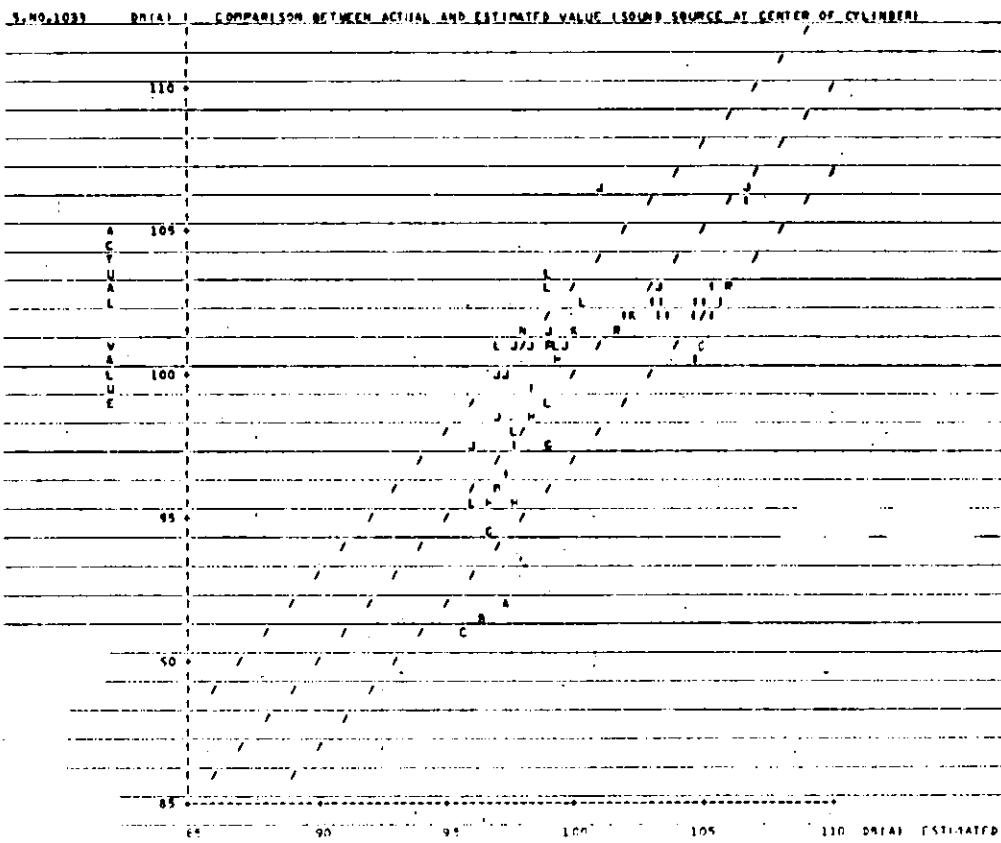


図 2.3.2 S.N.1033 騒音予測値と実測値の比較

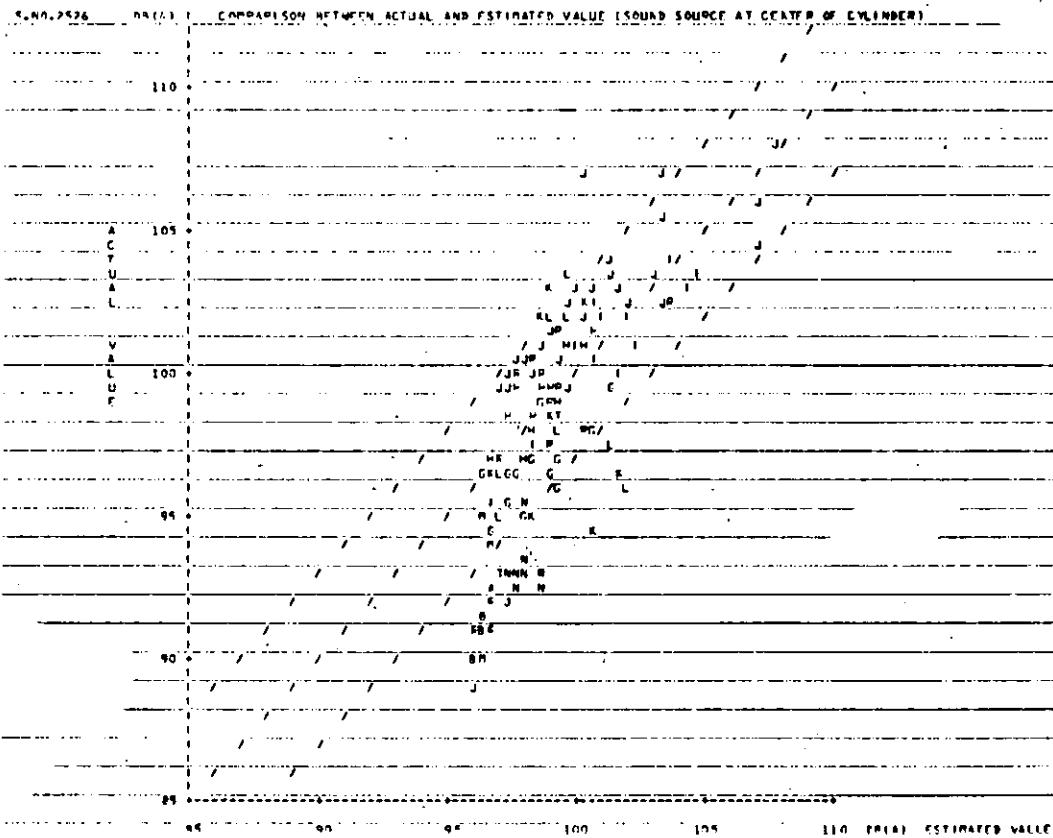


図 2.3.3 S.N.2526 騒音予測値と実測値の比較

右図に加うるに次の符号を使う

・R：同じ箇所に2回重複した場合

・T：“3回”

・F：“4回以上”

・M：主機およびディーゼル発電機を直接見通せない箇所

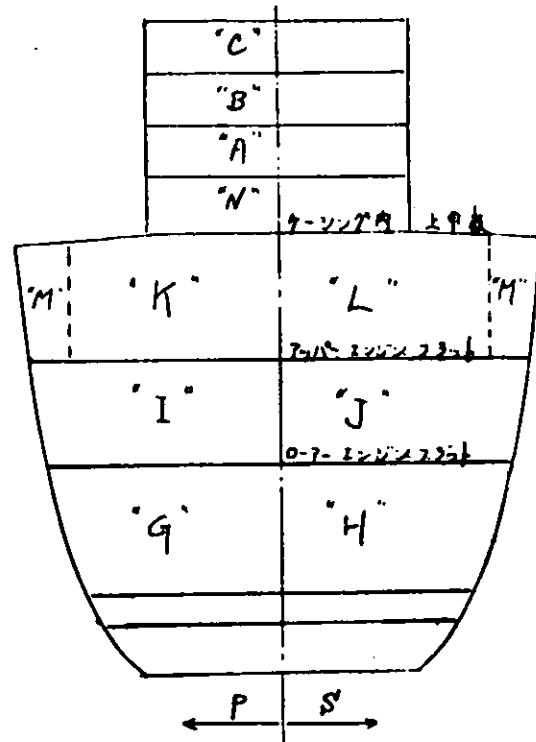


図 2.3.4 機関室内各部符号命名法

#### (4) 制御室・工作室内騒音の予測

制御室や工作室のように機関室内にあって独立した閉空間と見なせる場所においては、その室内騒音レベルを予測する場合、隣接空間としての機関室からの透過音レベルのみならず、主補機やプロペラからの一次固体音レベルと機関室内音による二次固体音レベルを計算する必要がある。

理論的な予測の手法そのものは、居住区各室と同様に扱うことによってレベルを求めることもできるが、居住区各室と制御室や工作室で明らかに異なる点は、前者の騒音が固体音を主成分としているのに対し、後者のそれには機関室からの透過音が固体音と同等あるいはそれ以上あるという点である。

一般的に言って初期計画時の制御室や工作室については配置を除いて内装仕様などは定まっていない場合が多く、単に経験的にグレードを指定するだけのことが多い。又、固体音レベルの予測方法も現時点では確立されてはいない。

したがって、本予測方法では最終的な室内外の騒音レベル差を遮音度という概念で捕え、各船の配置状況と予想される内装グレードに基づいてこの遮音度を適宜選択し、それに機関室に面する側壁面積の補正を加えた値を室外予測騒音値から減することによって室内騒音レベルを求ることとした。

本予測方法によれば50年度報告書の第9章で論じられた主機やディーゼル発電機から制御室・工作室に至る距離の効果は室外音レベルを求める際の空気音レベル計算によって与えられ、固体音と空気音の分離とか複合壁構造の解析による煩雑な計算を省略して簡便なレベル予測が可能となる。

### 2.3.2 機関室内空気音予測方法の検討

#### (1) 主要音源の取り扱い

##### (a) 主機過給機の音源の主機音源よりの分離

主機過給機と主機とは本来別の音源であるにもかかわらず常に同時に運転されているので通常よく知られている2個の異なる音源の騒音の分離方法（いわゆる暗騒音の補正方法と呼ばれているもの）では分離不可能である。しかしながら主機過給機の近傍では主機と同じ距離にあっても主機過給機に近い方の測定点の方がそうでない所より実測値が大きくなるという特徴をとらえ、これらの点の実測値と推測値の差をもとにして解析を試みたのであるが予測した成果は得られなかった。この計算が不可能であるという事を立証するために以下にその計算過程を示す。

主機過給機がとりつけられている主機の構造よりみるとシリンダー部分についてはシリンダー中央部において各シリンダーを結ぶ線を線音源とする音源とし、過給機部分については過給機の中心部を音源の中心とする点音源とするのが妥当と予想されるので、分離を行なうため次の如く解析を行なってみた。

符号を次のように設定する。

主機に関する添字	1
ディーゼル発電機に関する添字	2
主機過給機に関する添字	3
上記3個の機器を合成したものに関する添字	T
予測値に関する添字	E
実測値に関する添字	A

図2.3.1記載の(2.3.1)式及び(2.3.2)式をエネルギーベースに書き直して

$$SPL_1 = P_1 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (2.3.1)$$

$$SPL_2 = P_2 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (2.3.2)$$

それぞれ(2.3.3)式及び(2.3.4)式を得る。

$$\frac{SPL_1}{10^{10}} = \frac{P_1}{10^{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (2.3.3)$$

$$\frac{SPL_2}{10^{10}} = \frac{P_2}{10^{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_2^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (2.3.4)$$

(2.3.3)式における $P_1$ は過給機を含んだ主機のパワーレベルをあらわしているので、主機の予測値として計算される式は $10^{10}$ のかわりに $10^{10} + 10^{10}$ として次のようなになる。

$$\frac{SPL_{1E}}{10^{10}} = \left( 10^{10} + 10^{10} \right) \left( \frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (2.3.5)$$

又、主機の実測値 $SPL_{1A}$ は通常航海時の騒音レベルよりディーゼル発電機単独運転時の予測値 $SPL_{2E}$ を引いたものであり、この値は主機および主機過給機のそれぞれの音源の位置からの騒音レベルを合成したものに等しいと考えてよいから次式が成立する。

$$\frac{SPL_{1A}}{10^{10}} = \frac{SPL_{1E}}{10^{10}} - \frac{SPL_{2E}}{10^{10}} = \frac{P_1}{10^{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R_1} \right) + \frac{P_2}{10^{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_2^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (2.3.6)$$

これより実測値と予測値の差は次式であらわされる。

$$\frac{SPL_{1A}}{10^{10}} - \frac{SPL_{1E}}{10^{10}} = P_2 \left( \frac{1}{4\pi r_2^2} - \frac{1}{4\pi r_1^2} \right) \quad (2.3.7)$$

$r_1 > r_2$  の時は

$$P_2 = 10 \log \left( \frac{SPL_{1A}}{10^{10}} - \frac{SPL_{1E}}{10^{10}} \right) - 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_2^2} - \frac{1}{4\pi r_1^2} \right) \quad (2.3.8)$$

$r_1 < r_2$  の時は

$$P_2 = 10 \log \left( \frac{SPL_{1E}}{10^{10}} - \frac{SPL_{1A}}{10^{10}} \right) - 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_1^2} - \frac{1}{4\pi r_2^2} \right) \quad (2.3.9)$$

と表現される。

ここで

$$\Delta SPL = 10 \log \left| 10^{\frac{SPL_{1A}}{10}} - 10^{\frac{SPL_{2E}}{10}} \right| \quad (2.3.10)$$

$$\delta r = 10 \log \left| \frac{1}{4\pi r_3^2} - \frac{1}{4\pi r_1^2} \right| \quad (2.3.11)$$

とおくと

$$P_3 = \Delta SPL - \delta r \quad (2.3.12)$$

とかける。

昨年度に於て実船計測を行なった S.No 2526 の計測点のうち代表的と考えられる数点について図面より  $r_1$ ,  $r_3$  を求めこれより  $\Delta SPL$  及び  $\delta r$  を計算し  $P_3$  を求めた。この結果を表 2.3.1 に示す。表中位置の記号は図 2.3.4 に対応するもので、これにより計測点の位置を表現している。

表 2.3.1 S.No 2526  $P_3$  の計算結果

計測点番号	位置符号	主機		$\delta r$	ディーゼル発電機		SPL <sub>TA</sub>	SPL <sub>TA</sub> - SPL <sub>2E</sub> = SPL <sub>1A</sub>	$\Delta SPL$	$P_3$	
		$r_1$	SPL <sub>1E</sub>		$r_2$	SPL <sub>2E</sub>					
3	G	5.63	98.7	8.28	-28.7	9.43	94.3	97.5	94.7	96.5	125.2
8	G	10.62	95.3	13.79	-35.4	20.4	90.5	96.5	95.2	78.9	114.3
13	H	7.64	96.9	7.24	-38.1	12.5	92.6	99.5	98.6	93.7	131.8
34	G	8.14	96.5	10.40	-33.3	16.69	91.2	95.5	93.5	93.5	126.8
40	H	10.14	95.5	9.27	-38.2	15.70	91.5	97.0	95.6	79.2	117.4
70	I	8.69	96.2	9.6	-37.2	10.50	93.6	97.5	95.2	89.3	126.5
121	K	7.45	97.0	7.16	-39.3	14.30	91.9	103.0	102.6	101.2	140.5
128	L	7.30	97.1	3.72	-23.7	10.34	93.7	103.5	103.0	101.7	125.4
130	L	7.76	96.8	4.39	-25.5	8.01	95.4	102.0	100.9	98.8	124.3

主機過給機が実際には主機の音源と別の位置にあるにもかかわらず、主機の音源と同じ位置にあるように仮定して推測値を計算した結果生じる実測値と推測値の誤差を追求することにより  $P_3$  を求めようとしたものである。個々の計測点については計測誤差があるので、特定の 1 個の計測点ではなく代表的と考えられる数点について  $P_3$  を計算し、その平均値を求める事により、誤差が相殺される。表 2.3.1 の  $P_3$  の計算結果より、その平均値を求めると 125.8 dB(A)になる。

$$P = P_1 + P_3$$

とすると昨年度の結果により  $P = 123.5$  dB(A)であり、 $P_3 = 125.8$  dB(A)と求められているから  $P_1$  を非現実的ではあるが仮想の吸着源と考えて、計算を行なってみると

$$P_1 = -10 \log (10^{12.58} \cdot 10^{12.35}) = -121.9 \text{ dB(A)}$$

このようにして求めた  $P_1$  や  $P_3$  によりあらためて計測点数点に対し予測値を計算し、その結果を昨年度の予測結果と比較してみた。

表 2.3.2 の中で  $K_R$  ( $r_i$ ) は  $10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_i^2} + \frac{l}{R_i} \right)$  ( $i = 1, 2$ ) をあらわすものとする。

この計算結果に考察を加えると次の通りである。

$P_1$ ,  $P_3$  の位置の採り方によって分離結果は異なる。主機過給機をこのような解析によって主機より真の意味で分離することは不可能である。しかし補正の目的は達せられ、予測精度は可成り向上することが期待出来る。

表 2.3.2 主機過給機の主機より分離後の予測値と実測値の比較

		主機過給機の主機より分離後の予測結果							昨年度の方法による予測結果		
計測点番号	実測値 SPL <sub>TA</sub>	SPL <sub>1E</sub> (P <sub>1</sub> = -121.9)		SPL <sub>3E</sub> (P <sub>3</sub> = 125.8)		SPL <sub>1E</sub> + SPL <sub>3E</sub>	SPL <sub>2E</sub>	SPL <sub>TE</sub>	SPL <sub>TA</sub> との差	SPL <sub>TE</sub>	SPL <sub>TA</sub> との差
		K <sub>R(r_1)</sub>		K <sub>R(r_3)</sub>							
3	97.5	24.8	- 97.1	- 27.1	98.7	93.6	94.3	97.0	0.5	99.1	- 1.6
9	96.5	25.3	- 96.6	- 27.8	98.0	92.4	91.0	94.8	1.7	97.8	- 1.3
21	99.5	23.0	- 98.9	- 26.1	99.7	92.0	98.1	99.1	0.4	101.4	- 1.9
22	98.0	23.4	- 98.5	- 26.2	99.6	93.1	95.1	97.2	0.8	100.4	- 2.4
31	96.0	25.2	- 96.7	- 26.9	98.9	94.9	93.5	97.3	- 1.3	99.2	- 3.2
32	95.0	26.6	- 95.3	- 27.8	98.0	94.7	92.3	96.7	- 1.7	98.0	- 3.0
123	102.0	27.0	- 94.9	- 26.9	98.9	96.7	91.2	97.8	4.2	98.6	3.4
126	102.0	26.6	- 95.3	- 24.2	101.6	100.4	92.3	101.0	1.0	99.2	2.8
128	103.5	26.4	- 95.5	- 21.8	104.0	103.3	93.7	103.8	- 0.3	99.7	3.8

ただ本解析方法では線音源 P<sub>1</sub>を吸音源にせざるを得ないこと、音源が他の音源である P<sub>3</sub>に集中することから論理上大きな矛盾があることがわかった。

### (b) 主機音源の位置の移動のための検討

主機過給機の分離についての検討の結果は上記のようになつたので補正の手段として主機の線音源を過給機の方向へ移動することとし、この移動量を算出するため以下の検討を行なつた。

SPL<sub>1A</sub>, SPL<sub>1E</sub>, r<sub>e</sub>, r<sub>eN</sub> を次のように仮定する。

SPL<sub>1A</sub> …… 機関室内の過給機を含む主機による騒音レベルの実測値

SPL<sub>1E</sub> …… 過給機を含む主機のシリンダーの中央部を結んだ線上に線音源があるものと仮定して計算した騒音レベルの推測値

r<sub>e</sub> …… 上記SPL<sub>1E</sub> 算出のために仮定した線音源より受音点迄の等価距離

r<sub>eN</sub> …… 主機より過給機の方向に線音源を若干移動させると考えた時の線音源より受音点迄の等価距離

P …… 過給機を含んだ主機の音源のパワーレベル (Qを含む)

主機による騒音の推測値はシリンダーの中央部で考えており、実測値はその位置より過給機の側に移動した所からとするのが妥当であることより次の 2 式が成り立つ。

$$10^{\frac{SPL_{1A}}{10}} = 10^{\frac{P}{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_{eN}^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2.3.13)$$

$$10^{\frac{SPL_{1E}}{10}} = 10^{\frac{P}{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2.3.14)$$

(2.3.13) 式より (2.3.14) 式を引いて次式が成り立つ。

$$\frac{1}{r_e^2} = \frac{1}{r_e^2} + 4\pi \frac{\frac{SPL_{1A}}{10} - \frac{SPL_{1E}}{10}}{10^{\frac{P}{10}}} \quad (2.3.15)$$

(2.3.15) 式に於て右辺の値は該当する計測点の実測値がわかり、その計測点と音源との相対位置がわかれればすべて既知となるので r<sub>eN</sub> の値は求めることが出来るが、移動した線音源の位置は定まらない (即ち線音源の

位置は受音点を中心として半径  $r_{eN}$  の円上にある。) このため次のような解析を行なった。  
記号を次の如く定める。

- $r_1$  …… 音源の一端から受音点迄の距離
- $r_2$  …… 音源の他端 “
- $L$  …… 線音源の長さ
- $\theta$  …… 受音点が音源の両端を結んで作る角
- $\theta_1$  …… 音源の一端に於て線音源と受音点を結ぶ線のなす角
- $\theta_2$  …… “ 他端 “
- $d$  …… 受音点から線音源迄の垂直距離
- $N$  …… 上記各値の移動後の線音源に対する添字

図2.3.5に於て

$$\frac{d_N}{L_1} = \tan \theta_{1N} = \tan (\theta_1 - \Delta \theta_1) = \tan \theta_1 - \Delta \theta_1 \cdot \sec^2 \theta_1 = \frac{d}{L_1} - \left(\frac{r_1}{L_1}\right)^2 \Delta \theta_1$$

$$\therefore \Delta d = d - d_N = \frac{r_1^2}{L_1} \Delta \theta_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.16)$$

$$\text{同様に } \Delta d = d - d_N = \frac{r_2^2}{L_2} \Delta \theta_2 \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.17)$$

(2.3.16) 式及び (2.3.17) 式を加え合わせて

$$\Delta \theta = \Delta \theta_1 + \Delta \theta_2 = \left( \frac{L_1}{r_1} + \frac{L_2}{r_2} \right) \Delta d$$

$$\left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2 = \frac{\frac{L_1 d_N}{\theta_N}}{L_e \cdot d} = \frac{d_N \cdot \theta}{\theta_N \cdot d} = \frac{1 - \frac{\Delta d}{d}}{1 + \frac{\Delta \theta}{\theta}}$$

$$1 - \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2 = \frac{\Delta d}{d} + \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2 \frac{\Delta \theta}{\theta} =$$

$$\frac{\Delta d}{d} \left\{ 1 + \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2 \frac{d}{\theta} \left( \frac{L_1}{r_1^2} + \frac{L_2}{r_2^2} \right) \right\}$$

$$\therefore \Delta d = \frac{1 - \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2}{1 + \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2 \frac{d}{\theta} \left( \frac{L_1}{r_1^2} + \frac{L_2}{r_2^2} \right)} d =$$

$$\frac{1 - \left(\frac{r_{eN}}{r_e}\right)^2}{1 + \frac{r_{eN}}{L} \left( \frac{\cos \theta_1}{r_1} + \frac{\cos \theta_2}{r_2} \right)} d$$

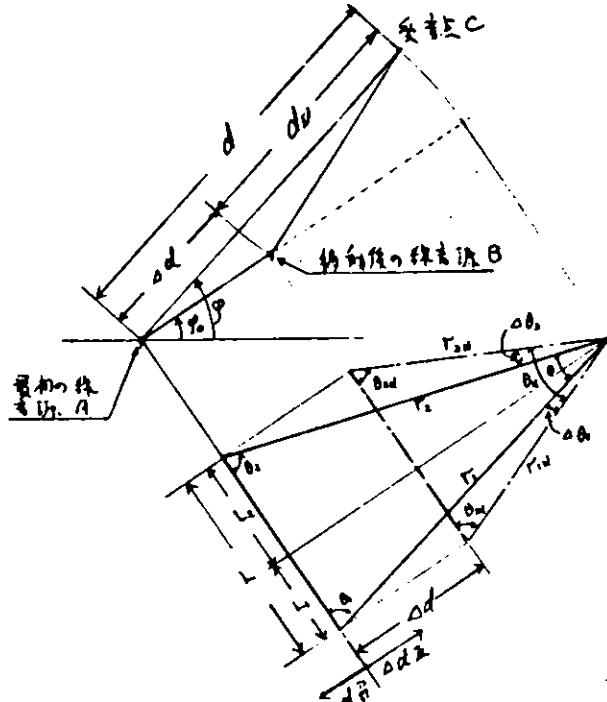


図2.3.5 線音源移動解析方法

..... (2.3.18)

最初に仮定した線音源（以下A点とする）と受音点（以下C点とする）を結ぶ線上でAより $\Delta d$ だけ離れた個所で $\overline{AC}$ に垂直に交わる線上に移動すべき線音源があると考えられる。したがって2点以上の受音点について $\overline{AC}$ の線上での $\Delta d$ の値を求めてこれに垂直に交わる直線を作ればこれらの交点が求めるB点になる筈である。A点に於て水平な線と受音点Cのなす角を $\varphi$ とし、同じくA点においてBが水平な線となす角を $\varphi_0$ 。とすれば $\overline{AC}$ のA点より $\Delta d$ だけ離れた点の集合は $\overline{AB}$ を直径とする円上にあることになるから $\overline{AB}$ の値を $\Delta a$ として、これを直径とする極方程式

$$\Delta d = \Delta a \cos(\varphi - \varphi_0) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.19)$$

を作ることが出来る。解析の対象となる船について $\Delta d$ と $\varphi$ を計算により求めその結果をプロットしてみると図2.3.6の×印のようになり、これより $\Delta a$ 、 $\varphi_0$ が求められる。このような考え方で解析対象船について上記の計算を行ないその点をプロットした。実際にはプロットした点はばらついているが、以上の考え方で移動すべき点を求め、その結果をS.No 2526の例について図2.3.7に示した。なお、この場合、移動前の線音源の位置を主機のトップにとり、そこから適正な線音源の移動位置を求めるという方法をとった。移動前の線音源の位置と移動後の位置の関係を図2.3.8に示した。

解析対象船全船について上記の移動位置を求めるときその平均的な位置は主機のトップと同じ高さでかつ主機の中心と主機過給機の中心間距離の半分程度の所となる。

最初の線音源の位置に於ける予測値と実測値の比較はS.No 1033及びS.No 2526について、それぞれ図2.3.2および図2.3.3に示されているがこれらの場合について線音源の位置を主機のトップ迄移動させた場合については図2.3.9及び図2.3.10に示し、主機のトップより更に過給機側に主機と過給機の水平距離の $\frac{1}{2}$ だけ移動させた場合については図2.3.11および図2.3.12に示す。V型主機の場合2個の独立した線音源と考え、この2個の音源を合成して1個の音源と考える。解析対象船では‘E’船がこれに該当する。

なお、移動後の線音源の位置をもとに予測値を計算する際には、物陰など音源から直接見通せない受音点に対しては直接音が到達しないという考え方で計算を行なっている。この計算方法については‘2.3.2(2)補正方法’を参照のこと。

図2.3.9より図2.3.12迄の図を考察する事により次の結論がえられる。昨年度に設定した線音源の位置を主機のトップより更に主機過給機側に主機過給機迄の距離の $\frac{1}{2}$ だけ移動させた場合に精度が最もよくなることがわかった。なお、実用上は主機のトップに線音源を移動させるだけで予測を行なって差し支えない。

### (c) 線音源移動後の騒音予測曲線と実測値との対比

昨年度に作成した主機についての騒音予測曲線（51年度報告書図9.3.13～27参照）は主機線音源より各受音点迄の等価距離を横軸にとり縦軸に実測値をプロットしてこれより(2.3.1)式に対応する曲線を描き、これをもとに各船の $P_1$ を求めているものであるが、この方法によるとディーゼル発電機近傍の測定点についての実測値は上記の曲線上よりかなり大きな値になるという結果になっている。これらを改善し、 $P_1$ および $P_2$ の予測結果と実測値との比較を行なうため(2)‘補正方法’に於て記載する拡散音レベルと実測値との偏差が容易に求められるようにするために、横軸に主機及びディーゼル発電機からの合成等価距離をとり、縦軸に実測値をプロットし、またこれに対応する予測曲線を描いたものである。この式の計算方法を以下に示した。

直接音成分に対する添字をr、拡散音成分に対する添字をR、他の添字は2.3.2(1), (a)の場合と同様の記号をとり(2.3.1)式及び(2.3.2)式を直接音成分と拡散音成分に分離した。

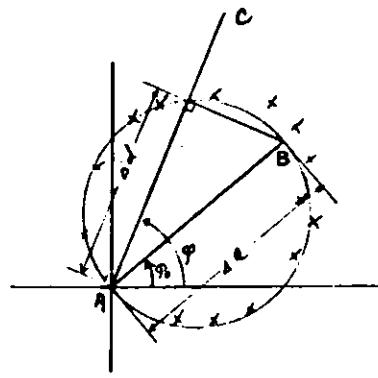


図2.3.6 線音源移動方法

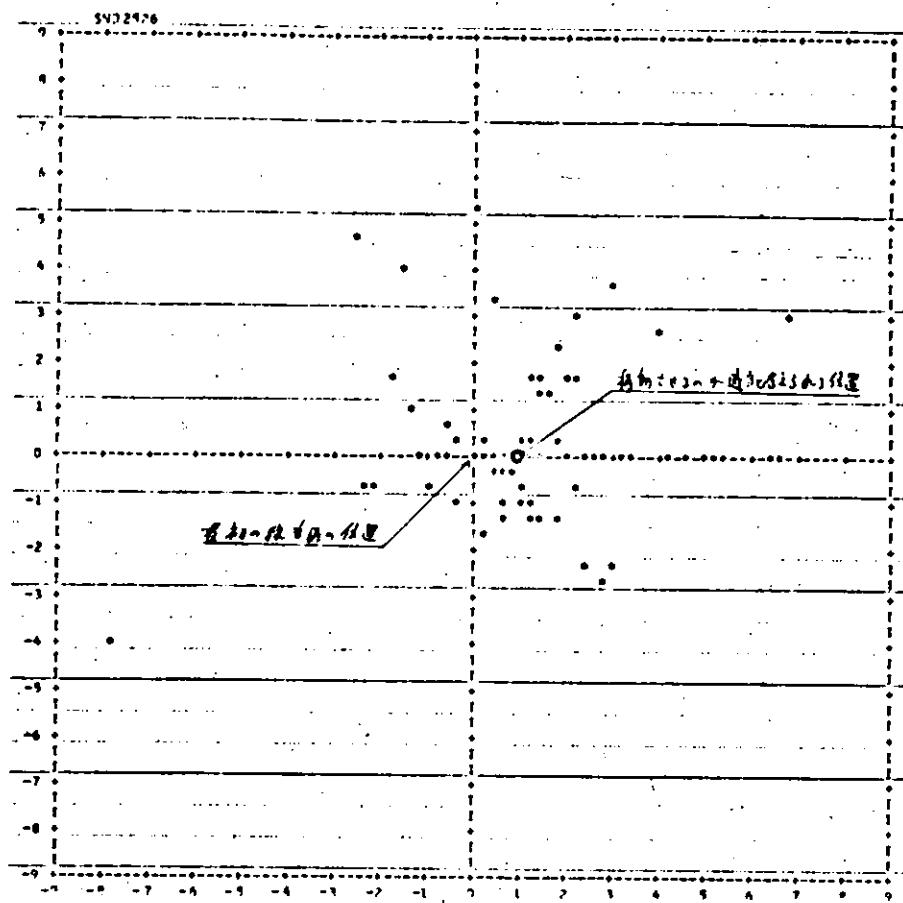


図 2.3.7 S.№ 2526 線音源移動のための計算結果

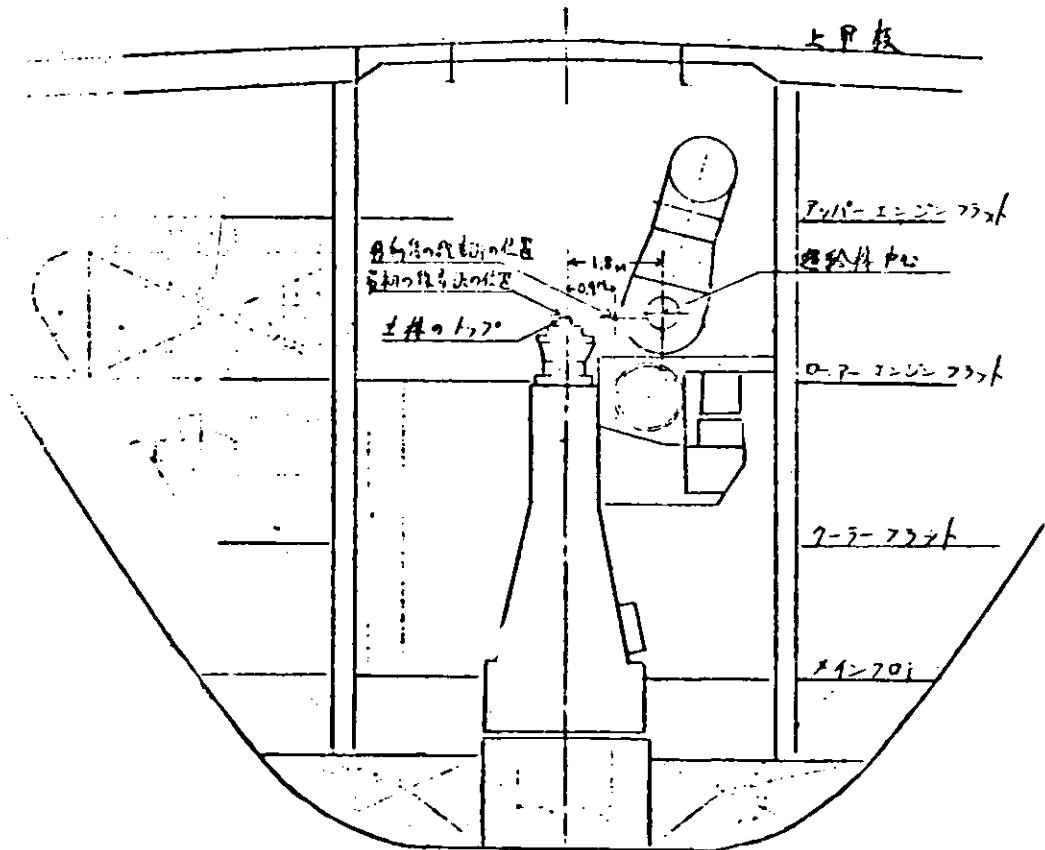


図 2.3.8 S.№ 2526 最初に仮定した線音源と移動後の線音源の位置の関係

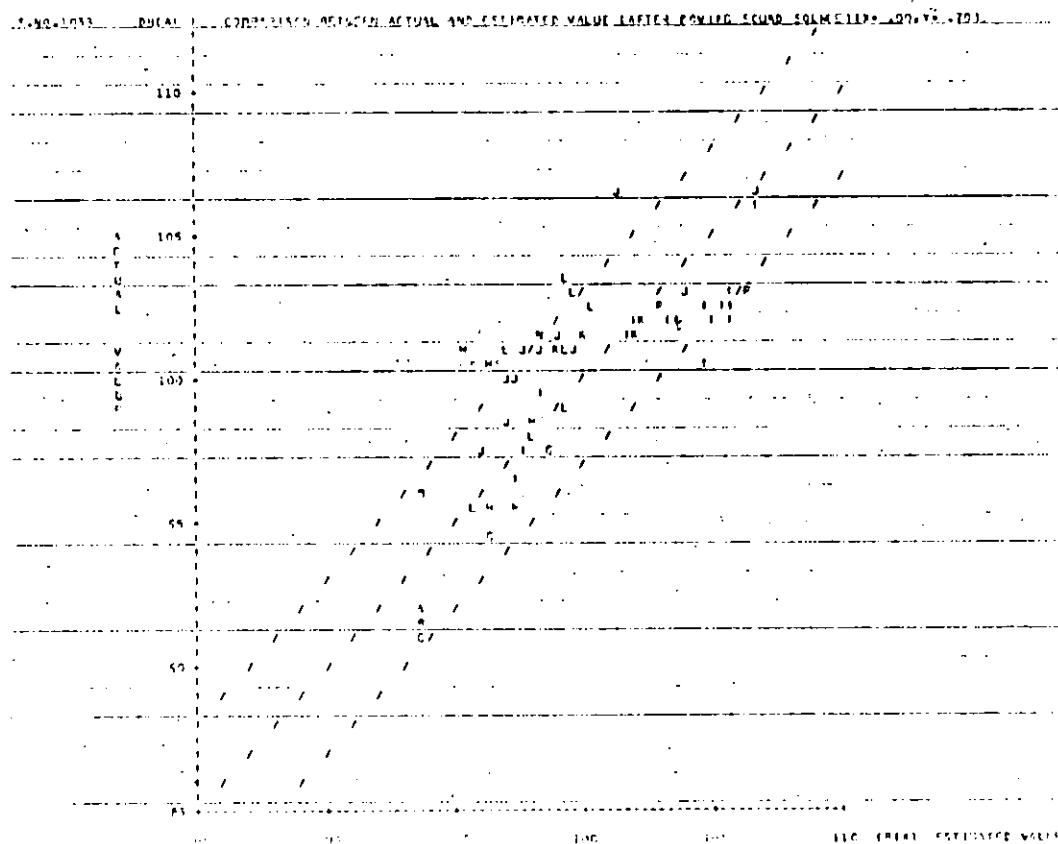


図 2.3.9 S.№1033  
主機の線音源の位置を主機のトップ迄移動させた場合の予測値と実測値の比較

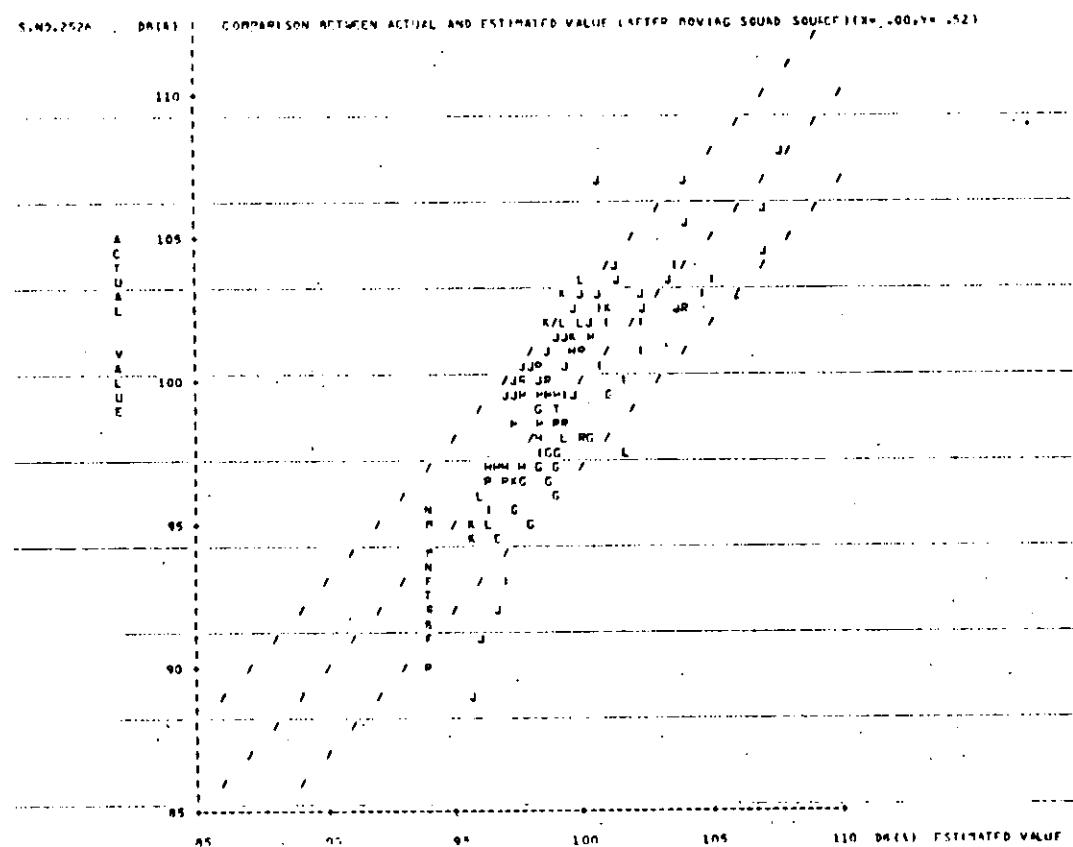


図 2.3.10 S.№2526  
主機の線音源の位置を主機のトップ迄移動させた場合の予測値と実測値の比較

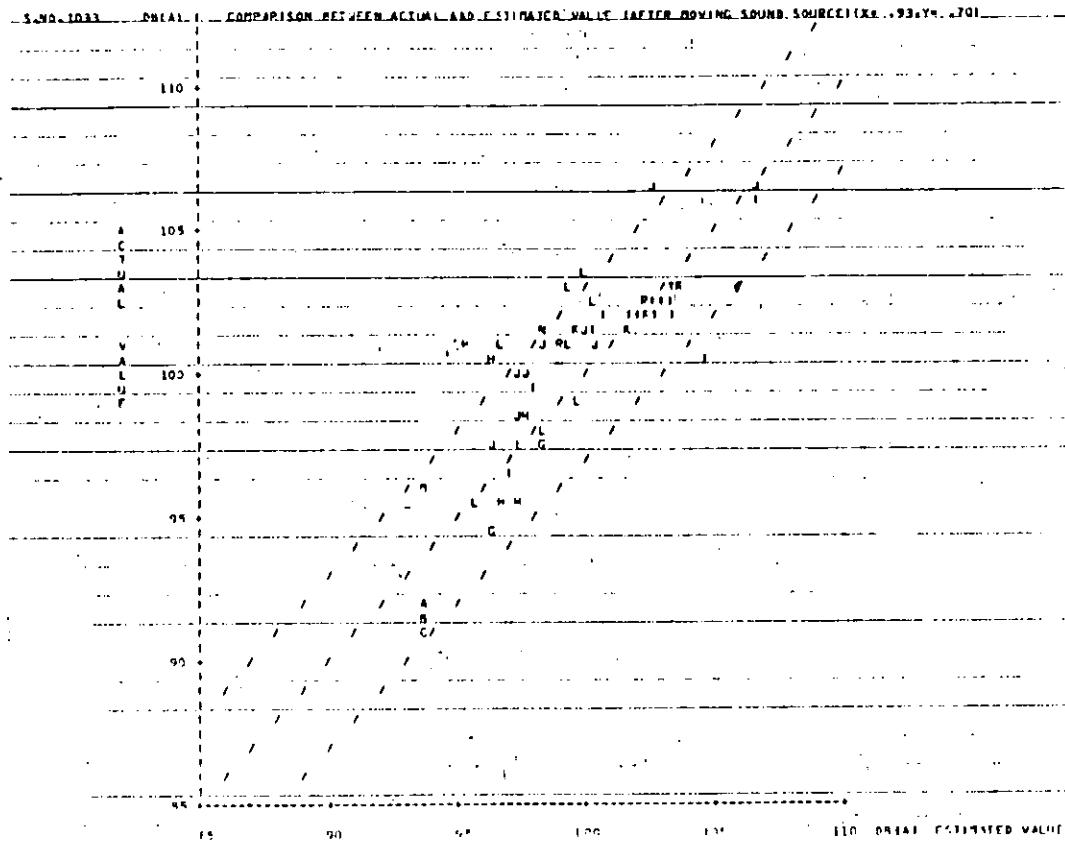


図 2.3.11 S.N.1033 主機の線音源の位置を主機のトップ迄移動し、更に過給機側へその距離の半分だけ移動させた場合の予測値と実測値の比較

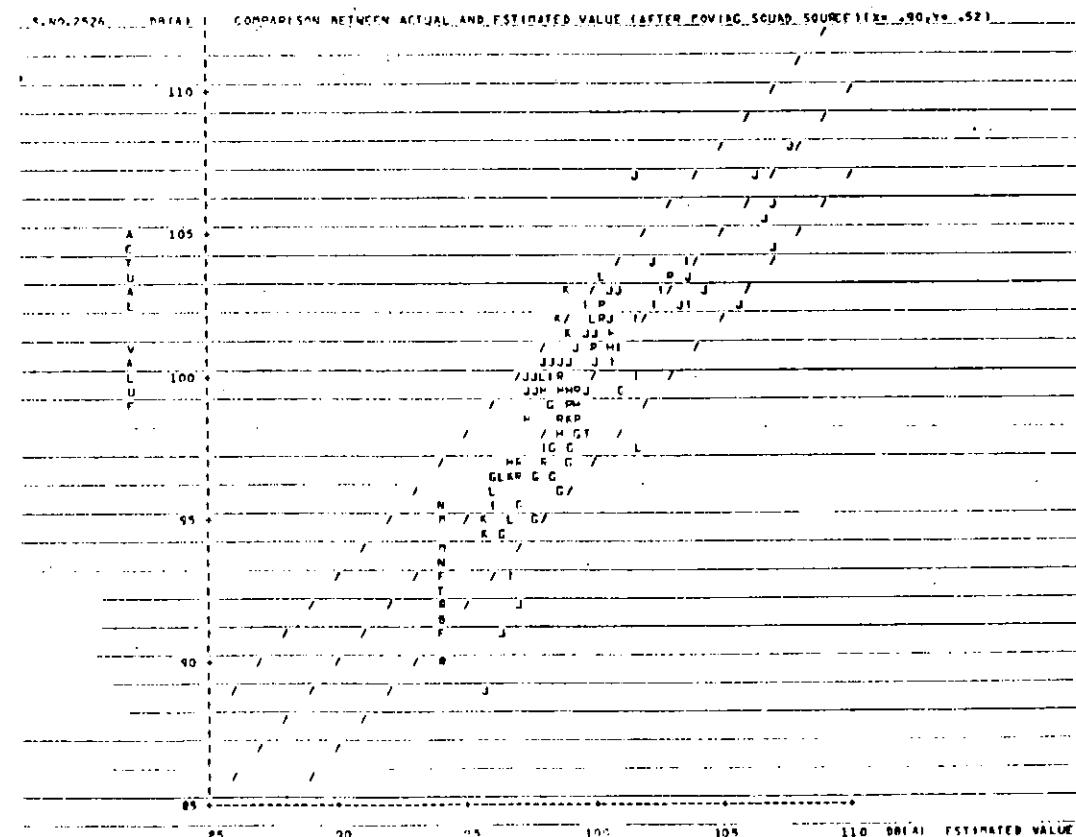


図 2.3.12 S.N. 2526 主機の線音源の位置を主機のトップ迄移動し更に過給機側へその距離の半分だけ移動させた場合の予測値と実測値の比較

$$10^{\frac{SPL_1}{10}} = 10^{\frac{P_1}{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R_1} \right) = 10^{\frac{SPL_{1r}}{10}} + 10^{\frac{SPL_{1R}}{10}} \quad (2.3.20)$$

$$10^{\frac{SPL_2}{10}} = 10^{\frac{P_2}{10}} \left( \frac{1}{4\pi r_2^2} + \frac{4}{R_2} \right) = 10^{\frac{SPL_{2r}}{10}} + 10^{\frac{SPL_{2R}}{10}} \quad (2.3.21)$$

主機とディーゼル発電機を加え合わせたものに対する添字をTとする

$$\begin{aligned} 10^{\frac{SPL_{Tr}}{10}} &= 10^{\frac{P_1}{10}} + 10^{\frac{P_2}{10}} = \left( 10^{\frac{P_1}{10}} + 10^{\frac{P_2}{10}} \right) \left( \frac{\frac{10^{10}}{P_1}}{\frac{10^{10}}{P_1} + 10^{\frac{P_2}{10}}} \frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{\frac{10^{10}}{P_2}}{\frac{10^{10}}{P_1} + 10^{\frac{P_2}{10}}} \frac{1}{4\pi r_2^2} \right) \\ &= \frac{\frac{P_1}{10^{10}} + 10^{\frac{P_2}{10}}}{4\pi r_e^2} \end{aligned} \quad (2.3.22)$$

$$\text{但し } \frac{1}{r_e^2} = \frac{\frac{10^{10}}{P_1}}{\frac{10^{10}}{P_1} + 10^{\frac{P_2}{10}}} \times \frac{1}{r_1^2} + \frac{\frac{10^{10}}{P_2}}{\frac{10^{10}}{P_1} + 10^{\frac{P_2}{10}}} \times \frac{1}{r_2^2} \quad (2.3.23)$$

$$\text{又 } 10^{\frac{SPL_{1R}}{10}} = \frac{4 \cdot 10^{\frac{P_1}{10}}}{R_1}, \quad 10^{\frac{SPL_{2R}}{10}} = \frac{4 \cdot 10^{\frac{P_2}{10}}}{R_2} \quad \text{より}$$

$$10^{\frac{SPL_{Tr}}{10}} = 4 \left( \frac{10^{\frac{P_1}{10}}}{R_1} + \frac{10^{\frac{P_2}{10}}}{R_2} \right) \quad (2.3.24)$$

(2.3.22) 式及び (2.3.24) 式を加え合わせて

$$10^{\frac{SPL_T}{10}} = 10^{\frac{SPL_{Tr}}{10}} + 10^{\frac{SPL_{TR}}{10}} \quad (2.3.25)$$

移動後の線音源をもとに、横軸に (2.3.23) 式内に表現されている合成等価距離  $r_e$  をとり縦軸に  $SPL_T$  をとってこれに対する騒音予測曲線を作成し、 $r_e$  に対応する実測値をプロットした。S.No 1033 および S.No 2526 についてのグラフを図 2.3.25 および 図 2.3.26 に示す。図中の記号は図 2.3.4 によるものとする。M で表示されている物陰、N, A, B, C 等で表示されているケーシング内等に予測曲線に対し実測値が離れた値を示しているものが多いがこれらに対する補正方法について(2)項に記載する。

## (2) 補正方法

2.3.1(2)で述べた補正項目について、つきの計算式で補正を行う。

### (a) 主要音源以外の音源の影響を考慮した補正

主要音源（主機とディーゼル発電機）を対象として予測した予測レベルを  $SPL(A)$  とし、空気圧縮機および機関室通風機から 1 m 離れた場所でこれらの単体運転時における騒音レベルを  $SPL'(A)$ 、受音点の補正騒音レベルを  $SPL_M(A)$  とすれば

$$SPL_M(A) = 10 \log \left( 10^{\frac{SPL(A)}{10}} + 10^{\frac{SPL''(A)}{10}} \right) \quad (2.3.101)$$

$$SPL''(A) = SPL'(A) + 20 \log \left( \frac{r}{r_1} \right) \quad (2.3.102)$$

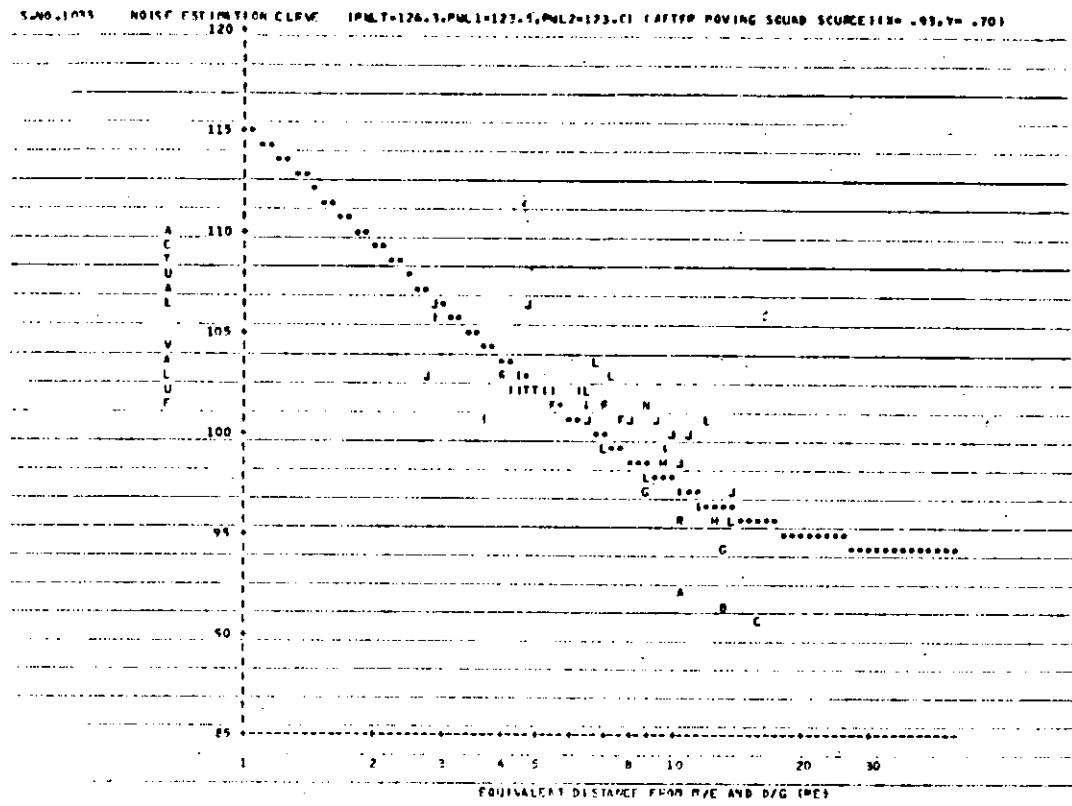


図 2.3.25

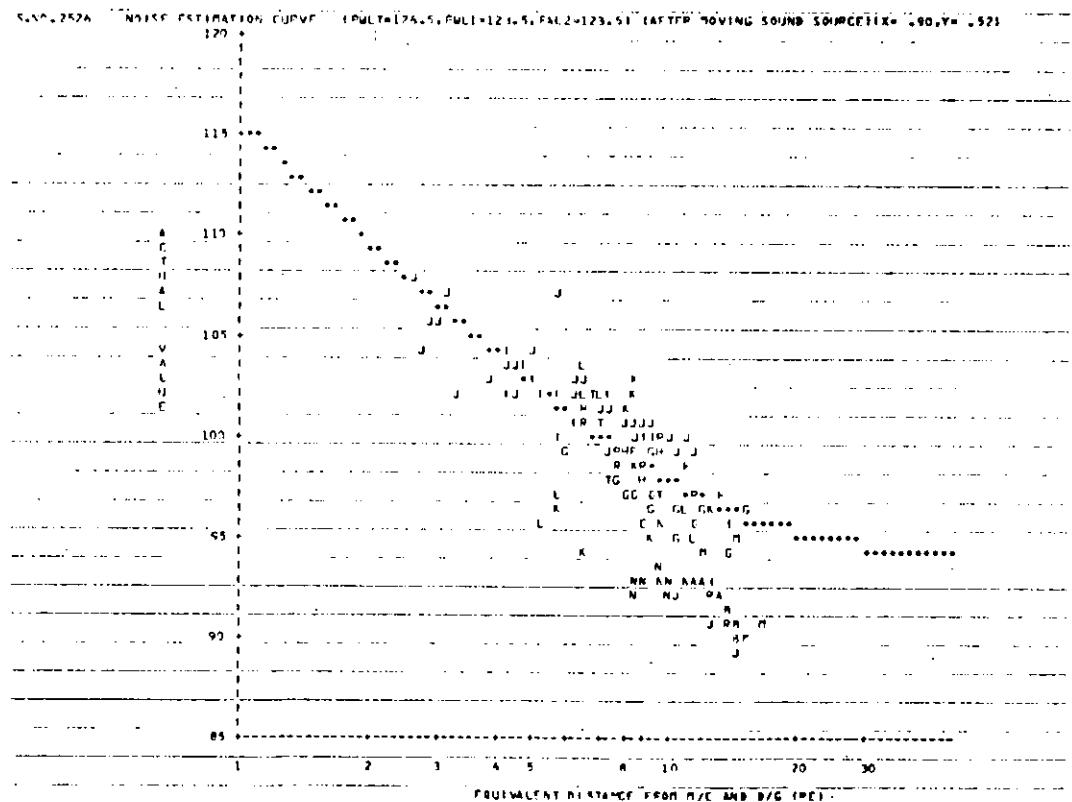


図 2.3.26

実際には  $SPL''(A)$  が  $SPL(A)$  に比較して小さくなるので、空気圧縮機、機関通風機などの近傍のみの補正を計算することになる。

### (b) 物陰の補正

受音点から主要音源を直接見通すことのできない場合

主機の騒音レベル

$$SPL_1(A) = P_1 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (2.3.103)$$

ディーゼル発電機の騒音レベル

$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (2.3.104)$$

通常航海時の騒音レベル

$$SPL(A) = 10 \log \left( 10^{10} + 10^{10} \right) \quad (2.3.105)$$

ここで受音点から主機が見えない場合  $r_{e_1} \rightarrow \infty$

ディーゼル発電機が見えない場合  $r_{e_2} \rightarrow \infty$

として予測する。

### (c) 各甲板の開口部の影響による補正

開口部の絞り効果により拡散音場が機関室内と異なることが予想されるため拡散音の補正を考慮する。モデルとして図 2.3.102 の隣接した 2 室を考えルーム 1, ルーム 3 がそれぞれ B の開口部を通じてつながっており、それぞれ室内に音源  $P_1, P_3$  を持っているとして補正の演算式を導く。

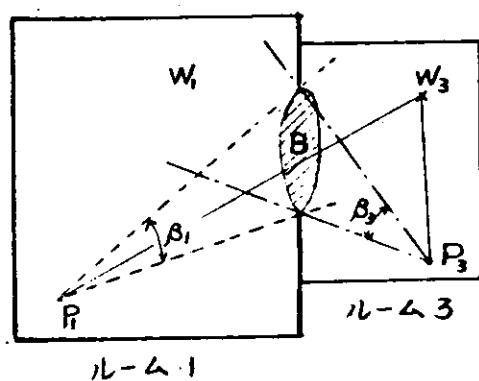


図 2.3.102 隣接した 2 室

#### 記号説明

E: 騒音エネルギー密度

B: 2つの部屋の開口部面積

S: 部内の代表面積

$\alpha$ : 部内の平均吸音率

A: 部内の吸音力

P: 音源の騒音発生エネルギー

W: 騒音エネルギー

$\beta$ : 音源から開口部を経てその音源のない部内へ入射する直接音の割合 (例えば  $P_1$  に対する B の立体角を  $4\pi$  で除した値を  $\beta_1$  とする)

C: 空気中の音速

Q: 指向係数

添字 1 ルーム 1 に関連したものを意味する。

3 ルーム 3 に関連したものを意味する。

図 2.3.102においてルーム 1 の騒音レベルは音源  $P_1, P_3$  からの直接音成分とルーム 1 の拡散音成分の合成したもので与えられる。同様にルーム 3 の騒音レベルは音源  $P_1, P_3$  からの直接音成分とルーム 3 の拡散音成分の合成したもので与えられる。直接音成分は音源  $P_1, P_3$  からの距離減衰から計算される。

拡散音成分については、ルーム 1 およびルーム 3 の拡散音エネルギーを計算することで算出するものとする。

以下計算はエネルギーベースで行う。

(i) 単位体積内の拡散音エネルギーすなわちエネルギー密度 (記号で E とする) を計算する上でつきのような仮定条件を設ける。

(イ) ルーム 1 の音源  $P_1$  から発生した騒音エネルギーは一部はルーム 1 の壁で反射され、他は直接開口部 B を通し

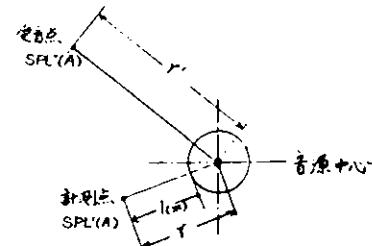


図 2.3.101  
空気圧縮機、機関室通風機など近傍の補正

ルーム3に流入するものとに考える。ルーム1の壁で1回以上反射されたものはすべてルーム1の拡散音エネルギーに寄与するとし、ルーム3の音源 $P_3$ についても同様に考える。

(ロ) 音源の指向係数を考える場合、(イ)の考え方から、音源の配置より生ずる指向性は考慮する必要はなく、音源自身が指向性を持つ場合のみを考慮すればよい。

### (iii) 計算式

ルーム1、ルーム3における供給エネルギーと流出（または吸収エネルギー）のバランスを考えるルーム1に供給されるエネルギーは、

(イ) 音源 $P_1$ よりの発生エネルギーがルーム1の壁で反射される量

$$P_1 (1 - Q_1 \beta_1) (1 - \alpha_1)$$

(ロ) 音源 $P_3$ よりの発生エネルギーが開口部Bを通じて入射される量

$$P_3 Q_3 \beta_3 (1 - \alpha_3)$$

(ハ) ルーム3の拡散音エネルギーが開口部Bを経て流入する量

$$\frac{1}{4} E_2 C B$$

$$(イ)+(ロ)+(ハ) = \pi_1 + \frac{1}{4} E_3 C B \quad \dots \quad (2.3.106)$$

$$\text{ここで } \pi_1 = \{ P_1 (1 - Q_1 \beta_1) (1 - \alpha_1) + P_3 Q_3 \beta_3 (1 - \alpha_3) \}$$

ルーム1から流出するエネルギー（または吸収エネルギー）

(ニ) ルーム1の壁面で吸収されるエネルギー量

$$\frac{1}{4} E_1 C A_1$$

(ホ) ルーム1から開口部Bを通じて流出するルーム1のエネルギー量

$$\frac{1}{4} E_1 C B$$

$$(ニ)+(ホ) = \frac{1}{4} E_1 C (A_1 + B) \quad \dots \quad (2.3.107)$$

エネルギーのバランスから (2.3.106) 式 = (2.3.107) 式

$$\text{すなわち } \pi_1 + \frac{1}{4} E_3 C B = \frac{1}{4} E_1 C (A_1 + B) \quad \dots \quad (2.3.108)$$

$$\pi_1 = \{ P_1 (1 - Q_1 \beta_1) (1 - \alpha_1) + P_3 Q_3 \beta_3 (1 - \alpha_3) \} \quad \dots \quad (2.3.109)$$

同様にルーム3のエネルギーバランスから

$$\pi_3 = \frac{1}{4} E_1 C B = \frac{1}{4} E_3 C (A_3 + B) \quad \dots \quad (2.3.110)$$

$$\pi_3 = \{ P_3 (1 - Q_3 \beta_3) (1 - \alpha_3) + P_1 Q_1 \beta_1 (1 - \alpha_1) \} \quad \dots \quad (2.3.111)$$

(2.3.108) (2.3.110) 式より

$$E_1 = \frac{4}{C} \frac{\frac{\pi_1}{A_1 + B} + \frac{\pi_3}{B} k}{1 - k} \quad \dots \quad (2.3.112)$$

$$E_3 = \frac{4}{C} \frac{\frac{\pi_3}{A_3 + B} + \frac{\pi_1}{B} k}{1 - k} \quad \dots \quad (2.3.113)$$

$$\text{ここで } k = \frac{B^2}{(A_1 + B)(A_3 + B)} \quad \dots \quad (2.3.114)$$

$$1 - k \neq 1$$

したがって拡散音のエネルギー密度は

$$E_1 = \frac{4}{C} \left( \frac{\pi_1}{A_1 + B} + \frac{\pi_3}{B} k \right) \quad (2.3.115)$$

$$E_3 = \frac{4}{C} \left( \frac{\pi_3}{A_3 + B} + \frac{\pi_1}{B} k \right) \quad (2.3.116)$$

さらに (2.3.115), (2.3.116) 式を書き換ると

$$E_1 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_1}{A_1 + B} + \frac{B}{A_1 + B} E_3 \quad (2.3.117)$$

$$E_3 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_3}{A_3 + B} - \frac{B}{A_3 + B} E_1 \quad (2.3.118)$$

$$\begin{cases} \pi_1 = \{ P_1 (1 - Q_1 \beta_1) (1 - \alpha_1) + P_3 Q_3 \beta_3 (1 - \alpha_3) \} \\ \pi_3 = \{ P_3 (1 - Q_3 \beta_3) (1 - \alpha_3) + P_1 Q_1 \beta_1 (1 - \alpha_1) \} \end{cases}$$

(2.3.117) 式で第1項目は音源  $P_1, P_3$  の直接音エネルギーがルーム1の拡散音のエネルギーに寄与する成分であり第2項目はルーム3の拡散音エネルギーがルーム1に流入してルーム1の拡散音エネルギーに寄与する成分を示している。 (2.3.118) 式についても同様の説明ができる。

拡散音エネルギーは (2.3.117), (2.3.118) 式に音速  $C$  を乗じて得られる。

### (iii) エンジンケーシング内への応用

図 2.3.102において

- (1) ルーム1を機関室、ルーム3をエンジンケーシングとする。
- (2) ルーム1には音源として主機  $P_1$  ディーゼル発電機  $P_2$  が存在する。
- (3) エンジンケーシング内には音源は存在しないものとする。
- (4) 音源としての主機およびディーゼル発電機はそれ自身指向性を有しないと考える。
- (5) 機関室内とエンジンケーシングは構造物の材質から考えて平均吸音率は同じとする。

すなわち  $P_3 = 0, Q_1 = Q_3 = 1, \alpha_1 = \alpha_3 = \alpha$

なお、予測方法と解析方法を2つの方法により実施し、結果の妥当性を相互にチェックできるようにした。

#### 主要な使用記号の説明

- $SPL_1(A)$  : 主機騒音レベル
- $SPL_2(A)$  : ディーゼル発電機騒音レベル
- $\Delta SPL(A)$  : 機関室とエンジンケーシングなどの拡散音偏差
- $W_1$  : 通常航海時機関室内騒音エネルギー
- $W_3$  : " エンジンケーシングなどの騒音エネルギー
- $(W_3)_1$  : 主機運転時エンジンケーシングなどの騒音エネルギー
- $(W_3)_2$  : ディーゼル発電機運転時エンジンケーシングなどの騒音エネルギー
- $W'_1$  : 通常航海時機関室内拡散音エネルギー
- $W'_3$  : 通常航海時エンジンケーシング等の拡散音エネルギー
- $(W'_3)_1$  : 主機運転時エンジンケーシング等拡散音エネルギー
- $(W'_3)_2$  : ディーゼル発電機運転時エンジンケーシングなどの拡散音エネルギー
- $E_1$  : 機関室内拡散音エネルギー密度
- $E_3$  : エンジンケーシングなどの拡散音エネルギー密度

- |           |                                      |
|-----------|--------------------------------------|
| $P_1$     | : 主機の騒音発生レベル                         |
| $P_2$     | : ディーゼル発電機の騒音発生レベル                   |
| $R_1$     | : 主機運転時の機関室みかけの室定数                   |
| $R_2$     | : ディーゼル発電機運転時のエンジンケーシングみかけの室定数       |
| $R'_1$    | : 通常航海時の機関室みかけの室定数                   |
| $(R_3)_1$ | : 主機運転時のエンジンケーシングなどのみかけの室定数          |
| $(R_3)_2$ | : ディーゼル発電機運転時エンジンケーシングなどのみかけの室定数     |
| $\beta_1$ | : 主機の直接音がエンジンケーシングなどに入射する割合          |
| $\beta_2$ | : ディーゼル発電機の直接音がエンジンケーシングなどに入射する割合    |
| $\beta_3$ | : エンジンケーシングなどにある音源からその直接音が機関室に入射する割合 |
| $A_1$     | : 機関室内吸音力                            |
| $A_3$     | : エンジンケーシングなどの吸音力                    |
| $S_1$     | : 機関室内的代表表面積                         |
| $S_3$     | : エンジンケーシングなどの代表表面積                  |
| $r_{e1}$  | : 主機からの等価距離                          |
| $r_{e2}$  | : ディーゼル発電機からの等価距離                    |
| $r_{eB}$  | : 主機から開口部中心までの等価距離                   |

### 予測方法《その 1》

予測計算に使用する各数値は昨年度の解析データを使用できる形で予測式を導入する。主機を音源とした場合の拡散音エネルギー計算式

$P_1 = 10^{\frac{P}{n}}$ ,  $P_3 = 0$ ,  $Q_1 = Q_3 = 1$ ,  $\alpha_1 = \alpha_3 = \alpha$  を (2.3.109), (2.3.111) 式に代入して

$$\pi_1 = 10^{-10} \quad (1 - \beta_1) \quad (1 - \alpha) \quad \dots \quad (2, 3, 119)$$

$$\pi_3 = 10^{-10} \beta_1 (1 - \alpha) \dots \quad (2.3.120)$$

エンジンケーシング内に音源がないことから  $E_1 \gg E_3$  となり (2.3.117) 式の  $\frac{B}{A_1 + B} E$  は消去でき、さらに  $A_1 \gg B$  として (2.3.117) 式に (2.3.119) 式を代入すると

$$E_1 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\frac{P_1}{10^10}}{(1-\beta_1)(1-\alpha)} = \frac{4 \times 10^{10}}{C} \cdot \frac{1}{R_1} \quad \dots \quad (2.3.121)$$

$$\mathbf{R}_1 = \frac{\mathbf{A}_1}{(1 - \beta_1)(1 - \alpha)} \quad (2.3.122)$$

(2.3.118)式に(2.3.120), (2.3.121)式を代入すると

$$E_3 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\frac{P_1}{10^{10}} \beta_1 (1-\alpha)}{A_3 + B} + \frac{B}{A_3 + B} \cdot \frac{10^{10}}{C} \cdot \frac{4}{R_1}$$

$$= \frac{4 \times 10^{10}}{C} \left\{ \frac{1}{(R_1)} + \frac{B}{A_3 + B} \cdot \frac{1}{R_1} \right\} \quad (2.3.123)$$

$$(\mathbf{R}_3)_1 = \frac{\mathbf{A}_3 + \mathbf{B}}{\beta_1(1-\alpha)} \quad \dots \quad (2.3.124)$$

拡散音エネルギー（2.3.123）式の両辺に音速Cを乗じて得られる。

主機を音源とした場合の機関室内拡散音エネルギー ( $W'$ )、

$$(W'_i)_1 = \frac{\frac{P_i}{R_i}}{4 \times 10^{-10}} \quad \dots \quad (2.3.125)$$

主機を音源とした場合のケーシング内拡散音エネルギー ( $W_3'$ )<sub>1</sub> は

$$(W_3')_1 = 4 \times 10^{-10} \left\{ \frac{1}{(R_3)_1} + \frac{B}{A_3 + B} + \frac{1}{R_1} \right\}$$

ここで

$$\frac{B}{A_3 + B} = \frac{\beta_1 (1-\alpha)}{A_3 + B} \quad , \quad \frac{B}{\beta_1 (1-\alpha)} = \frac{1}{(R_3)_1} \quad , \quad \frac{1}{(1-\alpha)} = \frac{B}{\beta_1}$$

また $\alpha$ の値に鋼板を対象にして $1 - \alpha \neq 1$ と考え

$$(W_3')_1 = \frac{4 \times 10^{10}}{\mathbf{R}_1} \left\{ \frac{\mathbf{R}_1}{(\mathbf{R}_3)_1} + \frac{1}{(\mathbf{R}_3)_1} + \frac{B}{\beta_1} \right\} \quad (2.3.126)$$

## ディーゼル発電機を音源とした場合の拡散音エネルギー計算式

$P_1 = 10^{10}$  , として主機を音源とした場合のエネルギー計算と同様に

発電機を音源とした場合の機関室内拡散音エネルギー (W.)<sup>2</sup>

$$(W'_1)_2 = \frac{\frac{P_2}{R_s}}{4 \times 10^{10}} \quad \dots \quad (2.3.127)$$

$$R_2 = \frac{A_1}{(1-\beta_2)(1-\alpha)} \quad \dots \quad (2.3.128)$$

発電機を音源とした場合のエンジンケーシング拡散音エネルギー ( $W_3'$ )<sub>2</sub>

$$(W_3')_2 = \frac{P_2}{R_2} \left\{ \frac{R_1}{(R_3)_2} + \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_1} \right\} \quad \dots \quad (2.3.129)$$

$$(R_3)_2 = \frac{A_3+B}{\beta_2(1-\alpha)} \quad \dots \quad (2.3.130)$$

直接音を考慮すると、

主機を音源とした場合のケーシング内騒音エネルギー ( $W_3$ )<sub>1</sub>

$$(W_3)_1 = 10^{10} \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1} \left\{ \frac{R_1}{(R_3)_1} + \frac{1}{(R_3)_1} \cdot \frac{B}{\beta_1} \right\} \right] \quad \dots \quad (2.3.131)$$

発電機を音源とした場合のケーシング内騒音エネルギー ( $W_3$ )<sub>2</sub>

$$(W_3)_2 = 10^{10} \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4}{R_2} \left\{ \frac{R_2}{(R_3)_2} + \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_2} \right\} \right] \quad \dots \quad (2.3.132)$$

すなわちケーシング内騒音レベル SPL(A) の計算式は

主機の騒音レベル  $SPL_1(A) = P_1 + \log \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1} \left\{ \frac{R_1}{(R_3)_1} + \frac{1}{(R_3)_1} \cdot \frac{B}{\beta_1} \right\} \right] \quad \dots \quad (2.3.133)$

発電機の騒音レベル

$$SPL_2(A) = P_2 + \log \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4}{R_2} \left\{ \frac{R_2}{(R_3)_2} + \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_2} \right\} \right] \quad \dots \quad (2.3.134)$$

通常航海中騒音レベル

$$SPL(A) = 10 \log \left( 10^{\frac{SPL_1(A)}{10}} + 10^{\frac{SPL_2(A)}{10}} \right) \quad \dots \quad (2.3.135)$$

となる。

(2.3.133), (2.3.134) 式で中括弧の第 2 項目は機関室内の拡散音がケーシング内に流入してケーシング内の拡散音レベルに与える成分の割合を示しており開口部 B とエンジンケーシングの構造によって決る値であり、主機運転時でも発電機運転時でも同じ値となる。すなわち

$$\frac{B}{A_3+B} = \frac{1}{(R_3)_1} \cdot \frac{B}{\beta_1} = \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_2} = K = \text{一定} \quad \dots \quad (2.3.136)$$

### 実船計測データの解析

予測計算式 (2.3.133), (2.3.134) 式で  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  は昨年度の解析結果から与えられた数値が使用できる。

すなわち、 $P_1$ ,  $P_2$  は昨年度報告書の図 9.1.1, および図 9.1.2 から求められ  $R_1$ ,  $R_2$  についてはそれぞれ 5000 m<sup>2</sup>, 13000 m<sup>2</sup> が与えられている。したがって  $(R_3)_1$  および  $(R_3)_2$  が求まれば予測できるわけである。ここで (2.3.131) 式および (2.3.132) 式を利用して実船実測結果より  $(R_3)_1$ ,  $(R_3)_2$  を解析することを考えるわけであるが、実船計測データの都合により (2.3.131), (2.3.132) 式をつぎのように変形する。すなわち、通常航海時の騒音エネルギーは

$$W_3 = (W_3)_1 + (W_3)_2 = \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4 \times 10^{10}}{R_1} \left\{ \frac{R_1}{(R_3)_1} + K \right\} + \frac{4 \times 10^{10}}{R_2} \left\{ \frac{R_2}{(R_3)_2} + K \right\}$$

上式で第3項及び第4項の拡散音エネルギーだけを考えると、

$$W_3' = \frac{4 \times 10^{10}}{R_1} \left\{ \frac{P_1}{(R_3)_1} + K \right\} + \frac{4 \times 10^{10}}{R_2} \left\{ \frac{P_2}{(R_3)_2} + K \right\}$$

$$= 4 \left( \frac{10^{10}}{R_1} + \frac{10^{10}}{R_2} \right) \left\{ \frac{\frac{10^{10}}{(R_3)_1}}{\frac{P_1}{10^{10}}} + \frac{\frac{10^{10}}{(R_3)_2}}{\frac{P_2}{10^{10}}} \right\} + 4 \left( \frac{P_1}{R_1} + \frac{P_2}{R_2} \right) \cdot K$$

$$\text{ここで昨年度報告書の (9.3.34) 式より } \frac{P_1}{R_1} + \frac{P_2}{R_2} = \frac{P_1}{R'_1} \quad \dots \quad (2.3.137)$$

が成立するので

$$W_3' = \frac{4 \times 10^{10}}{R'_1} \left\{ \frac{R'_1}{(R_3)_1} + \frac{10^{10}}{\frac{P_1}{10^{10}}} \times \frac{R'_1}{(R_3)_2} + K \right\} = \frac{4 \times 10^{10}}{R'_1} \left\{ \frac{R'_1}{R_3} + K \right\} \quad (2.3.138)$$

ここで

$$\frac{1}{R_3} = \frac{1}{(R_3)_1} + \frac{10^{10}}{\frac{P_1}{10^{10}}} \times \frac{1}{(R_3)_2} \quad \dots \quad (2.3.139)$$

したがって通常航海時の騒音エネルギー  $W_3$  は

$$W_3 = \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4 \times 10^{10}}{R'_1} \cdot \frac{E_3}{E_1} \quad \dots \quad (2.3.140)$$

$$\frac{E_3}{E_1} = \frac{R'_1}{R_3} + K \quad \dots \quad (2.3.141)$$

$\frac{E_3}{E_1}$  は通常航海時における機関室内拡散音エネルギーとエンジンケーシング内拡散音エネルギーの比であり、機関室の拡散音エネルギーからエンジンケーシングの拡散音エネルギーを算出する場合の補正係数である。

エンジンケーシング内の騒音にはディーゼル発電機の配置から考えて、直接音成分の影響は無視することができるので (2.3.140) 式は

$$W_3 = \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4 \times 10^{10}}{R'_1} \cdot \frac{E_3}{E_1} \quad \dots \quad (2.3.142)$$

と簡略化される。

$$(2.3.139) \text{ 式より } \frac{1}{(R_3)_1} \gg \frac{10^{10}}{\frac{P_1}{10^{10}}} \cdot \frac{1}{(R_3)_2} \text{ であるから } \frac{1}{R_3} \neq \frac{1}{(R_3)_1} \text{ となり。}$$

また (2.3.136) 式より  $K \approx \frac{1}{R_3} \cdot \frac{B}{\beta_1}$  と簡略になる。

$W_3$  をエンジンケーシング内の実測騒音エネルギーと考えれば

$$dW = \frac{E_3}{E_1} = \frac{R'_1}{R_3} + \frac{1}{R_3} \cdot \frac{B}{\beta_1} = \frac{W_3 - \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_1}^2}}{\frac{4 \times 10^{10}}{R'_1}} \quad \dots \quad (2.3.143)$$

$\frac{R'_1}{R_3}$  を (2.3.143) 式から算出する。

また (2.3.137), (2.3.139)式より

$$\frac{R'_1}{R_3} = \frac{A_1}{A_3 + B} \times \frac{\bar{\beta}}{1 - \bar{\beta}} \quad \dots \quad (2.3.144)$$

$$\bar{\beta} = \frac{\beta_1 + \frac{10^{-10}}{P_1} \cdot \beta_2}{1 + \frac{10^{-10}}{P_1}} \quad \dots \quad (2.3.145)$$

なる関係式が得られる。

ここで通常航海時のエンジンケーシング拡散音への寄与度は主機に比較して発電機は小さいと考えられるので  $\bar{\beta} \neq \beta_1$  となり (2.3.144)式は

$$\frac{R'_1}{R_3} = \frac{A_1}{A_3 + B} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} \quad \dots \quad (2.3.146)$$

と簡略化される。

さらに  $\frac{A_3}{A_1} = \frac{\alpha S_3}{\alpha S_1}$  の関係式を利用して変形すると

$$\frac{R'_1}{R_3} \div \frac{1}{(\frac{A_3 + B}{A_1})} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} = \frac{1}{(\frac{S_3 + \frac{1}{R_1} \cdot \frac{B}{1 - \beta_1}}{S_1})} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1}$$

となり、また  $\frac{S_3}{S_1} \gg \frac{1}{R_1} \cdot \frac{B}{1 - \beta_1}$  となるので最終的に

$$\frac{R'_1}{R_3} \div \frac{S_1}{S_3} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} \quad \dots \quad (2.3.147)$$

と簡略化される。しかしここでつぎに示す (2.3.148)式

$$\frac{R'_1}{R_3} = f \left( \frac{S_1}{S_3} \times \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} \right) \quad \dots \quad (2.3.148)$$

を設定して (2.3.143)式から求められた  $\frac{R'_1}{R_3}$  と  $\frac{S_1}{S_3} \times \frac{\beta_1}{1 - \beta_1}$  の相関関係を調査することにした。

(2.3.143)式から  $\frac{R'_1}{R_3}$  を求める場合には通常航海時エンジンケーシング内の拡散音エネルギー  $W'_3$  がデータとして必要となる。実船計測で与えられるデータはエンジンケーシング内の騒音エネルギーであり、これには主機の直接音の影響も含まれることが予想される。

したがってエンジンケーシング内の拡散音エネルギーを見積る方法として2つのケースを考えた。

すなわち第1案として各船のエンジンケーシング内で計測された最低騒音レベルより計算される騒音エネルギーを  $W'_3$  とする。

第2案は各船毎に、エンジンケーシング内の全計測値につき主機およびディーゼル発電機からの直接音の影響を除いた値を算術平均したものから算出した騒音エネルギーを  $W'_3$  とする。

第1案は主機およびディーゼル発電機の直接音の影響がない計測点のデータも含まれていることが予想され、その計測データはそのまま使用することを意味し、第2案では第1案の意図する計測点が全船に含まれているという保証がなく、それらについては第2案の方法でデータを補足しつつ第1案で与えられるデータのチェックの意味も持たせた。

なお、解析に使用する  $B, \beta_1, S_1, S_3$  の計算式は以下に示す。

### B. $\beta_1$ の計算

機関室とエンジンケーシングをつなぐ上甲板の開口部を  $n$  個とし、 $n$  番目の開口部面積を  $B_n$  ( $m^2$ ) とすれば

$$B = \sum_{n=1}^n B_n \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.149)$$

開口部  $B_n$  から主機の直接音がエンジンケーシングに流入する割合を  $(\beta_1)_n$

とすれば

$$\beta_1 = \sum_{n=1}^n (\beta_1)_n \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.150)$$

$$(\beta_1)_n = \frac{\phi_1 \cdot \phi_2}{\pi} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.151)$$

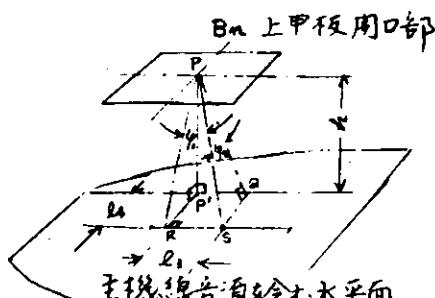
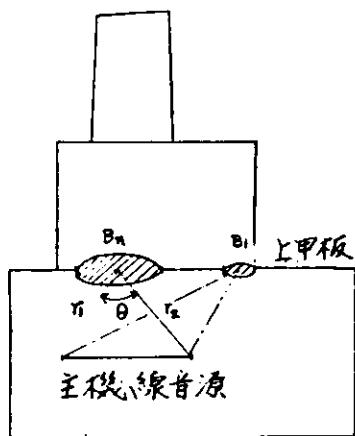
ここで

$$\begin{cases} \phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{\frac{b}{2} \cos \varphi_1}{(r_e)_{B_n}} \right) \\ \phi_2 = \tan^{-1} \left( \frac{\frac{a}{2} \cos \varphi_2}{(r_e)_{B_n}} \right) \end{cases}$$

..... (2.3.152)

$$\begin{cases} \varphi_1 = \cos^{-1} \left( \frac{\ell_3^2 + h^2}{\ell_3^2 + \ell_4^2 + h^2} \right)^{1/2} \\ \varphi_2 = \cos^{-1} \left( \frac{\ell_3^2 + h^2}{\ell_3^2 + \ell_4^2 + h^2} \right)^{1/2} \end{cases}$$

..... (2.3.153)



$B_n$  の中心  $P$  より下した垂線が主機の線音源を含む水平面と交わる点を  $P'$  とする。

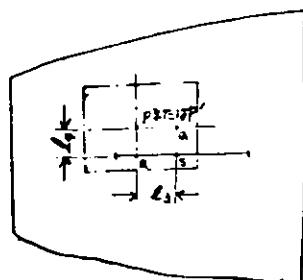
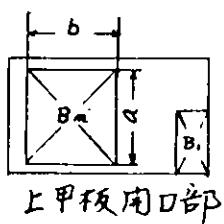
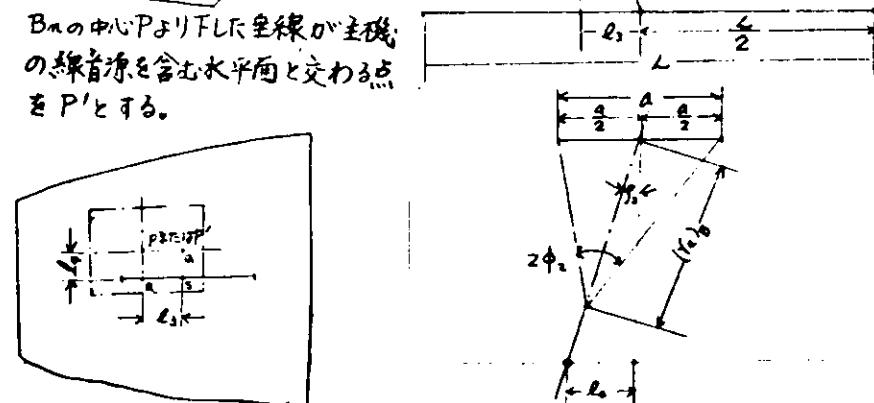


図 2.3.103

図 2.3.104



$S_1, S_3$  の計算

$$S_1 = \frac{(a+b)(c+d+e+f) + (g+h)(i+j)}{2} \quad (2.3.154)$$

$S_3$ : 図 2.3.105 参照

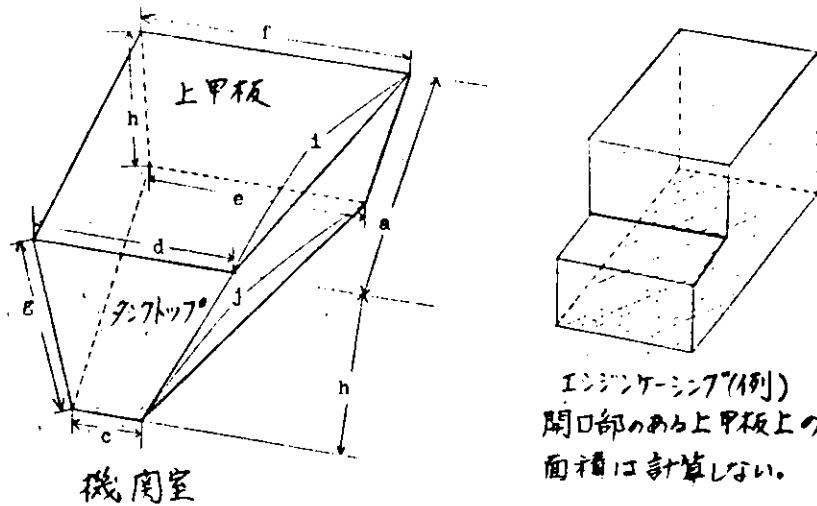


図 2.3.105 機関室、エンジンケーシングの代表表面積

### 解 析 結 果

ディーゼル主機搭載の実測実施船 A～M 船のうち B～M の 12 隻と昨年度予測と実測を実施した S.No1033, S.No 2526 の計測データ、更に本年度 S.No1224 の計測データを解析の対象として、解析結果を表 2.3.101 と図 2.3.106 に示した。第 1 案の方法で行った解析結果をケース 1、第 2 案をケース 2 として表わした。

解析結果は、ケース 1、ケース 2 ともにはほぼ同じ傾向を示した。予測用データとしては図 2.3.106 で  $\frac{S_1}{S_3} \cdot \frac{\beta_1}{1-\beta_1}$  から一点鎖線上で読みとった  $\frac{R'_1}{R'_3}$  が与えられる。

破線は拡散音レベルの予測値が約 ± 3 dB の範囲となる  $\frac{R'_1}{R'_3}$  の値を示した。

表 2.3.101. エンジンケーシング内拡散音解析結果

船名	B	$\beta_1$	$S_1/S_3$	$\frac{S_1 \times \beta_1}{S_3 \times 1 - \beta_1}$	$P_1$	$10\log \frac{P_1}{(R'_1)^2}$	ケース 1			ケース 2		
							$10\log W'_3$	$10\log JW$	$R'_1/R_3$	$10\log W'_3$	$10\log JW$	$R'_1/R_3$
B	83.1	0.1020	4.49	0.5100	1235	93.1	91	2.1	0.5202	89.6	3.5	0.3769
C	33.9	0.1066	2.78	0.3317	1300	99.6	98.5	1.1	0.7239	104.0	-4.4	2.5686
D	51.6	0.1460	3.20	0.5471	1276	97.2	97	0.2	0.8834	96.8	0.4	0.8442
E	19.4	0.0102	6.09	0.0628	1272	96.8	88	8.8	0.0920	-	-	-
F	80.4	0.2961	4.11	1.729	1222	91.8	97	-5.2	3.023	96.7	-4.9	2.821
G	101.6	0.2285	3.49	1.033	1235	93.1	89	4.1	0.3533	91.2	1.9	0.5864
H	144.4	0.1612	4.99	0.9590	1245	94.1	97	-2.9	1.6208	96.0	-1.9	1.2874
I	142.0	0.1072	5.68	0.6820	1255	95.1	93	2.1	0.4739	91.2	3.9	0.3131
J	136.0	0.1102	4.78	0.5920	1255	95.1	96	-0.9	0.9608	96.3	-1.2	1.0293
K	120.1	0.2573	3.54	1.2264	1245	94.1	92	2.1	0.2219	88.4	5.7	0.2433
L	33.2	0.0088	7.24	0.0643	1270	96.6	86	8.6	0.0709	99.7	-0.1	0.5509
M	117.5	0.140	4.3	0.7000	1275	97.1	94	3.1	0.4113	89.5	7.6	0.1459
2526	40.5	0.0192	5.93	0.1116	1235	93.1	90	3.1	0.2176	89.0	4.1	0.1729
1224	135.2	0.0768	4.	0.3328	126.0	95.6	90	5.6	0.1967	88.2	7.4	0.1300
1033	81.9	0.1227	3.87	0.5413	1235	93.1	91	2.1	0.5354	90.6	2.5	0.4883

ケース 1. エンジンケーシング内の拡散音を計測最低レベルとした。

ケース 2 エンジンケーシング内の拡散音は計測レベルから主機の直撃音を除いたものとした。

$\frac{P_1}{10^{10}}$  : 機関室内拡散音レベル

$10\log W'_3$  : エンジンケーシング内拡散音レベル

$10\log JW$  : 機関室の拡散音レベルとエンジンケーシング内の拡散音レベルの差

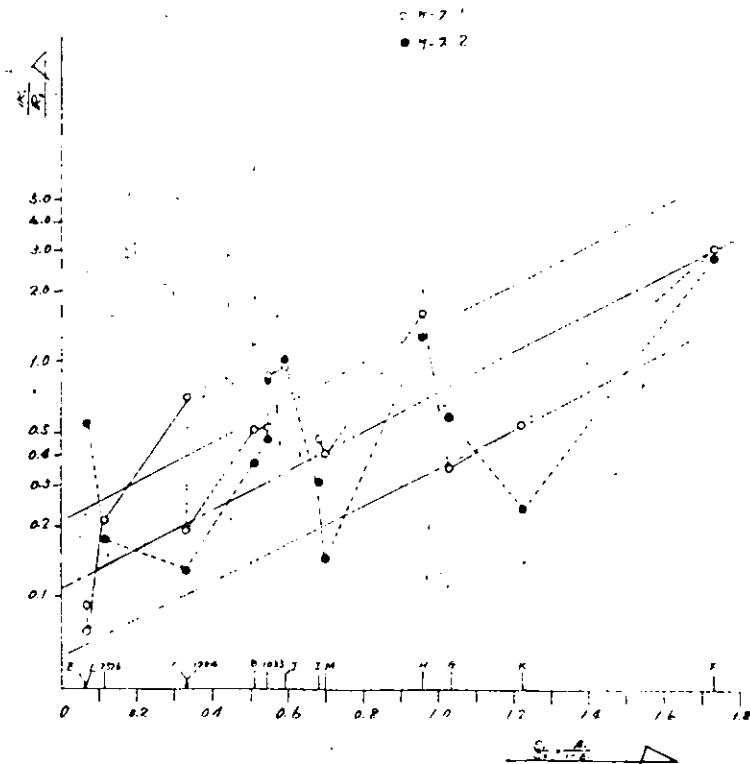


図 2.3.106 機関室およびエンジンケーシングみかけの室定数の比較

#### 実測値と予測値の比較

図 2.3.106 に示す一点鎖線上の  $\frac{R_1'}{R_3}$  の値を用い、上記解析を実施した15隻について通常航海時のエンジンケーシング騒音レベルの再予測を行い、予測値と実測値の比較を行った。

$$\text{予測式 } SPL_3(A) = P_1 + 10 \log \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1'} \left\{ \frac{R_1'}{R_3} + \frac{1}{R_3} \frac{B}{\beta_1} \right\} \right] \quad (2.3.155)$$

通常航海時の予測値と実測値の比較を図 2.3.107 と図 2.3.108 に示した。図 2.3.107 の予測値は音源が見えない場合も含み全ての計測点につき、直接音の影響があるものとして上記 (2.3.155) 式で予測し、図 2.3.108 の予測値は音源が見えない場合には、直接音の影響はないものとして (上記 (2.3.155) 式で  $r_{e_1} \rightarrow \infty$  として) 予測したものと示している。

#### 予測方法《その2》

予測方法《その1》では機関室内およびエンジンケーシングの吸音力  $A_1, A_3$  が未定であることから、これらを昨年度解析より算定されている  $R_1, R_2, R_1'$  におきかえて予測式および解析演算式を導いている。又、通常航海時のデータを解析する場合、ディーゼル発電機の影響を  $R_1$  に含めて間接的に計算することとしている。したがってディーゼル発電機のパワーレベルが主機に比較して大きくなり、発電機の影響を  $R_1'$  に含めた形ではカバーできないような場合《その1》による予測では誤差が大きくなることが予想される。さらに《その1》での予測方法ではデータとして  $B, \beta_1, S_1, S_3$  などの各種データを必要とすることから、これらデータの演算における誤差が予測の際、誤差の原因になることも考えられるため、予測に必要なデータは少ない方が望ましい。

上記のような理由と《その1》の予測用データをチェックする意味でここに簡易計算方法を考えてみた。

ここで述べる簡易計算法は《その1》の方法に比較して、つぎのような相違がある。

① 通常航海時の予測を行う場合、上記に述べた通り《その1》の方法はディーゼル発電機の影響を間接的に考慮し

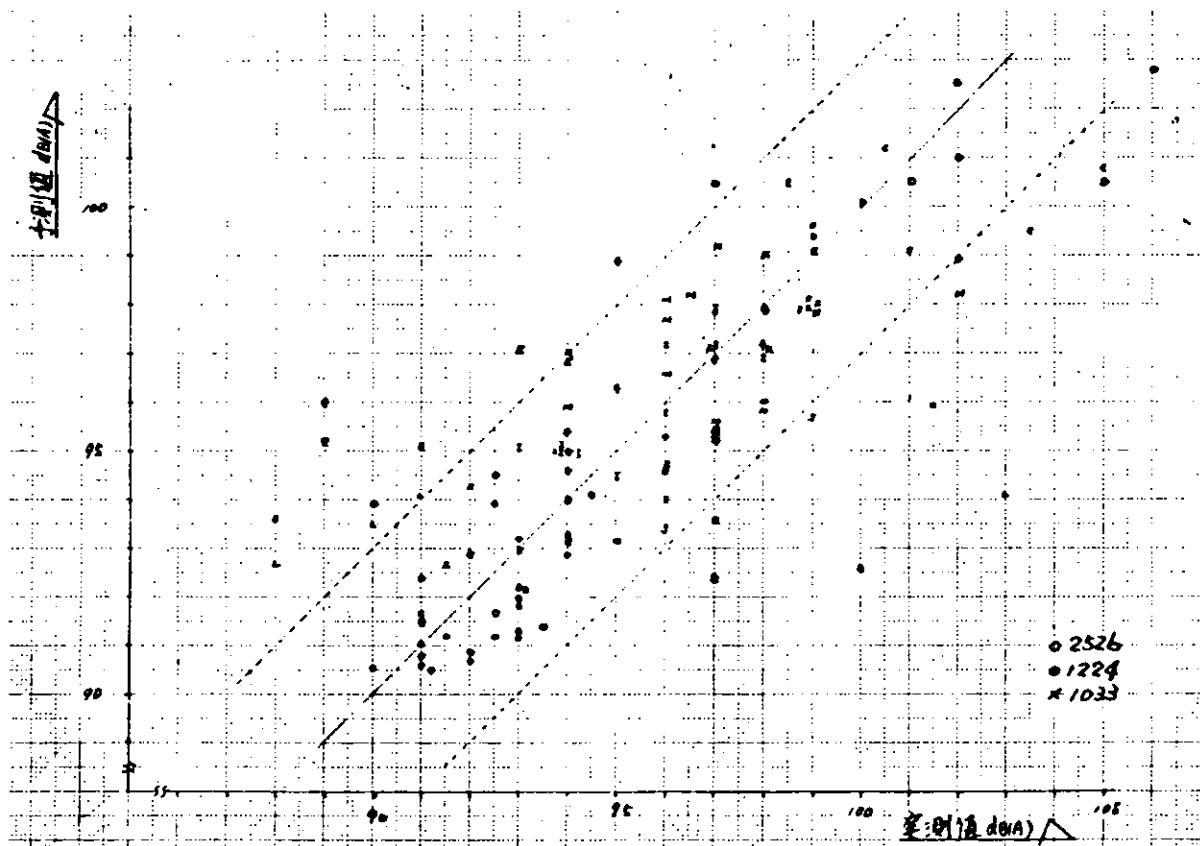


図 2.3.107 通常航海時におけるエンジンケーシング騒音 レベルの  
予測値と実測値の比較

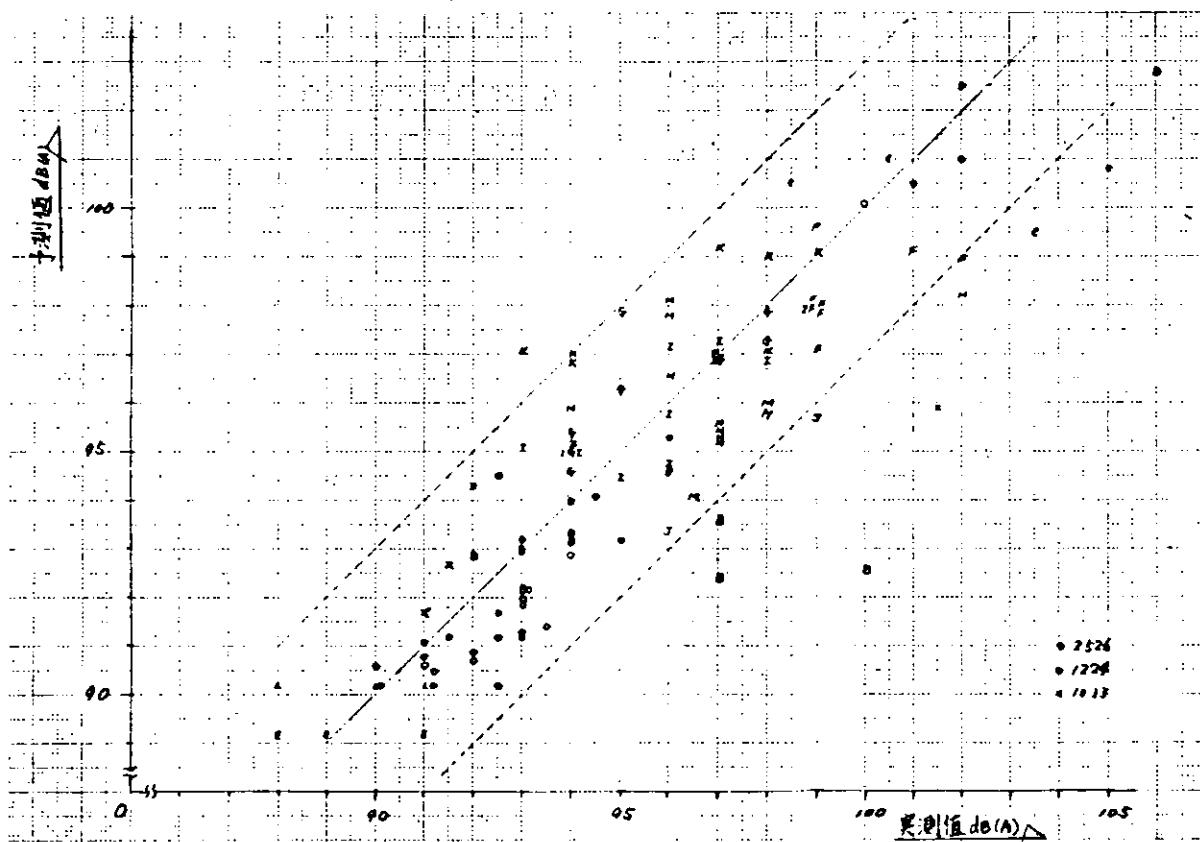


図 2.3.108 通常航海時におけるエンジンケーシング騒音 レベルの  
予測値と実測値の比較

たが、この簡易計算方法は直接考慮するものとした。

- $R_1, R_2$  は機関室の吸音面積に相関があると予想されるにもかかわらず、昨年度の解析では機関室の大きさに関係なく全船一定に算定しているので、ケーシング内を予測する場合のみ、吸音面積を考慮することはそれほど重要な意味を有さないとも推定され、吸音面積の大きさに関係なく吸音力（または室定数）を一定とし、 $S_1, S_3$  を予測用のデータからはずしてみた。

## 計算方法

《その1》で記述されている (2.3.141) 式、(2.3.136)、(2.3.145) 式を用いて吸音力  $A_1, A_3$  を用いた式に書き換ると

$$\begin{aligned} \frac{E_3}{E_1} &= \frac{R'_1}{R_3} + K = \frac{A_1}{A_3 + B} \times \frac{\bar{\beta}}{1 - \bar{\beta}} + \frac{B}{A_3 + B} \\ &= \frac{A_1 \bar{\beta} + B - \bar{\beta} B}{A_3 (1 - \bar{\beta}) + B - \bar{\beta} B} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.156) \end{aligned}$$

となるが (2.3.156) 式を導入する過程で種々の仮定を行い、省略がなされているので (2.3.115) および (2.3.116) 式から再導入してみる。

すなわち、ルーム 1 に音源として主機とディーゼル発電機があると考える。ディーゼル発電機に関する騒音発生エネルギー  $P_2$ 、開口部 B からエンジンケーシングに流入する直接音の割合  $\beta_2$  指向係数  $Q_2$  を考慮すると (2.3.109)、(2.3.111) 式は

$$\pi_1 = \{ P_1 (1 - Q_1 \beta_2) (1 - \alpha_1) + P_2 (1 - Q_2 \beta_2) (1 - \alpha_1) + P_3 Q_3 (1 - \alpha_3) \} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.157)$$

$$\pi_3 = \{ P_3 (1 - Q_3 \beta_3) (1 - \alpha_3) + P_1 Q_1 \beta_1 (1 - \alpha_1) + P_2 Q_2 \beta_2 (1 - \alpha_1) \} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.158)$$

となる。

$$\text{ここで } Q_1 = Q_2 = Q_3 = 1, \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, P_1 = 10^{10}, P_2 = 10^{10}, P_3 = 0$$

(2.3.156)、(3.2.157) 式を (2.3.112)、(2.3.113) 式に代入すると

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{4 \cdot 10^{10}}{C} \left( \frac{1 - \beta_1}{A_1 + B} + \frac{B}{A_1 + B} \cdot \frac{\beta_1}{A_3 + B} \right) \frac{1 - \alpha}{1 - k} \\ &+ \frac{4 \cdot 10^{10}}{C} \left( \frac{1 - \beta_2}{A_1 + B} + \frac{B}{A_1 + B} \cdot \frac{\beta_1}{A_3 + B} \right) \frac{1 - \alpha}{1 - k} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.159) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_3 &= \frac{4 \cdot 10^{10}}{C} \left( \frac{\beta_1}{A_3 + B} + \frac{B}{A_3 + B} \cdot \frac{1 - \beta_1}{A_1 + B} \right) \frac{1 - \alpha}{1 - k} \\ &+ \frac{4 \cdot 10^{10}}{C} \left( \frac{\beta_2}{A_3 + B} + \frac{B}{A_3 + B} \cdot \frac{1 - \beta_2}{A_1 + B} \right) \frac{1 - \alpha}{1 - k} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.160) \end{aligned}$$

エンジンケーシングと機関室の拡散音エネルギー密度比  $E_1/E_3$  は (2.3.157) 式を (2.3.158) 式で除して整理すると

$$\frac{E_1}{E_3} = \frac{B + A_3 (1 - \bar{\beta})}{B + A_1 \bar{\beta}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.161)$$

となる。

すなわち (2.3.156) 式の分子分母の  $-\bar{\beta} B$  を消却した形となり、 $B \gg \bar{\beta} B$  より  $\bar{\beta} B$  は消去可能である。したがって

て (2.3.155) 式と (2.3.160) 式は同一とみなせる。

(2.3.161) 式で与えられる拡散音エネルギー密度の比は、通常航海時のものであり、またこれは拡散音エネルギー比に等しいことから通常航海中エンジンケーシングの拡散音エネルギー  $W_3'$  は

$$\frac{E_1}{E_3} = \frac{W_1'}{W_3'} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.162)$$

$$W_1' = \left( \frac{P_1}{R_1} + \frac{4 \cdot 10^{10}}{R_1} \right) \dots \dots \dots \quad (2.3.163)$$

$$W_3' = \left( \frac{P_1}{R_1} + \frac{4 \cdot 10^{10}}{R_2} \right) \cdot \frac{E_3}{E_1} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.164)$$

で計算される。

直接音エネルギーを (2.3.164) 式に加えれば通常航海時エンジンケーシングの騒音エネルギー  $W_3$  が得られる。

すなわち、

$$W_3 = \left( \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{10^{10}}{4\pi r_{e_2}^2} \right) + \left( \frac{P_1}{R_1} + \frac{4 \cdot 10^{10}}{R_2} \right) \cdot \frac{E_3}{E_1}$$

$$= 10^{10} \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_1 \cdot E_1} \right) + 10^{10} \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_2 \cdot E_1} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.165)$$

(2.3.165) 式で、主機のみかけ騒音エネルギー  $(W_3)_1$

$$(W_3)_1 = 10^{10} \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_1 \cdot E_1} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.166)$$

とし、ディーゼル発電機のみかけ騒音エネルギー  $(W_3)_2$  を

$$(W_3)_2 = 10^{10} \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_2 \cdot E_1} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.167)$$

とすれば、それぞれみかけ騒音レベルは

主機の騒音レベル

$$SPL_1(A) = P_1 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_1 \cdot E_1} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.168)$$

ディーゼル発電機騒音レベル

$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4 \cdot E_3}{R_2 \cdot E_1} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.169)$$

実際に予測する場合には、解析データから  $\Delta SPL(A) = 10 \log \frac{E_1}{E_3}$  が与えられるので、予測式 (2.3.167), (2.3.168) 式は

主機みかけ騒音レベル

$$SPL_1(A) = P_1 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_1} \cdot 10^{\frac{\Delta SPL(A)}{10}} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.170)$$

ディーゼル発電機騒音レベル

$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} + \frac{4}{R_2} \cdot 10^{\frac{\Delta SPL(A)}{10}} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.171)$$

として与えられる。

ここでみかけ騒音エネルギー、みかけ騒音レベルと記述しているのは、主機およびディーゼル発電機の単体運転時の騒音エネルギー騒音レベルと区別するためである。みかけ騒音エネルギーみかけ騒音レベルは通常航海時の騒音レベルの予測計算式で便宜上使用したものであり、あくまでも単体運転時のものでないことを注記しておく。

#### 実船計測データの解析

表 2.3.101 示される如く  $S_1/S_3$  の値は船によって各々異った値をとっているが、船の大きさ、機関室の大きさに対して傾向的な特徴はないので、 $S_1/S_3$  の各船の平均的な値  $S_1/S_3 = 5$  として

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{S_1}{S_3} = 5 \text{ とする。}$$

上甲板上第2層目の計測点の実測値(図 2.3.109, 2.3.110においてBの記号で示した)において、機関室内拡散音レベルからの偏差が大きなE船、L船を選び、偏差値をもとに  $A_1$ ,  $A_3$  を決定する。

すなわち偏差値を  $\Delta SPL(A)$  とすれば

$$10 \log \frac{E_3}{E_1} = 10 \log \frac{B + A_3 (1 - \bar{\beta})}{B + A_1 \bar{\beta}} = \Delta SPL(A) \quad (2.3.172)$$

が成立することから、 $A_1$ ,  $A_3$  が決定できる。

偏差値を図 2.3.109 より E船の場合、約 9 dB(A) 図 2.3.110 より、L船を 8.5 dB として計算された値は、 $A_1 = 1250$ ,  $A_3 = 250$  となり、この値を予測用のデータとして使用することにした。

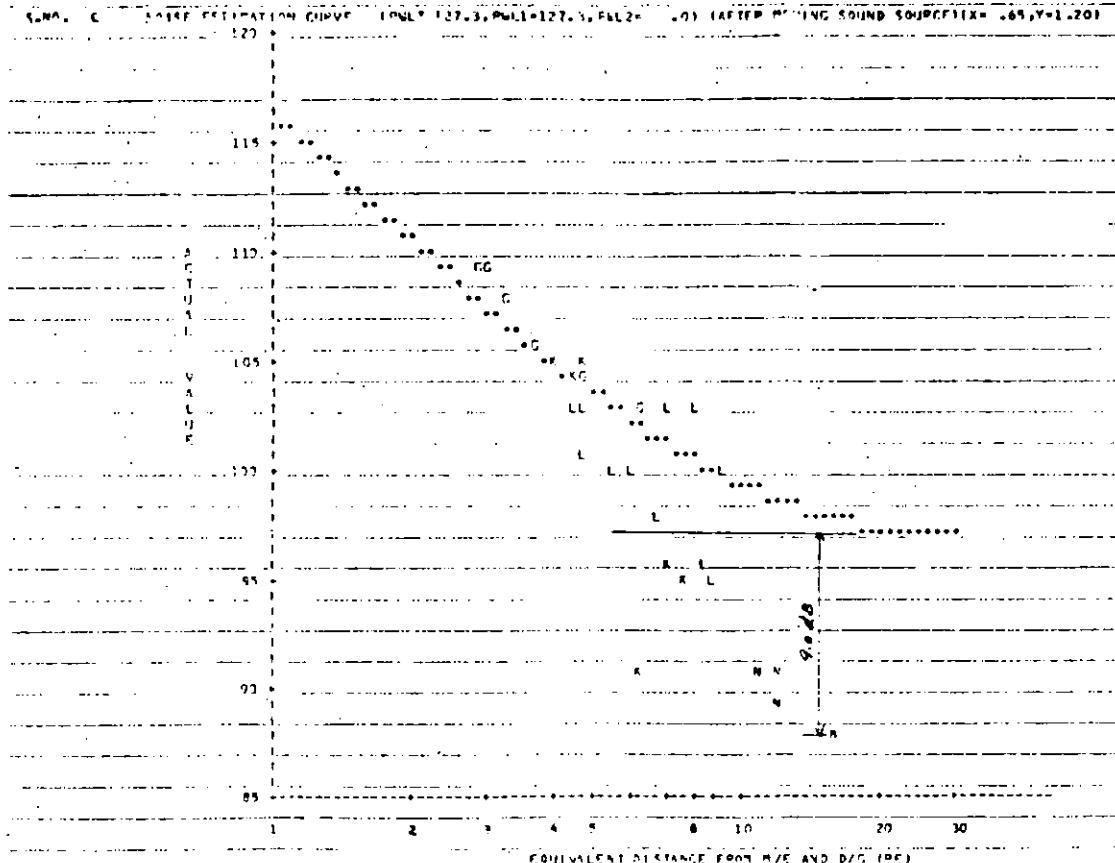


図 2.3.109

表 2.3.102 に上記値を用いて予測した偏差値と実測の偏差値を示しこれを図 2.3.111にてグラフ化して比較した。図 2.3.112, 図 2.3.113に拡散音レベルを《その 1》および《その 2》の方法で予測して、比較している。図 2.3.112 の横軸の実測値はエンジンケーシングの拡散音レベルの推定値を示し、エンジンケーシング内の計測最低レベ

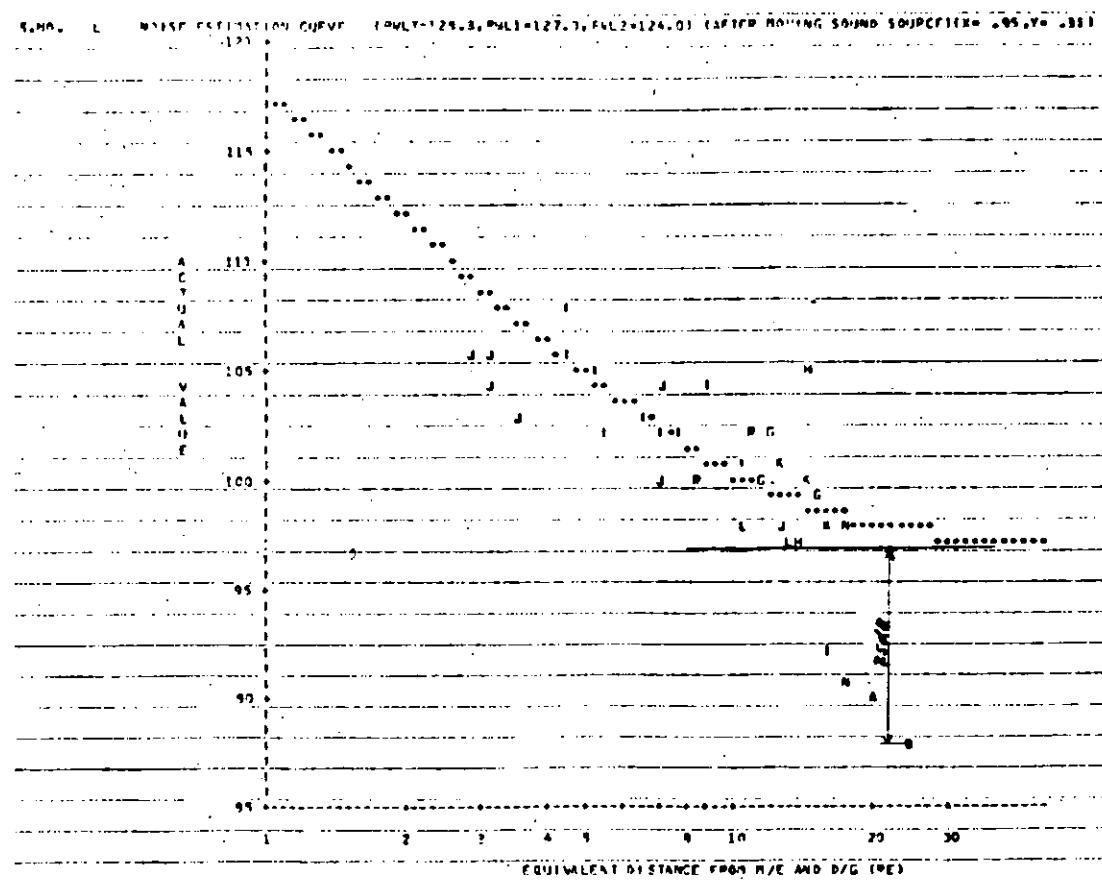


図 2.3.110

表 2.3.102 偏差値  $\Delta SPL(A)$  の計算

	SPL <sub>1</sub>	SPL <sub>2</sub>	B	$\beta_1$	$\beta_2$	$\bar{\beta}$	$\frac{B+A(1-A)}{B+A_1\bar{\beta}}$	偏差値 $\Delta SPL(A)$	
								予測値	実測値
B	123.5	124.0	83.1	0.1020	0	0.0481	2.24	3.50	3.0
C	130.0	120.0	33.9	0.1066	0.0202	0.0987	1.65	2.17	0
D	127.6	120.0	51.6	0.1460	0.0181	0.1267	1.29	1.10	0
E	127.2	-	19.4	0.0102	0	0.0102	8.30	9.19	9.0
F	122.2	120.7	80.4	0.2961	0.0305	0.1874	0.901	-0.45	-3
G	123.5	123.0	101.6	0.2285	0	0.1208	1.27	1.05	1
H	124.5	123.2	144	0.1612	0	0.0926	1.43	1.55	4.5
I	125.5	123.0	142.0	0.1072	0	0.0686	1.65	2.16	5
J	125.5	124.3	136.0	0.1102	0.0097	0.0668	1.68	2.26	1.5
K	124.5	123.5	120.1	0.2573	0	0.1434	1.11	0.48	-1
L	127.0	124.0	33.2	0.0088	0.0020	0.0065	6.81	8.33	8.5
M	127.5	125.5	117.5	0.1400	0.0130	0.0909	1.49	1.74	5.5
1033	123.5	123.0	81.9	0.1227	0	0.0649	1.82	2.6	3.0
2526	123.5	123.5	40.5	0.0192	0	0.0096	5.49	7.39	5.0

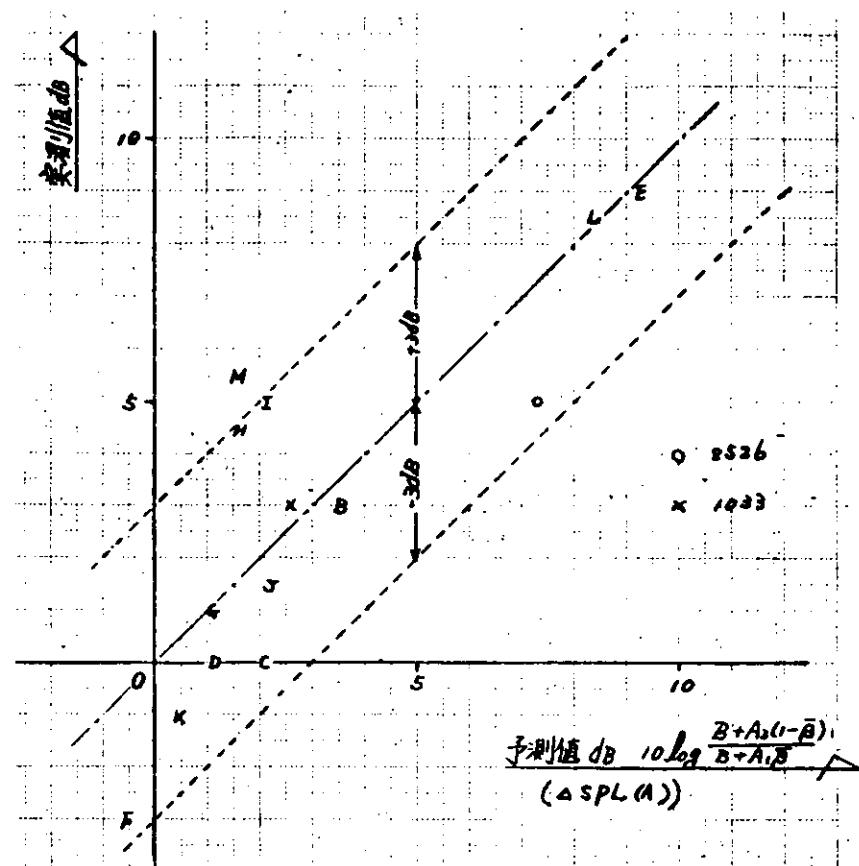


図 2.3.111 偏差値における予測と実測の比較

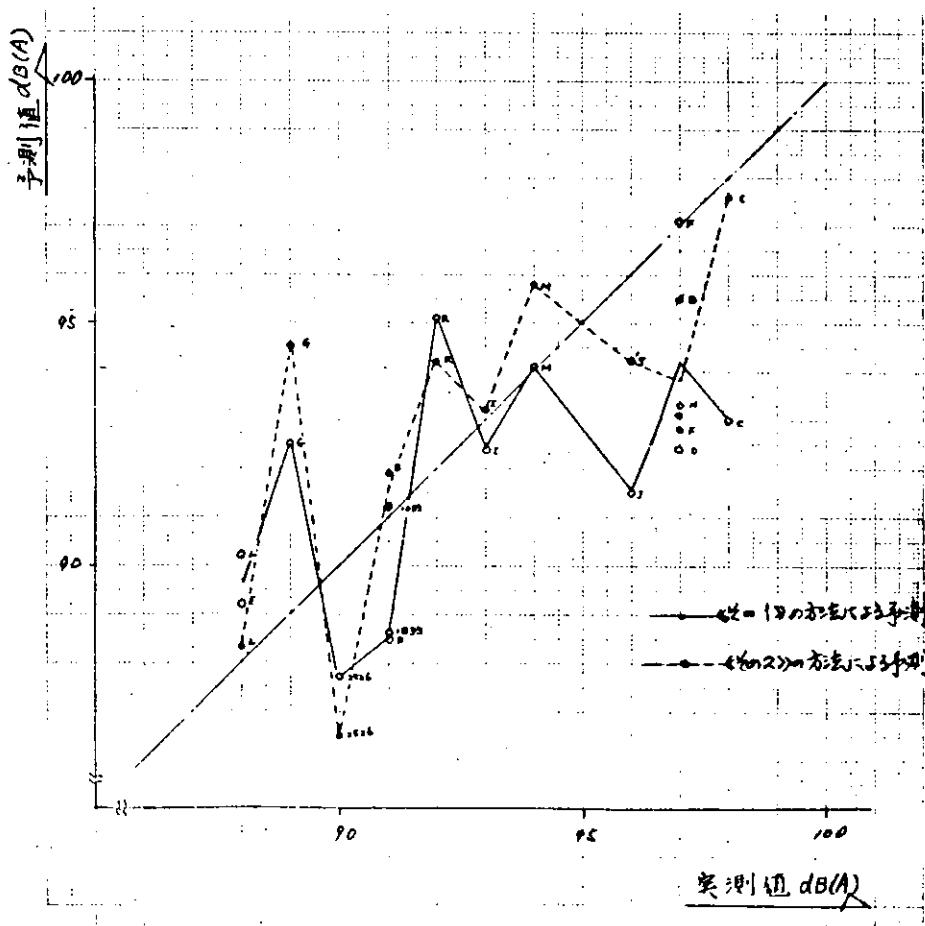


図 2.3.112 通常航海時エンジンケーシング内拡散音 レベル

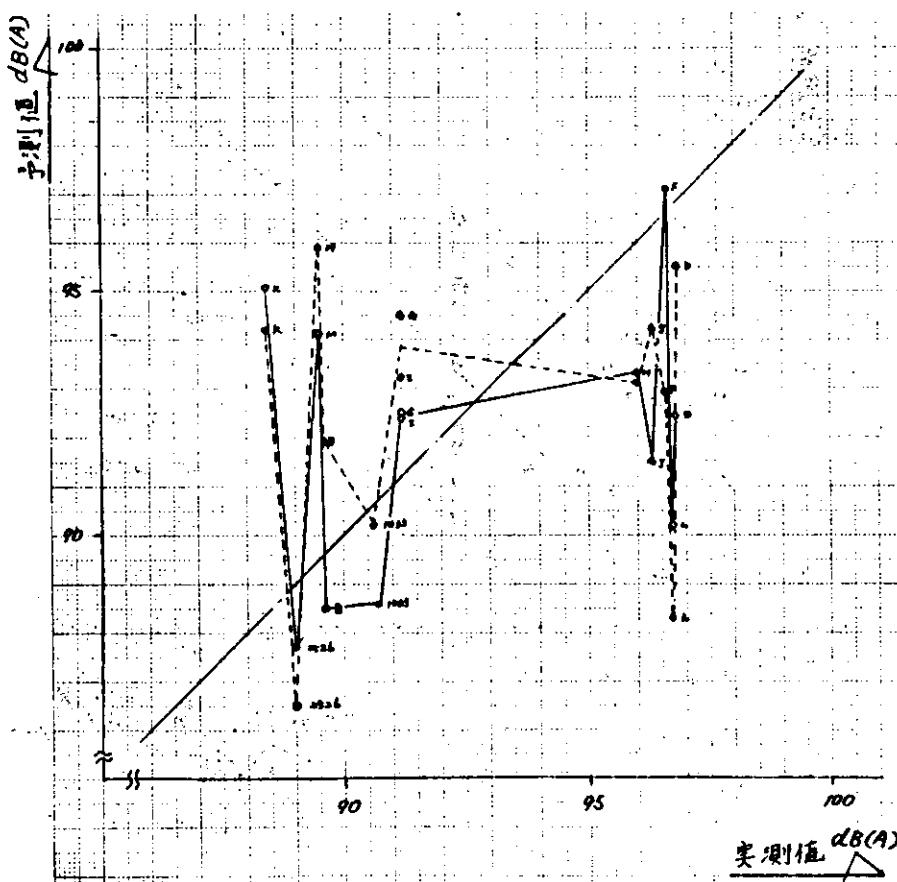


図 2.3.113 通常航海時エンジンケーシング内拡散音レベル

ルを拡散音レベルとし、図 2.3.113 の横軸の実測値にはエンジンケーシング内の全計測値を対象にして、計測値から主機およびディーゼル発電機の直接音の影響をのぞいて算術平均した値を採用している。

図 2.3.112, 2.3.113 からわかるように《その 1》による方法と《その 2》による方法ともに似たような傾向を示しており、ディーゼル発電機の直接音がエンジンケーシング内の拡散音に与える影響を間接的に取扱った《その 1》と直接的に取扱った《その 2》の間には傾向的な相違を見い出すことはできなかった。

#### (V) その他の応用例

##### (イ) その 1. 機関室内のみかけの室定数 $R_1$ と $R_2$ の説明

昨年度の解析結果で、主機運転時の室定数  $R_1$  とディーゼル発電機の室定数  $R_2$  が異なった値を示していた。これについての考察を行う。ディーゼル発電機は一般的に主機に比較すると機関室内のすみに配置されることが多い。その代表例を図 2.3.114 に示し、この場合の機関室内の室定数を主機運転時とディーゼル発電機運転の場合について比較してみる。

ディーゼル発電機が据付されている場所を上甲板下第 2 層目の船尾とし、ここをルーム 3 とみなし、機関室内全体をルーム 1 と設定して、それぞれ主機、ディーゼル発電機運転時のルーム 1 の室定数  $R_1$ ,  $R_2$  を求め比較することにする。

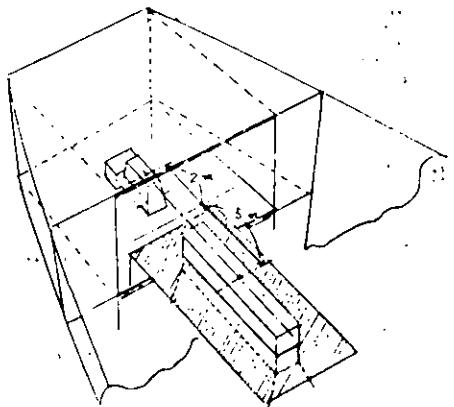
主機の運転時

$$(2.3.109), (2.3.111) \text{ 式に } P_1 = 10^{\frac{10}{10}}, P_3 = 10^{\frac{10}{10}} = 0, Q_1 = Q_3 = 1, \alpha_1 = \alpha_3 = \alpha$$

を代入して

$$\pi_1 = 10^{\frac{10}{10}} (1 - \beta_1) (1 - \alpha) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.173)$$

$$\pi_3 = 10^{\frac{10}{10}} \beta_1 (1 - \alpha) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.174)$$



$L = 8$	: 線音源長
開口部寸法	巾 8 m
	高さ 3.5 m
$(\tau_{eB})_1 = 3.0$	: 音源主機から開口部中心までの等価距離
$(\tau_{eB})_2 = 2.0$	: 音源ディーゼル発電機から開口部中心までの等価距離
$\beta_1 = 0.156$	: 主機の直接音が開口部Bを経てディーゼル発電機を据付している場所へ入射する社
$\beta_3 = 0.253$	: ディーゼル発電機の直接音がディーゼル発電機を据付している場所以外の機関室内に入射する割合

図 2.3.114 機関室配置モデル

(2.3.117), (2.3.118)式すなわち下記の式で

$$E_1 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_1}{A_1 + B} + \frac{B}{A_1 + B} E_3$$

$$E_3 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_3}{A_3 + B} + \frac{B}{A_3 + B} E_1$$

$\pi_3$  が小さいため  $E_3$  が小さくなる。したがって  $\frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_1}{A_1 + B} \gg \frac{B}{A_1 + B} E_1$  となり

$$E_1 \approx \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_1}{A_1 + B} - \frac{4}{C} \cdot \frac{10^{10}}{A_1 + B} (1 - \beta_1) (1 - \alpha) = \frac{4}{C} \cdot \frac{10^{10}}{R_1} E_1$$

$$R_1 = \frac{A_1 + B}{(1 - \beta_1)(1 - \alpha)} \quad \dots \quad (2.3.175)$$

ここで  $R_1$  は主機運転時の機関室内みかけ室定数である。

発電機運転時

$$(2.3.109), (2.3.111)式に  $P_1 = 10^{\frac{P_1}{10}} = 0$ ,  $P_3 = 10^{\frac{P_2}{10}}$ ,  $Q_1 = Q_3 = 1$ ,  $\alpha_1 = \alpha_3 = \alpha$$$

を代入し

$$\pi_1 = 10^{\frac{P_2}{10}} \cdot \beta_3 (1 - \alpha) \quad \dots \quad (2.3.176)$$

$$\pi_3 = 10^{\frac{P_2}{10}} \cdot (1 - \beta_3) (1 - \alpha) \quad \dots \quad (2.3.177)$$

(2.3.117), (2.3.118)式すなわち下記の式で

$$E_1 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_1}{A_1 + B} + \frac{B}{A_1 + B} E_3$$

$$E_3 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_3}{A_3 + B} + \frac{B}{A_3 + B} E_1$$

$\pi_1$  が小さくなり、 $E_1$  の値は小さくなる。したがって  $\frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_3}{A_3 + B} \gg \frac{B}{A_3 + B} E_1$

$$\text{となって } E_3 = \frac{4}{C} \cdot \frac{\pi_3}{A_3 + B} = \frac{4 \cdot 10^{10}}{C R_3} \quad \dots \quad (2.3.178)$$

$$R_3 = \frac{A_3 + B}{(1 - \beta_3)(1 - \alpha)} \quad \dots \quad (2.3.179)$$

(2.3.117)式を $E_1$ の計算式に代入すると

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{4}{C} \cdot \frac{10^{10}}{A_1 + B} \beta_2 (1-\alpha) + \frac{B}{A_1 + B} \cdot \frac{4}{C} \cdot \frac{10^{10}}{R_3} \frac{P_2}{R_2} \\ &= \frac{4 \cdot 10^{10}}{C} \left\{ \frac{\beta_3}{1 - \beta_1} \frac{1}{R_1} + \frac{B}{A_1 + B} \frac{1}{R_3} \right\} \\ &= \frac{4 \cdot 10^{10}}{C \cdot R_2} \end{aligned} \quad (2.3.180)$$

$$R_2 = \frac{1}{\frac{\beta_3}{1 - \beta_1} \frac{1}{R_1} + \frac{B}{A_1 + B} \frac{1}{R_3}} \quad (2.3.181)$$

ここで $R_2$ はディーゼル発電機運転時の機関室みかけ室定数である。

(2.3.181)式を書き換ると

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{1 - \beta_1}{(1 - \beta_3) \frac{B}{A_3 + B} + \beta_3} \quad (2.3.182)$$

となり、ここで $A_3$ に関してエンジンケーシング内の解析の際に求められた程度の値が使用できるものと仮定し $A_3 = 250$ を使用する。

$\beta_1, \beta_3$ はモデル図の $\beta_1 = 0.156, \beta_3 = 0.253$ を代入すると

$$\frac{R_2}{R_1} = 2.57$$

となって昨年度の解析結果の $\frac{R_2}{R_1} = \frac{13000}{5000} = 2.6$ に近い値を得ることが出来る。

すなわち、ディーゼル発電機の運転時の機関室内みかけ室定数はディーゼル発電機の配置の関係から、主機運転時のそれより大きくなつたことが推定される。したがつて今後主要音源の配置を考慮して、機関室内のみかけ室定数を適切に選定することが可能であることを示唆している。

ただし、上記計算式で $A_3 = 250$ という値を使用して計算しているが、この値についてはもっと吟味する必要があり、予測のために使用するほどの信頼性には欠けることを注記しておく。

#### (口) その2. 機関室内の1部である区画を設けられた場所

機関室内で扉が設けられない部屋やタンク間の奥まった場所、制御室の裏側などを予測対象とする場合、この補正方法が適用できると考えられる。

すなわち(2.3.109), (2.3.111)式, (2.3.117), (2.3.118)式を対象場所に応じて適切な形に簡略化を行い、エンジンケーシングの場合と同様のデータ処理を行なえば実積ベースで予測が可能であると考えられる。

#### (V) 考 察

通常航海時のエンジンケーシング内騒音レベルは図2.3.108の実測値と予測値の比較からもわかる通り、本補正方法を使用することにより、ほぼ±3dBの精度で計測点の予測を行うことができる。またケーシング以外の応用場所についても実測値からエンジンケーシングの場合と同様の解析を行へば、今後さらにこれらの予測場所の予測精度の向上がはかれると考えられる。

尚、エンジンケーシング内以外の場所へこの補正方法を適用しようとする場合、対象場所に応じた形に(2.3.109), (2.3.111)式、および(2.3.117), (2.3.118)式を簡略化する必要がある。すなわち、

- 対象とする音源の指向係数Qの考慮
- 対象場所の平均吸音率αの考慮
- 隣接する部屋の大きさ、吸音力の考慮

を行ない簡略化をはかる。

### エンジンケーシング内の解析方法の考察

《その1》の方法で、エンジンケーシング内の解析を行う際、本来は(2.3.131)、(2.3.132)式を利用し、発電機の単体運転時の計測結果より、発電機単体運転時におけるエンジンケーシング内の室定数 $(R_3)_2$ を求め、さらに通常航海時の計測データから発電機の影響を除き主機運転時のエンジンケーシング室定数 $(R_3)_1$ を求めるべきであるが、

- ・発電機単体運転時のエンジンケーシング内計測データが全船を通じて少なく、拡散音レベルを決定しにくい。
- ・上記の理由により通常航海時のデータから主機の騒音レベルを分離できること。

などの理由により $(R_3)_2$ 、 $(R_3)_1$ を別々に算出することは断念して、通常航海時のデータから、主機とディーゼル発電機の両方を運転している時のエンジンケーシング室定数 $R_3$ を求めていた。《その2》の方法についても同じである。今後は発電機単体運転時の計測データの充実をはかり主機または発電機運転時につき別々に予測できるようにした方が理想的と考えられる。《その1》および《その2》の方法によるエンジンケーシング内の拡散音レベル予測値の比較は前掲の図2.3.112、2.3.113で行っており、《その2》による方法の方が多少大きめに予測されている。これは解析に使用した拡散音レベルの推定値が異なったために生じた差である。すなわち《その1》の方法では解析の対象船全船につき拡散音レベルを推定し、予測用データを作成しているが《その2》の方法では解析の主対象がE,L船の2船をベースとしている。

したがって精度的な面で《その1》と《その2》を比較しても有意性は見られないと考えられる。ここでは、発電機の直接音が開口部を通じてエンジンケーシング内の拡散音に与える影響を調べることを目的としている。結果的には、ディーゼル発電機の直接音の影響を間接的に取扱った《その1》と、直接的に取扱った《その2》の間には、そのちがいを傾向的な特徴として見い出すことはできなかった。

### 発電機単体運転時のエンジンケーシング騒音レベルの予測

本報では前述の通り発電機単体運転時のエンジンケーシング拡散音が直接求まらないのでつきのような方法で、通常航海時の解析データをもとに発電機単体運転時の騒音レベルの予測を行うことを考える。

発電機単体運転時のエンジンケーシング内の騒音エネルギーは《その1》の方法(2.3.132)式より

$$(W_3)_2 = 10^{10} \left[ \frac{1}{4\pi r_{e_1}^2} + \frac{4}{R_2} \left\{ \frac{R_2}{(R_3)_2} + \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_2} \right\} \right] \quad (2.3.182)$$

が与えられる。ここで次の様な仮定を行ってみる。

発電機の直接音が上甲板の開口部を通じてエンジンケーシング内に流入するような発電機の配置および計測点は対象外とする。すなわち上式において $r_{e_2} \rightarrow \infty$ 、 $\beta_2 = 0$ とする。また $k = \frac{1}{(R_3)_2} \cdot \frac{B}{\beta_2} \neq \frac{1}{(R_3)_1} \cdot \frac{B}{\beta_1}$ の関係式を利用し、又、図2.3.106より $\beta_1 = 0$ の時の $\frac{R_1}{R_3} \neq 0.11$ を $\beta_2 = 0$ のときの $\frac{R_2}{(R_3)_2}$ に相当すると考える。

したがって騒音エネルギー、騒音レベルは

$$(W_3)_2 = \frac{4 \cdot 10^{10}}{R_2} (0.11 + k)$$
$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \frac{4}{R_2} + 10 \log (0.11 + k) \quad (2.3.184)$$

で与えられる。

また《その2》の方法で上記の式に相当する式は $\bar{\beta} = 0$ として

$$(W_s)_2 = \frac{4 \cdot 10^{10}}{R_2} \left( \frac{B}{B + 250} \right) \quad (2.3.185)$$

$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \frac{4}{R_2} + 10 \log \left( \frac{B}{B + 250} \right) \quad (2.3.186)$$

が与えられる。

(2.3.184), または(2.3.186)式による予測値と実測値の比較を図2.3.115に示す。

発電機からの直接音の入射量がほとんどないと推定される場合には、かなりの精度で予測が可能と考えられる。しかし直接音の入射がありこれが拡散音場に影響している場合には、5~10dB程度実測値が大きめとなることが予想される。

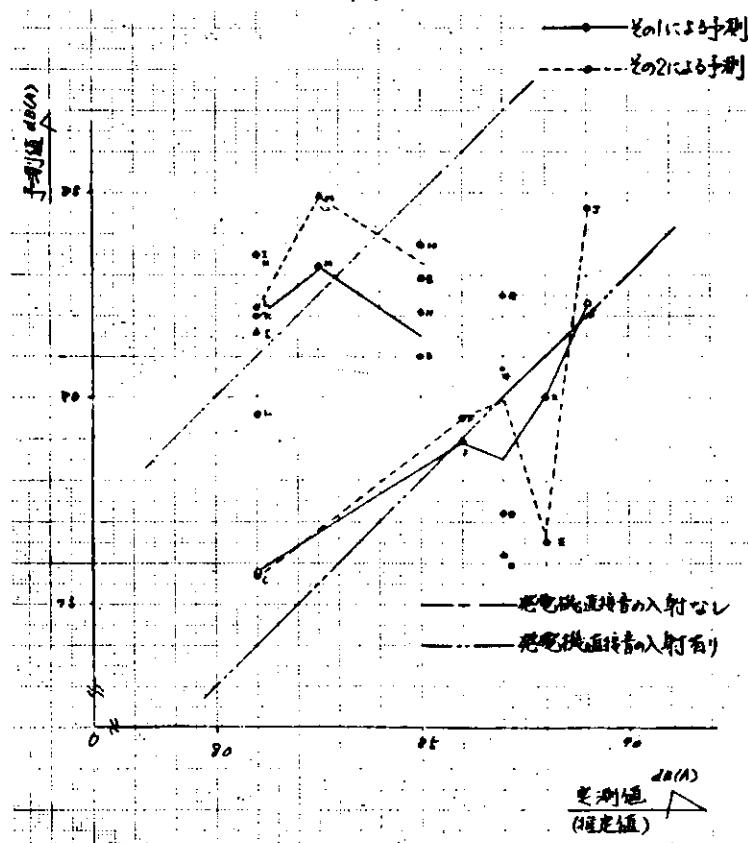


図2.3.115 発電機単体連転時のエンジンケーシング内騒音レベル

### (3) 予測誤差について

主機、ディーゼル発電機などの音源の位置を規定された場所に設定して機関室内の任意の位置における騒音レベルを音源からの距離の関数として求めることは(1)“主要音源の取り扱い”で検討した通りでありこれにより実測値と予測値の比較を行なった結果は前掲の図2.3.9ないし図2.3.12に示した。これらの図は昨年度に設定した主機線音源の位置に対して、修正を加えた結果算出した予測値と実測値の比較を示しているものである。この図によると主機過給機近傍のように実測値が特に大きくなるというような箇所がなくなり、図全体としてアンバランスが解消し、一応満足すべき結果となっている。更に予測値の方が小さくなっている箇所に対しては(2)“補正方法”で主としてケーシング内の補正方法についての検討を行なったが、この結果を図2.3.11(S.No 1033)に適用した場合について以下に説明する。同図中M, A, B, Cで示されている箇所はいずれも主機および

ディーゼル発電機よりの直接音が届かない所で予測値は主機及びディーゼル発電機の拡散音を合成したものとして図に示す通り 93.8 dB(A) と計算されている。これに対する実測値はそれぞれ 96.0, 92.0, 91.5, 91.0 dB(A) となっている。これらの値のうち A, B, C に対応するものの予測値が実測値より大きくなっている。これらを(2)“補正方法”記載の方法を使って補正した結果は図 2.3.151 に示す通りである。図 2.3.11 における予測値の計算過程及び図 2.3.151 における計算過程を図中 B 点であらわされている箇所について以下に示す。

図 2.3.11 の場合

$$SPL_{1E} = 123.5 + 10 \log \frac{4}{5000} = 92.5$$

$$SPL_{2E} = 123.0 + 10 \log \frac{4}{13000} = 87.9$$

$$SPL_{TE} = 10 \log \left( 10^{\frac{92.5}{10}} + 10^{\frac{87.9}{10}} \right) = 93.8$$

図 2.3.151 の場合

$$\frac{S_1}{S_3} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} \text{ の計算結果は } 0.541, \text{ 図 2.3.106 より } \frac{R'_1}{R'_3} = 0.315$$

(2.3.115) 式より

$$SPL_E = 123.5$$

$$+ 10 \log \left\{ \frac{1}{4\pi \times 11.8^2} + \frac{4}{4400} \left( 0.315 + \frac{1}{15873} \times 667.5 \right) \right\} = 92.7$$

S.№ 2526 の場合、図 2.3.12 について、同様の補正を加えたものは図 2.3.152 となる。

この結果に考察を加えると次の通りである。

(a) 上甲板上の計測点を除いてケーシング内の計測点に対する補正結果はおむね満足すべき結果となっている。上甲板上の計測点のエネルギーレベルはケーシング内のエネルギーレベルと機関室内のエネルギーレベルの中間にあるものと考えるべきである。

(b) S.№ 1033 の場合、図 2.3.151 より明らかのように B 点（上部構造 2 層目）および C 点（上部構造 3 層目）で実測値と予測値の誤差が最小となっており、A 点（上部構造 1 層目）ではこの差が少し拡大している。

S.№ 2526 の場合、重なっている点がかなりあるので、図 2.3.151 のみでは判別出来ないが B, A に対応する計測点は各 5 点あり、B 点の場合、誤差の絶対値の平均値は 0.3 dB, A 点の場合、実測値がいずれも予測値より大きく誤差の平均値は 1.2 dB となっている。したがって今迄の補正方法は上部構造 2 層目に対して行なっていることになり、この傾向を掴んで補正を行なうべきである。

今迄の検討過程では S.№ 1033 及び S.№ 2526 以外の解析対象船（B 船～M 船）についての図を省略してきたが、図 2.3.151, 図 2.3.152 に対応する図として B 船～M 船の図を図 2.3.153 より図 2.3.164 に示した。

### 2.3.3 オクターブ・バンド・スペクトル予測方法の検討

#### (1) 空気音の減少と周波数の影響

オクターブ・バンド・スペクトルの予測に際しては、一般に各周波数ごとに、減衰量を考慮しなければならないと思われるが、本予測法では、以下の理由により、機関室内のスペクトル・パターンは変化しないと考えた。つまり、周波数によらず減衰量は一定とした。

なぜならば、機関室程度の距離の限られた空間では、前年度の解析結果、図 2.3.201 にみられるごとく、直接音が支配的である。また、室定数の大きな空間（前年度の解析結果によれば、機関室の室定数は、主機に関して 5000 m³ 発電機に対して 13000 m³ である）では、図 2.3.202 にみられるごとく、この傾向は助長される。

直接音の距離による音圧レベルの減衰量は、次式の右辺括弧内第一項で表わされるごとく、周波数成分を含ま

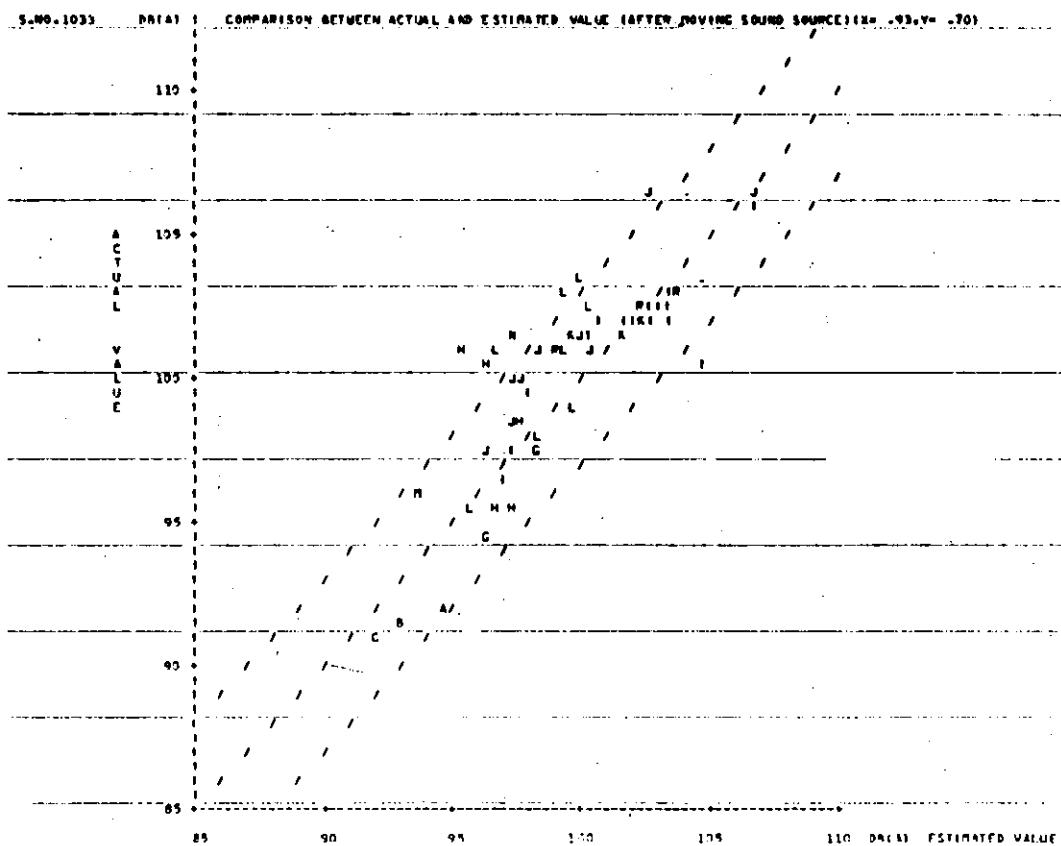


図 2.3.151 S.N. 1033  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

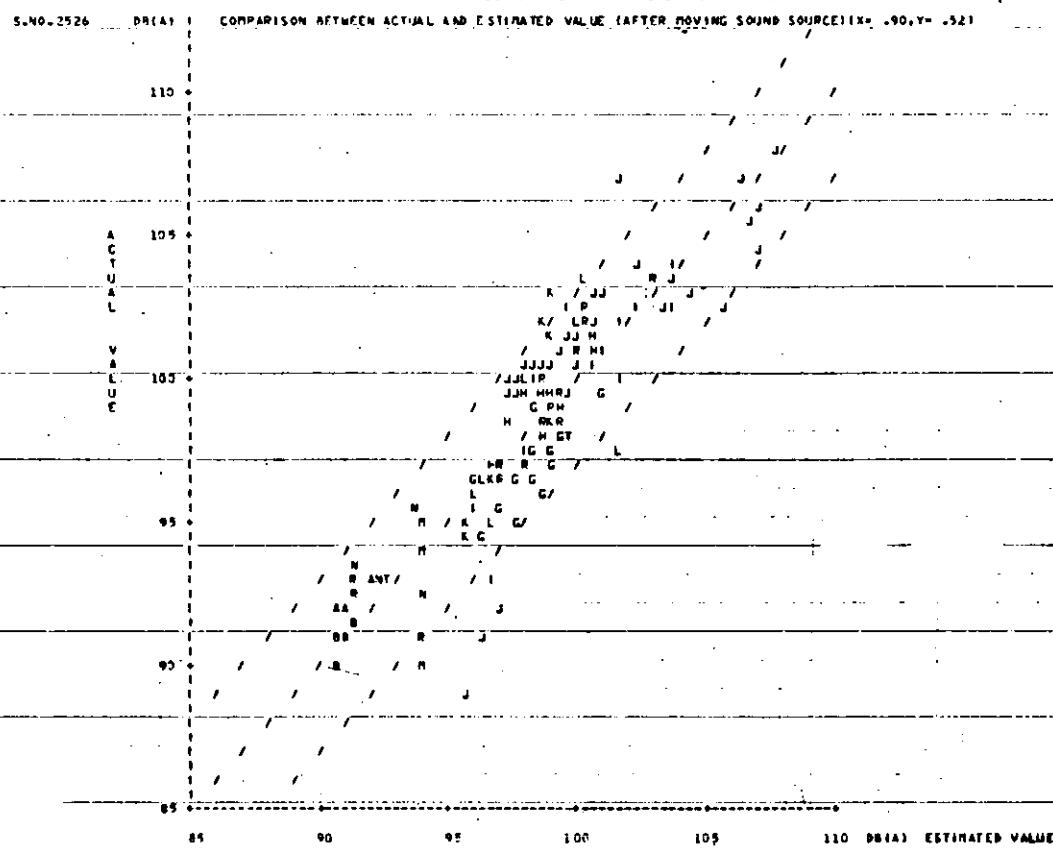


図 2.3.152 S.N. 2526  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

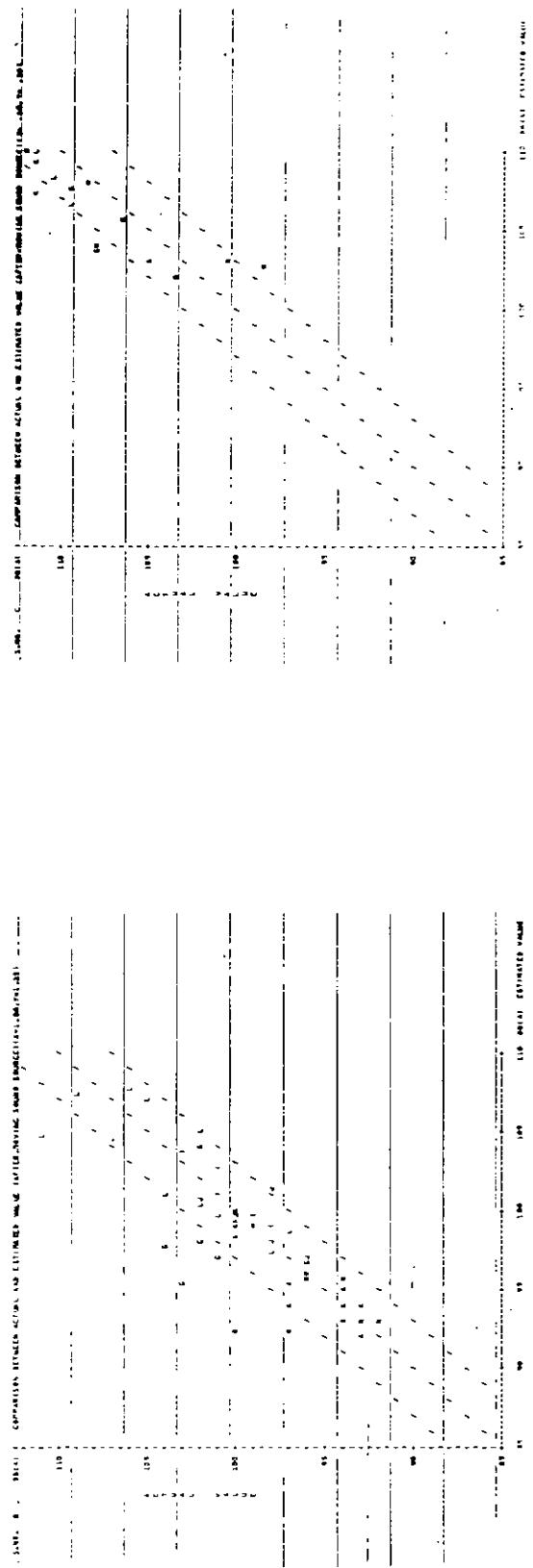


図 2.3.153 'B' 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

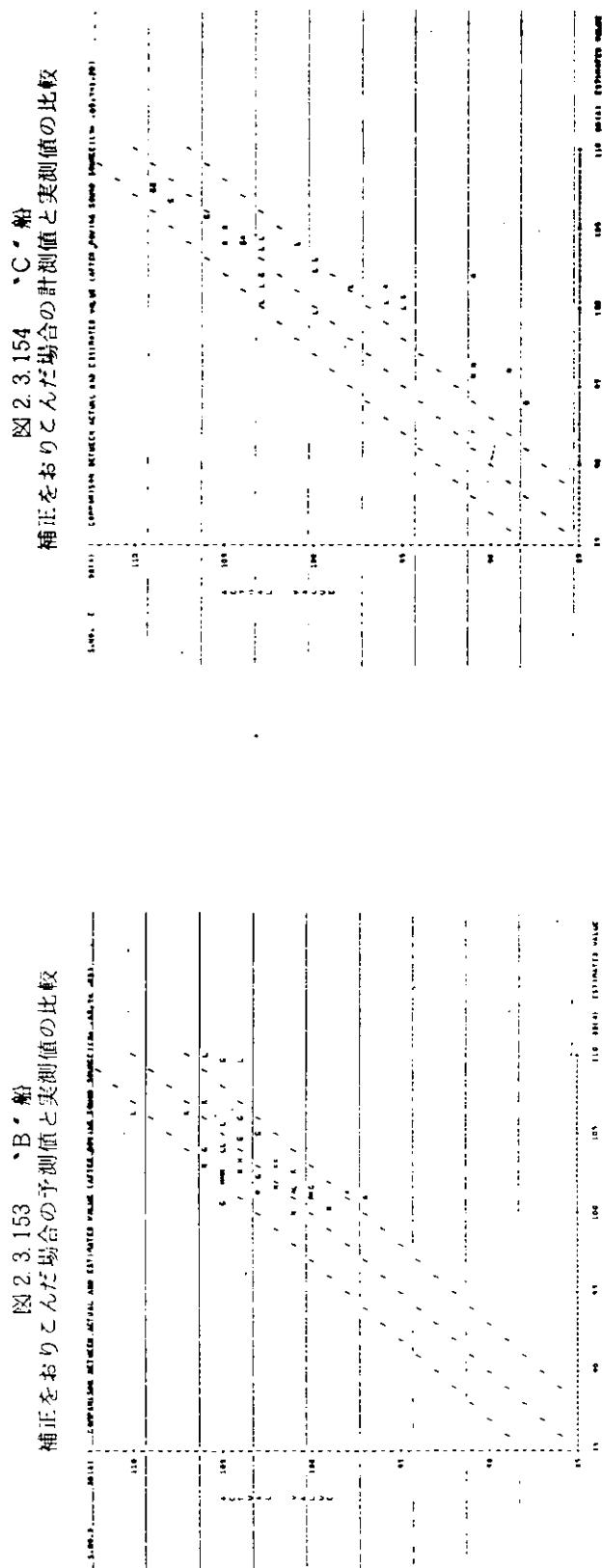


図 2.3.154 'C' 船  
補正をおりこんだ場合の計画値と実測値の比較

図 2.3.155 'D' 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

図 2.3.156 'E' 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

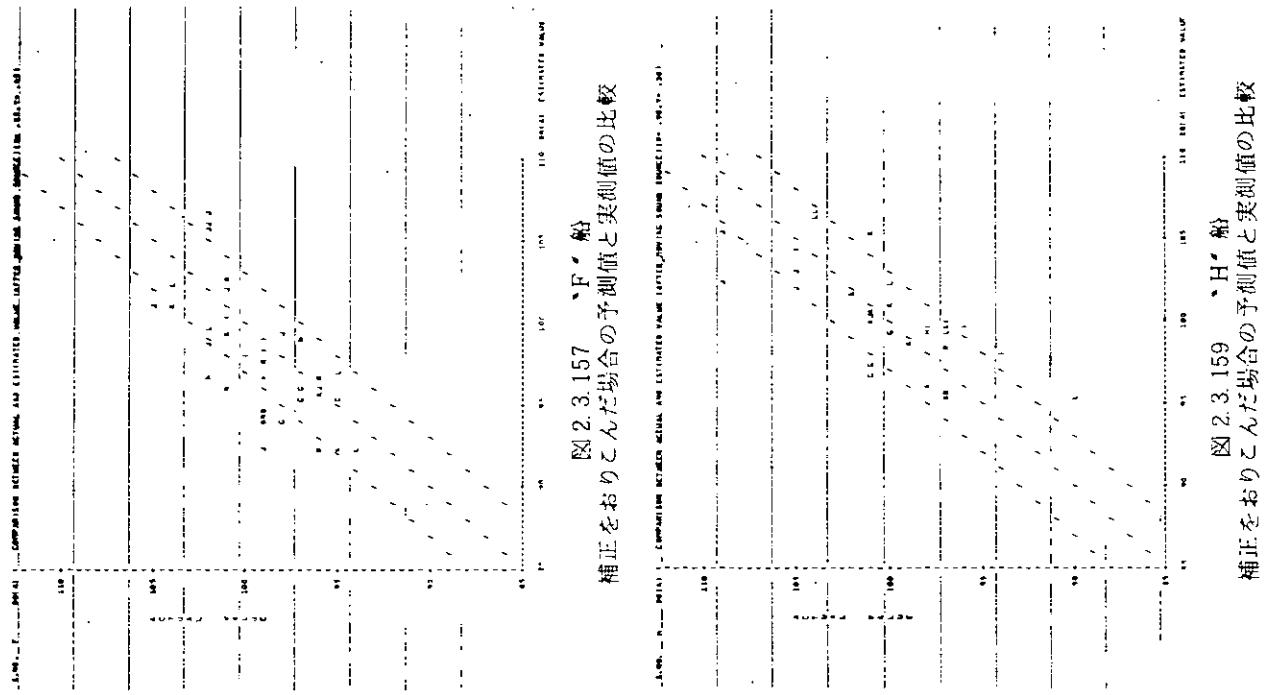


図 2.3.157 「F」船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

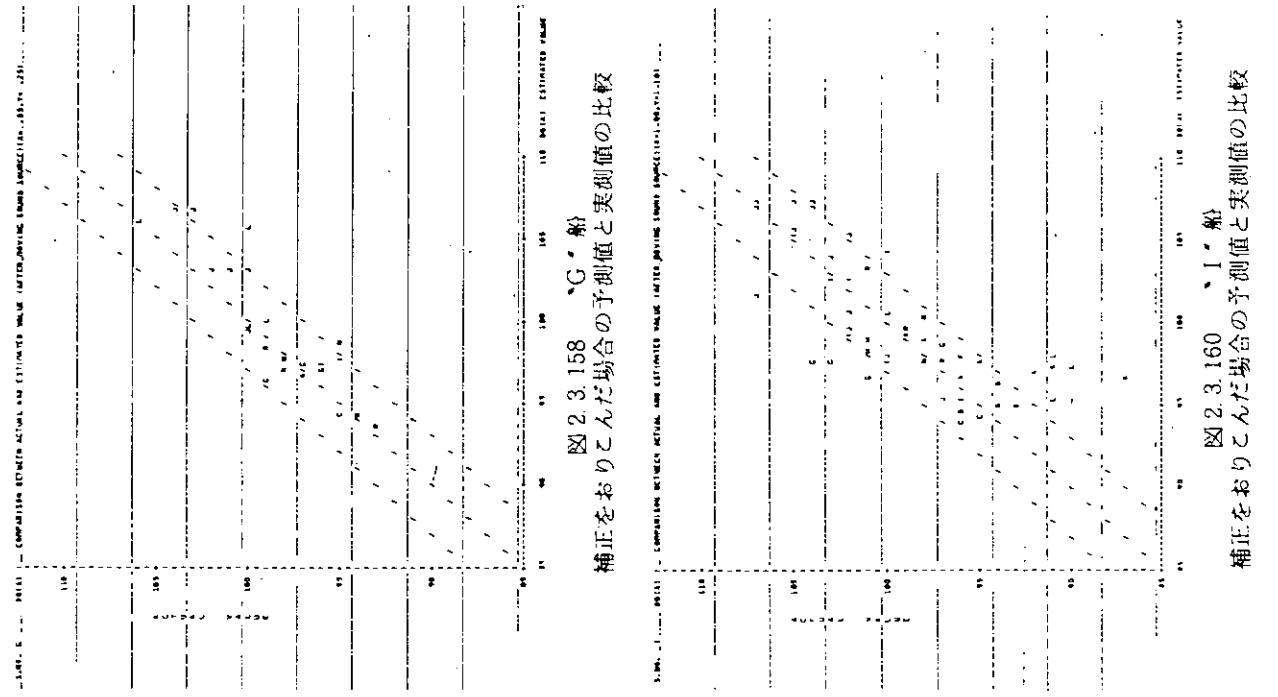


図 2.3.158 「G」船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

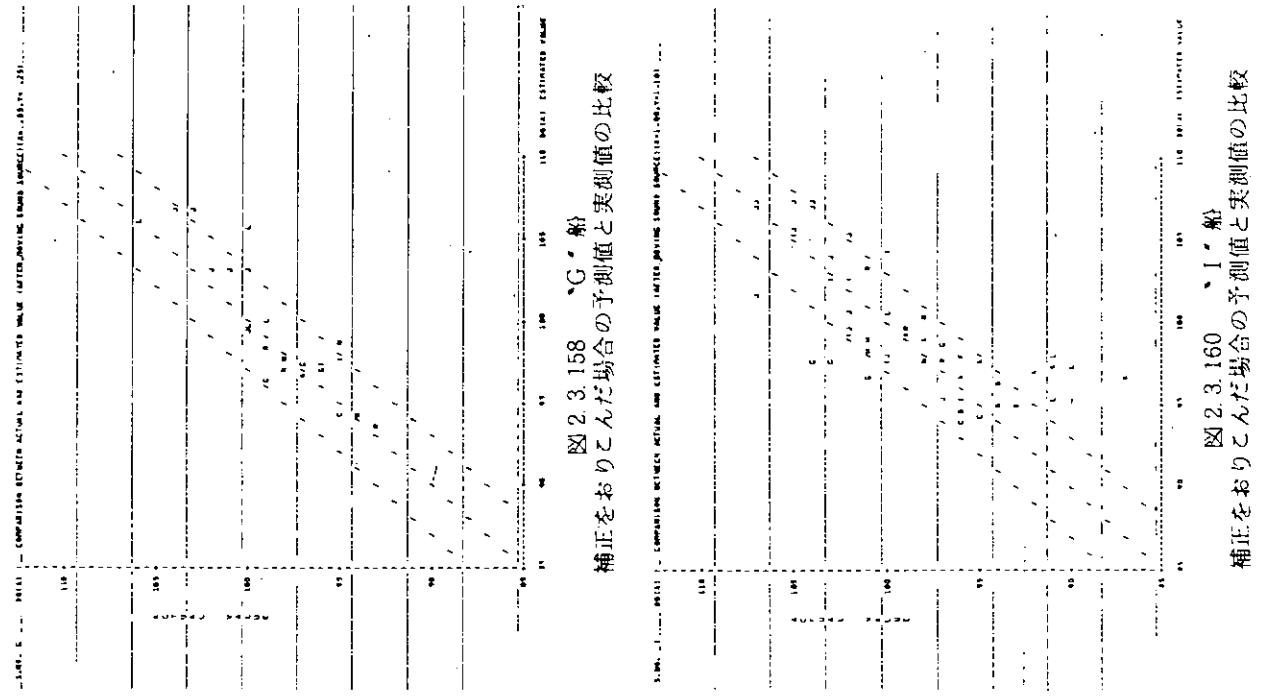


図 2.3.160 「H」船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

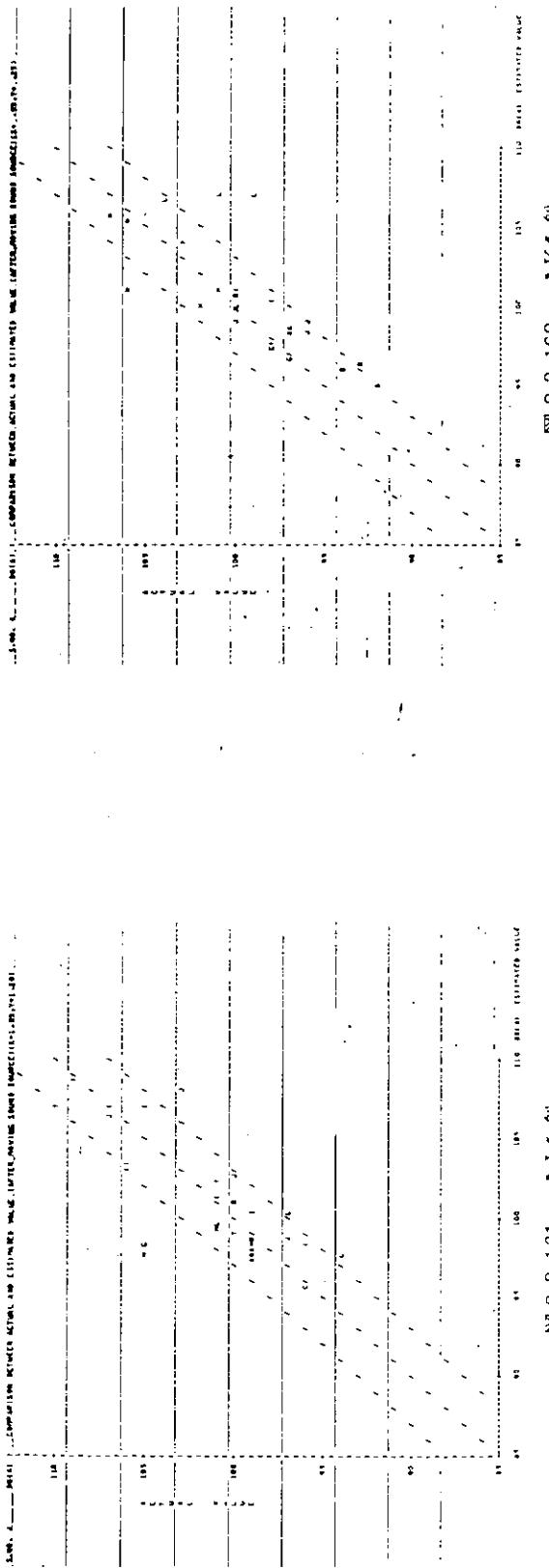


図 2.3.161 "J" 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

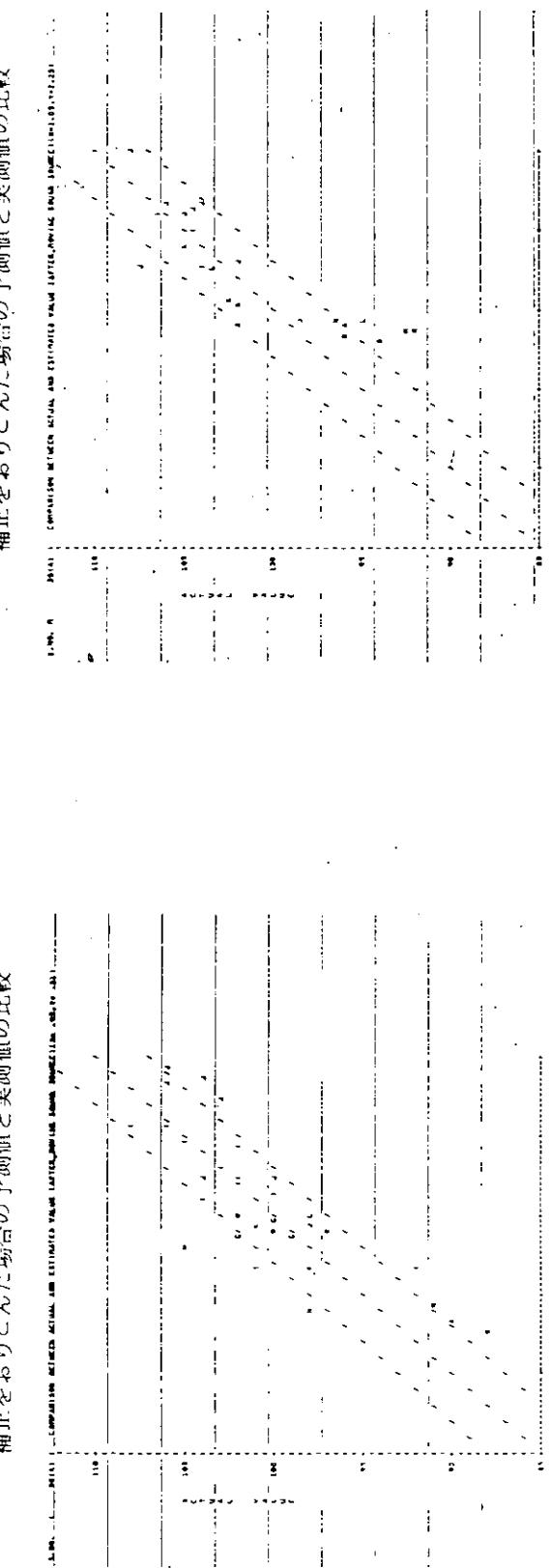


図 2.3.162 "K" 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較



図 2.3.164 "M" 船  
補正をおりこんだ場合の予測値と実測値の比較

ない。

$$SPL(A) = P + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2.3.201)$$

よって、直接音が支配的である機関室内では、周波数ごとの減衰量は一定であり、オクターブ・バンド・スペクトルのパターンは変化しないといえる。

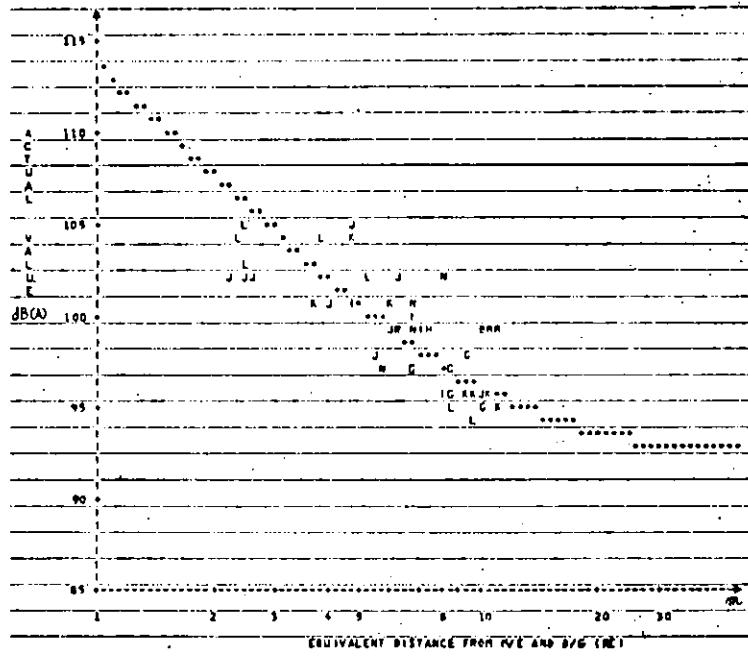


図 2.3.201 F 船 通常航海時

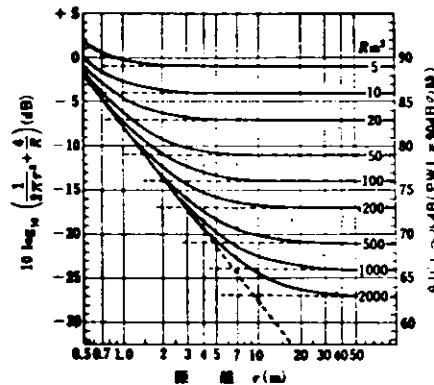


図 2.3.202 理論減衰曲線

この他に、オクターブ・バンド・スペクトル・パターンに影響を及ぼす要因として、大気の吸収がある。大気中の音の吸収は、空気の粘性、熱伝導のほか、主として温度、相対湿度に依存すると言われる。大気中の減衰量と周波数の関係は、温度をパラメータにすると、図 2.3.203 で表わされ、可聴周波数範囲で、機関室程度の距離では、周波数による減衰量は、微少で、予測誤差範囲であることがわかる。この点からも機関室内では、オクターブ・バンド・スペクトルのパターンは変化しないと考えられる。

## (2) オクターブ・バンド・スペクトルの予測

### (a) 予測法の概念

機関室内には、主機、発電機を始め、数多くの補機器があり、それぞれ独自のオクターブ・バンド・スペクトルを持つ騒音を発生する。これらの騒音が重なり合って、機関室内各所の騒音レベル及びオクターブ・バンド・スペクトルを決定する。しかし、これら数多くの機器をすべて考慮して、任意の点の、オクターブ・バンド・スペクトルを予測することは、既存のデータの不足などから、難かしく、又すべての機器の考慮が可能としても実際に予測する際、作業が煩雑となり必ずしも得策でない。そこで、騒音レベルの予測法同様、対象とする音源を機関室の騒音に影響度の大きい主機と発電機にしほり、オクターブ・バンド・スペクトルの予測を行うこととした。

### (b) 予測作業

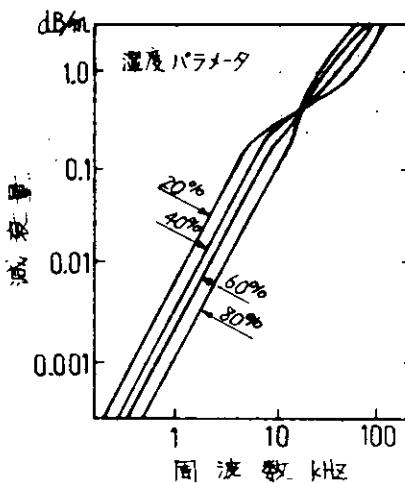


図 2.3.203 大気中の減衰

実際の予測に際しては、塔載する主機及び発電機の単体運転時の近傍の騒音レベル及びオクターブ・バンド・スペクトルを必要とする。スペクトル・パターンが変化しないものとすれば、これらのデータから表2.3.201(様式1)により機関室内任意の点のオクターブ・バンド・スペクトルの予測が可能となる。ただし、参照番号③および⑦は本書中の機関室内騒音レベルの予測に従って算出した値である。

表2.3.201 (様式1)

参照番号	諸元	騒音レベル dB(A)	オクターブ・バンド分析(Hz) 特性FLAT							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
①	発電機単体運転時近傍計測値									
②	①の(dB(A)-各周波数音圧レベル)	×								
③	予測点の予測騒音レベル									
④	発電機による予測値(③-②)	×								
⑤	主機単体運転時近傍計測値									
⑥	⑤の(dB(A)-各周波数音圧レベル)	×								
⑦	予測点の予測騒音レベル									
⑧	主機による予測値(⑦-⑥)	×								
⑨	予測値(③+⑦, ④+⑧のdB和)									

(注) 本表中でスペクトル・パターン補正量(dB(A)-各周波数音圧レベル)を採用している。しかし、本来、各周波数音圧レベルより表2.3.202のA特性補正值を引き、A特性による周波数分析結果に直してから引くのが妥当と考えられるが、船舶機関部一般騒音計測方案にて、周波数分析はFLAT特性で規定されているので、上記の方法で補正を行うと、計測値と比較する際は、逆に表2.3.202の値を加えることとなる。そこで、予測作業簡略化の為、本補正量を規定した。よって本予測法により求められるオクターブ・バンド・スペクトルは、FLAT特性によるものである。

表2.3.202 A特性補正值

オクターブ・バンド中心周波数(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A特性補正量(dB)	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1

#### (c) 主機単体運転時のデータについて

本方法による予測においては、各造船所で塔載する主機および発電機の機関型式、定格出力別にオクターブ・バンド・スペクトルのデータを整理しておく必要がある。しかし、発電機については船内単体運転時の計測の例は少なくないが、主機に関しては、一般に得られない。そこで在来船の通常航海時の騒音計測結果および発電機単体運転時のデータをもとに表2.3.203(様式2)により、主機船内単体運転時のオクターブ・スペクトルを求めるものとする。

表2.3.203 (様式2)

参照番号	諸元	騒音レベル dB(A)	オクターブ・バンド分析(Hz) 特性FLAT							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
①	通常航海時主機近傍計測値									
②	発電機単体運転時主機近傍計測値									
③	発電機単体運転時発電機近傍計測値									
④	③の(dB(A)-各周波数音圧レベル)	×								
⑤	発電機による影響(②-④)									
⑥	主機データ(①-②, ①-⑤のdB差)									

なお、様式2参照番号①の計測点は、主機過給機の影響を極度に受けぬエンジン・フラット・デッキのオーブニング回り、左舷(主機過給機と反対舷)を原則とする。また、様式2参照番号②の計測点は、原則として上記と同一点とする。ただし、同一点に計測値がない場合は、近傍の計測値に距離補正を行うか、本報告書記載の騒音レベルの予測法により求める。なお、参照番号②の計測点における、発電機単体運転時の騒音レベル及びオクターブ・バンド・スペクトルがえられている場合は、参照番号①と参照番号②のdB差により、目的とする参照番号⑥が求められるが、一般に、発電機単体運転時のオクターブ・バンド・スペクトルでの計測は発電機近傍のみの場合が多く、この点を考慮して作表した。

また、この他に主機単体運転時のデータとして、陸上運転時のデータの使用が考えられる。実際に、船に搭載した場合のオクターブ・バンド・スペクトルとの差異は調査を要するが、これらの間の関係が明らかとなれば、予測作業の簡略化につながると思われる。なお、発電機単体運転時のデータについても同様の取扱いが考えられる。

#### (d) ケーシング内におけるパターンの補正

本予測方法では、機関室内においてスペクトル・パターンは変化しないと考えているが、解析対象船について本予測方法を適用した結果、ケーシング内において注目すべき傾向がみられた。(図2.3.208(C)参照)すなわち、低周波域で減衰量が低下し、高周波域で減衰量が増大した。この原因については、今後検討を要するが本報告書では適用結果より表2.3.204のケーシング内パターン補正量を設定した。

表2.3.204 ケーシング内パターン補正量

中心周波数(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
パターン補正量(dB)	+4	+2	0	0	0	0	-2	-4

なお、本補正を行うと、オクターブ・バンド・スペクトルのレベルにA特性補正を行なった後dB和をとっても、dB(A)の値と一致しなくなる為dB和とdB(A)の差分の補正をオクターブ・バンド・スペクトルの各成分に対し行うものとする。

#### (e) 簡易予想法の検討(代表パターンの設定)

これまで述べた予測法では、搭載する主機および発電機の単体運転時のオクターブ・バンド・スペクトルを必要とし、これらのデータが揃っていない場合がある。そこで、解析対象船の計測結果をもとに、より簡易な予測法の検討を行なった。

縦軸にスペクトル・パターン補正量(騒音レベルdB(A)-オクターブ・バンド・音圧レベル)、横軸に周波数をとり、ディーゼル発電機および主機についてまとめたものを、それぞれ図2.3.204、図2.3.205に示す。この結果、当初の予想に反し、機関型式などによらず、ほぼ類似した傾向がみられた。また、ディーゼル発電機および主機に対して各周波数ごとに、縦軸にスペクトル・パターン補正量、横軸に機関定格出力をとて、まとめたものを図2.3.206、図2.3.207に示すが、補正量と定格出力の間に、特に関連性は見いだせなかった。これより、ディーゼル発電機および主機は機関型式、定格出力によらず、ほぼ類似したオクターブ・バンド・スペクトル・パターンを有すると考えられる。よって、図2.3.204、図2.3.205の破線で示され値(算術平均値、ただし、E船の主機の値は除く)を、代表スペクトル・パターン補正量とし、オクターブ・バンド・スペクトルの簡易な予測法に使用することとした。

実際に、代表スペクトル・パターン補正量を使用し予測を行う場合は、様式1参照番号②、⑥に、図2.3.204、図2.3.205より求めた表2.3.205の値を記入し、計算することによりえられる。(この場合、参照番号①⑤は空白となる)

なお、図中の破線の値は平均をとった為、各成分のdB和をとっても、dB(A)の値と完全には一致しなくなる

表 2.3.205 ディーゼル発電機および主機の代表スペクトル・パターン補正量

中心周波数 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
主機補正量 (dB)	3.0	3.2	5.0	3.7	4.8	6.2	11.7	21.3
発電機補正量 (dB)	8.4	7.3	2.0	1.3	4.7	8.7	16.6	25.2

為、本表では、この分の補正を行なった値を示した。

注) 解析対象船の中に、V型機関の例が一隻（E船）あるが、このケースでは、類似性がみられなかった。今後、機関の資料を収集することにより、この原因が機関型式固有のものか否かの検討を要する。

### (3) 予測精度について

本予測法を、解析対象船の下記の各点に適用して得た予測値と、実測値の差をとったものを図 2.3.208(各船スペクトル・パターン使用)、図 2.3.209(代表スペクトル・パターン使用)に示す。

(a) 制御室外側 (b) 上甲板裏 (c) ケーシング内

この結果、表 2.3.206 にみられるほぼ満足すべき適合率を得た。（なお適合率とは±3 dB内に入った点数を全点数で除した値である。）また、代表スペクトル・パターン補正量についても実用性がみとめられた。

表 2.3.206 予測適合率

適合率 予測個所	±3 dB適合率 ( ) 内は±5 dB適合率	
	各船スペクトル・パターン補正量使用	代表スペクトル・パターン補正量使用
制御室外側	92%	77%
上甲板裏	83%	82%
ケーシング内	73% (88%)	69% (86%)

(注) ケーシング内の適合率は前述のケーシング内補正を行なった後の値である。

今後の問題点としては、今回解析に使用した対象船が12隻で必ずしも十分なデータ量とはいえず、主機型式についてもズルツァーが多く、片寄りがみられた為、今後は中速機関なども含め、データの充実を計る必要がある。

### 2.3.4 制御室・工作室内の騒音予測方法の検討

制御室・工作室内騒音予測の方法は 2.3.1(4)で既に述べたごとく、配置及び内装グレード別に選定される遮音度をもとに、機関室に面する側面積割合補正を行って求めた値を室外音予測レベルから差し引くことによって求める。以下に遮音度の検討結果と予測計算例および精度について述べる。

#### (1) 予測に必要なファクターと実績の検討

制御室あるいは工作室の騒音レベル予測に必要なファクターとして考えられる項目のうち主なものを列記すると次のようになる。

##### (a) 機関室内空気音レベル（制御室・工作室の外側）

- 主機からの空気音
- ディーゼル発電機からの空気音

##### (b) 制御室・工作室壁固体音レベル

- 主機・プロペラからの固体音
- ディーゼル発電機からの固体音

##### (c) 制御室・工作室開口部の構造と特性

- 床・壁・天井・窓・ドアなどの面積

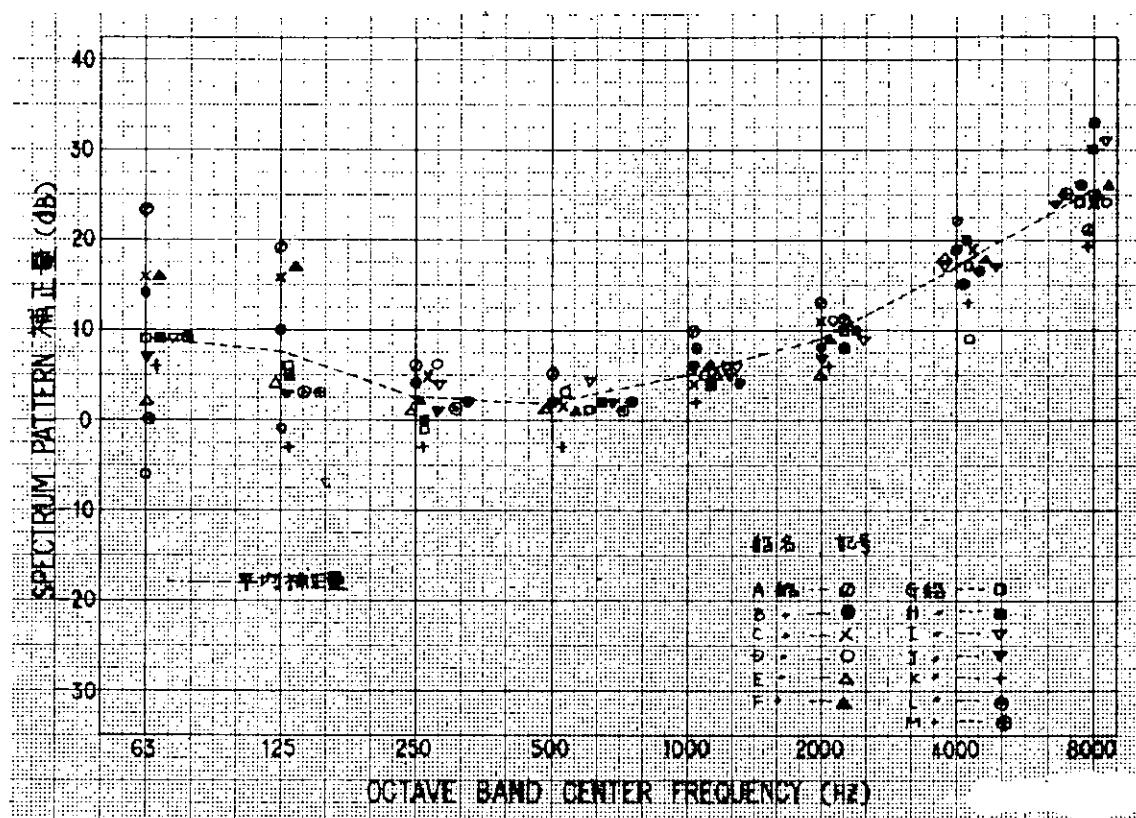


図 2.3.204 ディーゼル発電機のスペクトルパターン

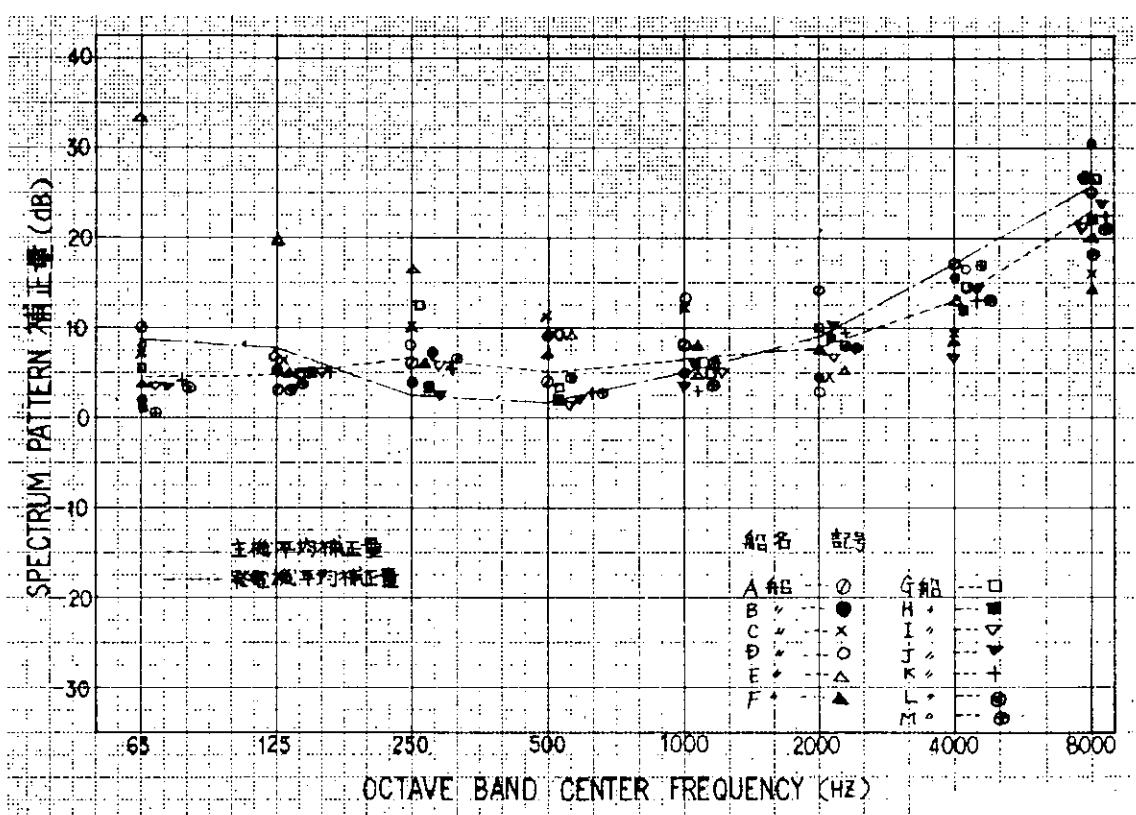


図 2.3.205 主機のスペクトル・パターン

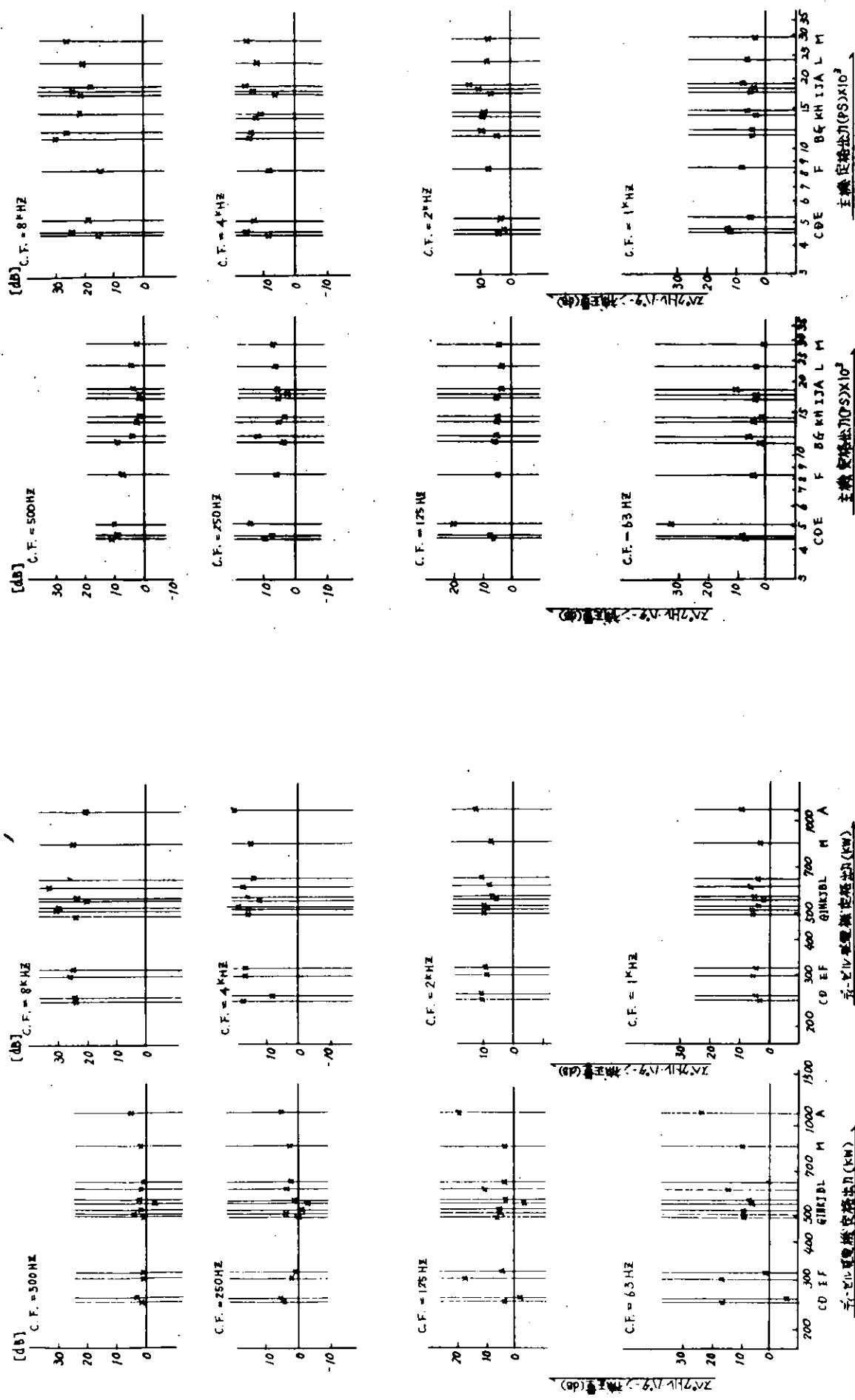
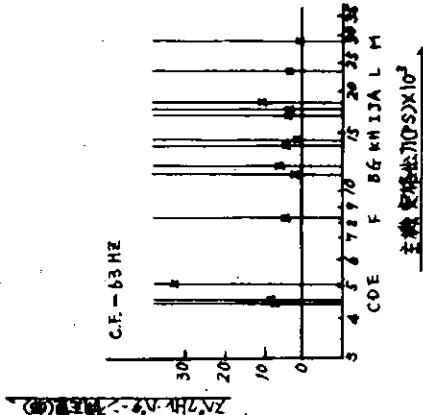
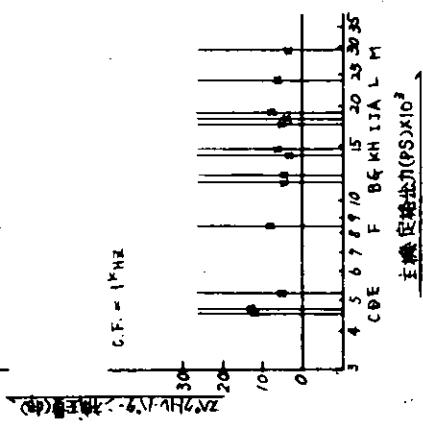


図 2.3.206 スペクトル・パターンとディーゼル発電機定格出力の関係

図 2.3.207 スペクトル・パターンと主機定格出力の関係



(sp) 6.1/114.4VZ

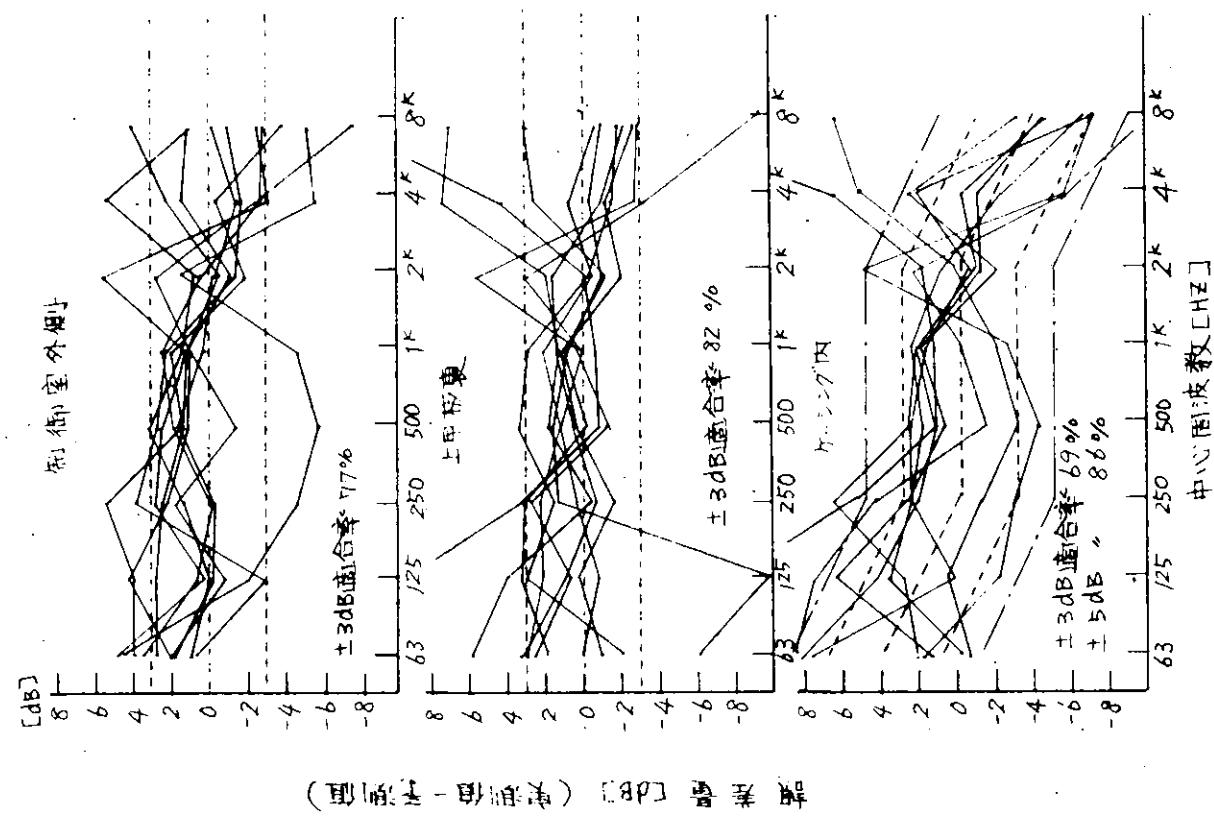
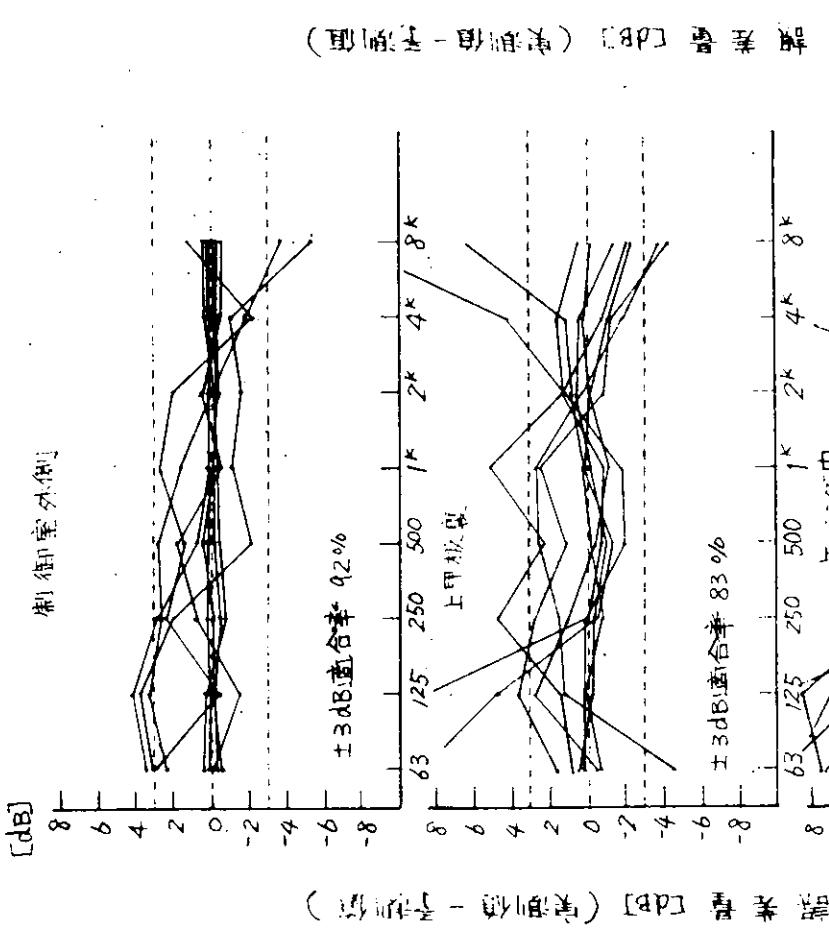


図 2.3.208 精度の確認 各船バターン使用

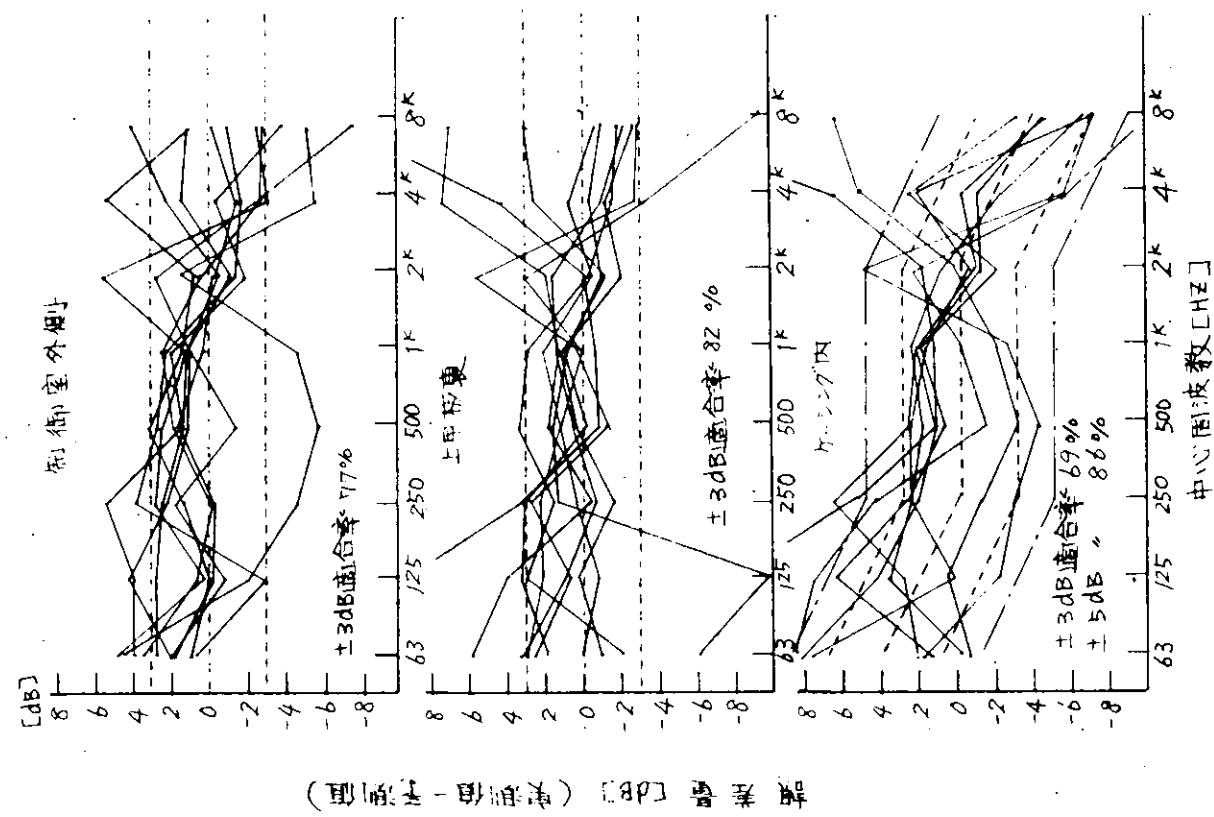
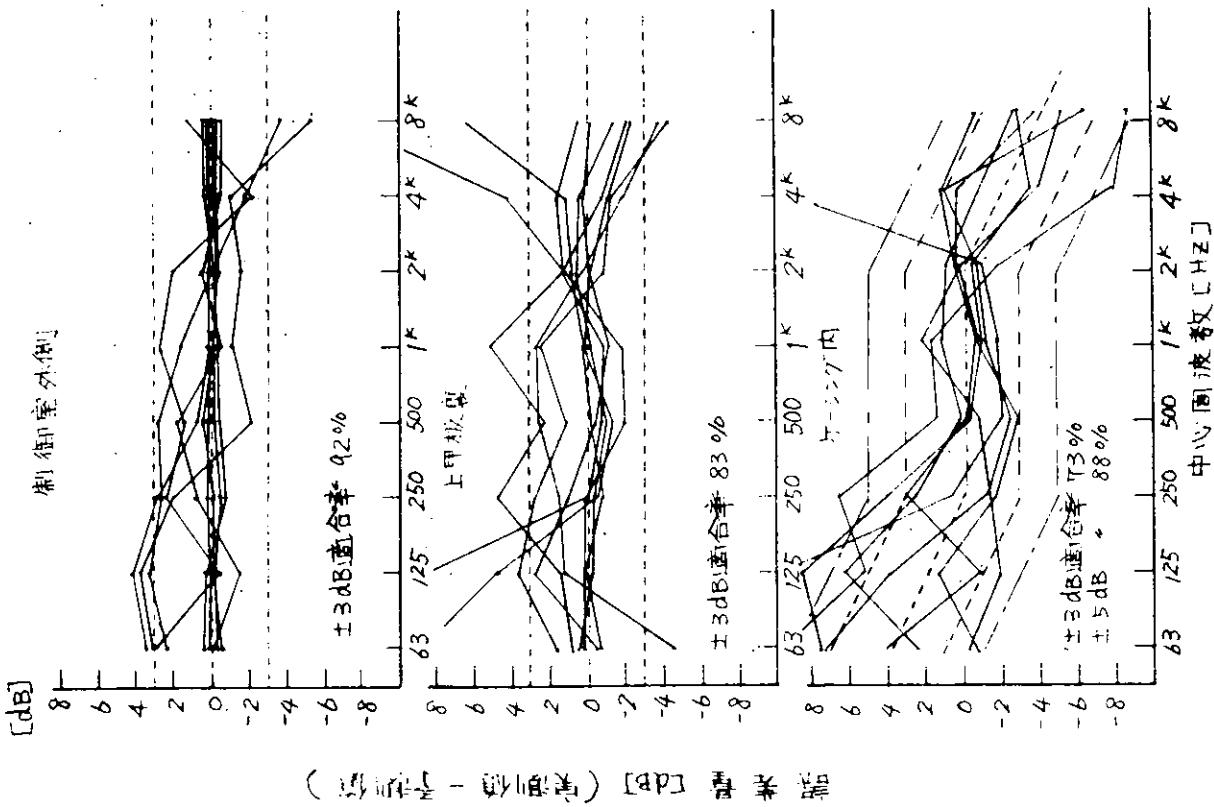


図 2.3.209 精度の確認 代表バターン使用

。上記各面の透過損失及び吸音率、放射係数

これらのファクターを検討した結果、以下のような結論となった。

(a)項についてはSR 156 昭和50年度報告書(資料No 252)の270頁図9.1.2及び図9.1.3に示されているごとく、主機及びディーゼル発電機からの距離によって室内音レベルが変化しているが、これは本章2.3.2に報告されている機関室内空気音の計算結果の傾向とはほぼ一致する。

即ち、点音源とみなされるディーゼル発電機に対しては、距離が倍になる毎に約6 dB、又、線音源とみなされる主機に対しては約3 dBずつ低下している。従って(a)項については室外音レベルを求める際の機関室内空気音レベルの計算の中で考慮されていることになる。

(b)項について、固体音には一次固体音と二次固体音が含まれており、その両方について研究が続けられてはいるが、解明の困難な問題でもあり、制御室・工作室の予測のために十分なデータが揃っているとは言い難い。SC 6 WG 2では防振支持したディーゼル発電機の単体運転時と通常航海時のデータが揃えばこの一次固体音レベルが推定できることに着目して次の(2)項に述べるごとく検討を行ったがデータが揃わず、単に実績船の遮音度を比較するに留まった。

即ち、固体音レベルが推定できない以上、空気音レベルを単独に考えても意味がなくなり、理論的な種々の特性値も使えないこととなる。

従って、ここでは、(b)(c)項のファクターをまとめて 囲壁構造の違いによる遮音度の差という概念で捕え、それに配置状況や機関室の大小などを補正のファクターとして扱うこととした。この件については(3)項に検討結果を述べている。

## (2) 固体音レベルの検討

制御室あるいは工作室における固体音レベルは、スピーカテストなどの結果により空気音レベルと同等ないしそれ以上あるであろうということが、これまでにも再三指摘されてきたが、実際には適當かつ簡便な計測方法がないこともあって実態は不明確なままである。計測が困難な理由の一つには主機間に匹敵するような大音量の騒音源でかつ振動源としては働かないものを確保できないということがあったが、最近になってディーゼル発電機を防振支持する船が増えてきた。この防振支持されたディーゼル発電機は31.5 Hz や63 Hzといった低周波数帯域を除いて、主機ディーゼルとほぼ同程度の音圧レベル分布を持つつ、振動速度レベルについては20~30 dBの絶縁がはかられている。従って、これを空気音源であるとみなし、SR 156 昭和50年度報告書の286頁9章5節に述べられているスピーカテストの手法を用いて固体音レベルを求める。尚、記号の繁雑さを避けるため、ここでは独自の記号を設定して計算式を明示した。

検討にはディーゼル発電機単体運転時および通常航海時の制御室あるいは工作室の室内音レベルと機関室側の室外音レベルを用いる。そして防振支持したディーゼル発電機単体運転時の遮音度と通常航海時の遮音度の差に着目して固体音レベルを推定する。

$C_D$	:	防振したディーゼル発電機単体運転時の室内騒音レベル
$E_D$	:	" " 室外騒音レベル
$C_n$	:	通常航海時の室内騒音レベル
$E_n$	:	" 室外騒音レベル
$SL_D = E_D - C_D$	:	ディーゼル発電機単体運転時の遮音度
$SL_n = E_n - C_n$	:	通常航海時の遮音度
$A_D = C_D$	:	ディーゼル発電機による室内空気音レベル
$S_D \leq A_D$	:	" 室内固体音レベル
$A_M$	:	主機による室内空気音レベル
$S_M$	:	主機、プロペラなどによる室内固体音レベル

以上のごとく記号を定め、主機プロペラおよびディーゼル発電機以外の音源からの寄与は充分小さくて無視しえるものとすれば近似的に次式が成り立つ。

$$C_n = 10 \log \left( 10^{\frac{AD}{10}} + 10^{\frac{AM}{10}} + 10^{\frac{SM}{10}} \right) \quad (2.3.301)$$

$$E_n - SL_D = 10 \log \left( 10^{\frac{AD}{10}} + 10^{\frac{AM}{10}} \right) \quad (2.3.302)$$

これらの式から次式が導かれる。

$$S_M = 10 \log \left( 10^{\frac{C_n}{10}} - 10^{\frac{E_n - SL_D}{10}} \right) \quad (2.3.303)$$

$$= 10 \log \left( 10^{\frac{C_n}{10}} - 10^{\frac{E_n - ED + CD}{10}} \right) \quad (2.3.304)$$

従って、 $C_D$ ,  $E_D$ ,  $C_n$ ,  $E_n$  の四つの計測値があれば  $S_M$  が計算できることになる。

この手順に従って SR 156 部会既存のデータをもとに計算を試みようとしたが、残念ながら発電機を防振した船では  $E_D$ ,  $E_n$  のデータがなく、これらのデータが揃う船では防振が施されていないものばかりであり、計算を行うことができなかった。

ただ、SR 156 SC 3 WG2 の前年度研究結果によれば、発電機配置で制御室は舷側に配置されている場合などは制御室内音についてディーゼル発電機防振の効果がないことが確かめられている。従って  $S_D$  が  $A_D$  に比べて充分に低いという条件が成立する可能性があったので解析対象船について計算してみたところ表 2.3.301 のような結果が得られた。

表 2.3.301 供試船、個体音レベル検討表

単位 : dB(A)

船番	場所	N O R 航海時			D/G 単独運転時			主機 プロペラ からの一次固体音			D/G からの一次固体音			備考
		$E_n$	$C_n$	$SL_n$	$E_D$	$C_D$	$SL_D$	$T_L$	$A_M$	$S_M$	$T_L$	$A_D$	$S_D$	
D	C/R	100	80	20	87	70	17				20	67	67	
E	C/R	103	78	25	87	74	13				25	62	73.7	
J	C/R	100	74	26	85	65	20				26	59	63.7	
C	C/R	111.5	89	22.5	97	77.5	19.5				22.5	74.5	74.5	
H	C/R	101	76	25	82	62	20				25	57	60.3	
L	C/R	102	73	29	92	66	26				29	63	63.0	
I	W/S	99	77	22	88	73	15				22	66	72.0	
F	C/R	99	72	27	87	62	25				27	60	57.7	
	W/S	101	96	5	87	84	3							金網張り
B	C/R	100	75	25	94	69	25							
	W/S	100	87	13	94	82	12				13	81	75.1	
G	W/S	99	95	4	91	88	3							金網張り
K	C/R	98	76	22	83	58	25	25	73	73.0				
	W/S	97	93	4	77	72	5							金網張り
M	C/R	99	73.5	25.5	94	69	25				25.5	68.5	59.4	
	W/S	99	85	14	96	83	13				14	82	76.1	
平均値	C/R			24.7			21.6		73	73		63.9	64.9	
	W/S			16.3			13.3		92	86.1		76.3	74.4	
但し、C/R は制御室 W/Sは工 作室の意 W/Sの平均 値には金網 張りは含ま ず。														

この結果より明らかになったことは、ディーゼル発電機を防振していない船の制御室や工作室の遮音度は、発電機単体運転時よりも通常航海時のほうが大きく出ることが多いということである。これは表面的には振動をも含めた発生騒音量のうち、固体音の占める割合が主機とディーゼル発電機では異なり、後者の固体音割合が主機のそれよりも大きいという結果になっている。これから更に類推すると解析例の配置状況では制御室・工作室に対する主機からの一次固体音の影響は、同一のウェブラインにあるにもかかわらず小さくて、空気音あるいは二次固体音レベルに比べて充分に低くなっているという考え方もあり立つ。また、別の見方として、制御室などに入射する空気音の性質が距離と壁に対する入射角の違いから主機からのものよりディーゼル発電機によるものの方がより拡散音場に近く、その結果として透過損失が主機からの音によるものより小さくなるということとか、拡散音場に支配される場合、音の入射してくる面積が相対的に広くなることなどが考えられる。いずれにしてもこれらは更に検討を要する課題として、次年度に取り組み解明をはかってゆく予定である。

### (3) 遮音度の検討

既に、(1)及び(2)で述べたごとく、固体音について系統的に予測式を導くことは現状では困難であることがわかった。また、ある社の制御室・工作室の複合壁につき実際の遮音度と前年度報告書にある透過損失実験値を比較してみると、図2.3.301のごとくなつて両者の数値にはかなりの開きが見られ、それらの相関を理論的に求めるのは非常に困難なことがうかがえる。

したがって、予測には制御室・工作室の配置条件と遮音壁構造のグレードを考えて実績から得られた遮音度を整理して用いることとした。解析対象船につき、これらを見てみると、表2.3.302のごとくであり、中央側側壁の内装状況については表2.3.303（昭和50年度報告書表9.2.2の再掲）のごとくであった。

そこで内装グレードを単なる鋼板のみによるものから複合三重壁に至るものまで5段階に分けて、一般的な配置による遮音度の値とディーゼル発電機との配置相関および機関室の大きさ、機関室に面する側壁面積の割合などに応じた補正值を検討し、解析対象船について整理統合した結果、以下のようになった。

#### (a) 標準配置による内装グレード別遮音度 RL

内装グレード記号	内装仕様概要	標準遮音度 (dB)
I	鋼壁による遮音のみ	15
Ia	鋼壁+吸音材一層	20
II	鋼壁+{吸音材一層 遮音材一層}	26
IIa	鋼壁+{吸音材一層 遮音材二層}	27
III	鋼壁+{吸音材二層以上 遮音材二層以上}	29

注) ここでいう標準配置とは制御室・工作室がディーゼル発電機と同一のウェブライン上ではなく、同一デッキ上でも近傍に置くことを避けたいわゆる一般的な配置状態をいう。

オクターブバンド音圧レベル  
 ① 工作室外側音圧レベル  
 ② 制御室外側音圧レベル  
 ③ 工作室内側音圧レベル  
 ④ 制御室内側音圧レベル  
 透過損失  
 ⑤ 工作室隔壁透過損失(①-②)  
 ⑥ 制御室隔壁透過損失(②-③)  
 ⑦ 工作室隔壁透過損失(③-④)  
 ⑧ 制御室隔壁透過損失(④-⑤)  
 50°オクターブ・50mm空気層+10°アスペクト角

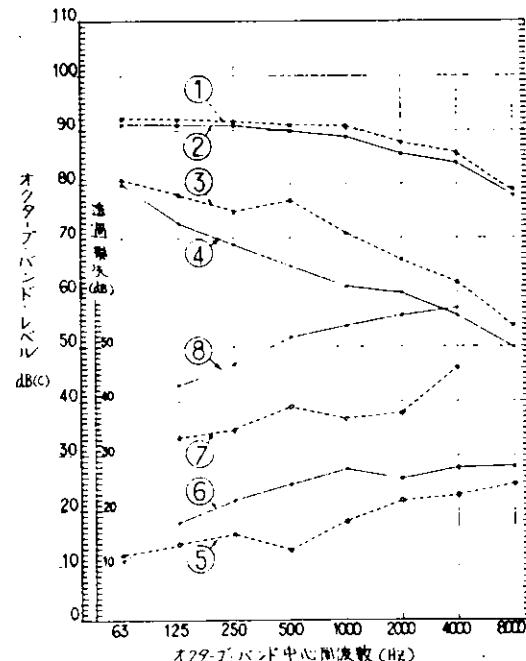


図2.3.301 制御室工作室内騒音の実績とパネルテストによる透過損失の比較

表 2.3.302 供試船遮音度実績

レベルの単位：dB(A)

船名	B	C	D	E	F	H	I	J	K	L	M
主機出力	PS 11,550	PS 7,900	PS 4,500	PS 5,130	PS 7,600	PS 14,000	PS 17,400	PS 17,400	PS 14,000	PS 23,200	PS 29,000
室外音レベル	100	111.5	100	96	99	97		100	97	102	99
室内音レベル	75	89	80	77	72	76		74	76	73	73.5
遮音度	25	22.5	20	19	27	21		26	21	29	25.5
配置状況 (■印はD/G)											
室 寸 法	長さ 5.3	5.7	6	3.5	8	9		14.4	10.5	11	12.8
	幅 3.8	5.2, 6	4	5	5, 6	6		6.4, 9	4.5, 7	4, 8	7, 13.4
	高さ 3.2	3	3	3	3.2	3		3	3	4.4	3.6
室外音レベル	100							95	99		
室内音レベル	87	106	100	83	96	95	77	70	93	92	85
遮音度	13						18	29			
配置状況 (■印はD/G)											
室 寸 法	長さ 10.5						9.5	7.6			7
	幅 2.555						5, 7	9.6			8.8
	高さ 4.2						3	3.8			3.6

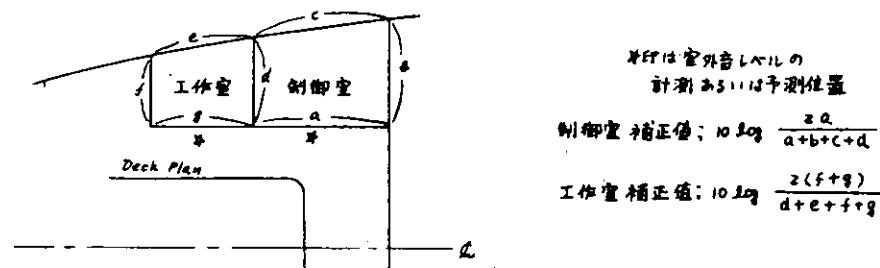


図 2.3.302 側面積割合補正値の取り方

材 料	構造形式	厚さ寸法 (mm)												Oは厚さ不明
		小壁外板 (a)			吸音板 (b)			面積割合 (c)			JP化粧板 (d)			
H	90													
K	100													
M	110													
D	25													
B	100													
C	0													
P														
O														
L														
P														
F														
A														
N														
E														
1														
2														
3														

表 2.3.303 供試船制御室側壁（船体中心側）の構造

(b) 標準配置以外の配置関係による補正CA

制御室・工作室がディーゼル発電機と同一エブライン上に載る場合には約3dB、両者が同一デッキ上近傍にある場合には3～5dB程度遮音度が低くなる。これはディーゼル発電機からの一次固体音が影響しているものと思われる。

(c) 機関室容積の影響補正CV

機関室が小さければ全般に空気音レベル、固体音レベル共にあがることは明らかであって、距離減衰の与えられていない固体音については補正を行う必要がある場合がある。具体的には機関室の容積が5000m<sup>3</sup>以上の場合は補正0、3000m<sup>3</sup>～4000m<sup>3</sup>附近で遮音度は約2dB低くなり、1000m<sup>3</sup>～2000m<sup>3</sup>附近で約4dB低くなるという傾向がある。容積を出し難い場合には通常航海時の主機出力ベースで補正を行っても良いであろう。すなわち、主機出力が小さくなるほど機関室容積は一般に小さくなるという傾向があるので、10,000PS以上程度の船では補正0とし、5000PS程度の出力に対して約3dB遮音度を下げておけば良いと思われる。

(d) 機関室に面する側面積割合の補正CS

制御室・工作室の減音対策として、周囲をタンクや別の部屋で囲み、機関室内空気音の入射面積を減ずるという方策がとられることがある。このような方法を採用した場合の補正として機関室に面する側壁面積の割合を全周の1/2を基準とした対数値でとて補正を行う。

具体的には、図2.3.302に例示されているごとく、周囲長さがわかれば制御室に対しては

$$CS = 10 \log \frac{2a}{(a+b+c+d)} \text{ (dB)}$$

工作室に対しては

$$CS = 10 \log \frac{2(e+f)}{(e+f+g+b)} \text{ (dB)} \quad \text{とする。}$$

ただし、部屋が四周共に機関室に面していても、船体外板側に向いている壁などで直接音が入射しない場合露出面としては考えない。一般的にはこのCSの値は小さくて無視できる場合が多い。

(e) 制御室・工作室防振支持に対する補正CR

制御室・工作室の減音対策として部分的に壁や天井・床を防振支持したり部屋を一体構造として防振することが考えられているが、現在では実績もほとんどなく、実験データも少ないので予測することは困難であるが、当面部分防振に対して5～10dB一体型防振に対して10～15dB程度遮音度が大きくなるとして扱えば良いと思われる。この補正量についても今後の研究課題として追求してゆく予定である。

(4) 予測計算式と精度

これまでに述べた項目につき次のように記号を定める。

SPL <sub>C</sub>	= 制御室あるいは工作室内騒音予測レベル	dB(A)
SPL <sub>e</sub>	= 該当する部屋の機関室側室外音レベル	dB(A)
RL	= 標準配置内装グレードによる遮音度 (RL > 0)	dB
CA	= 標準以外の配置による補正 (CA ≥ 0)	dB
CV	= 機関室容積による補正 (CV ≥ 0)	dB
CS	= 側面積割合による補正 (露出面 多ければCS ≥ 0) 少なければCS ≤ 0)	dB
CR	= 部屋構造防振支持による補正 (RV ≥ 0)	dB

予測式は次式で与えられる。

$$SPL_C = SPL_e - (RL - CA - CV - CS + RV) \dots \dots \dots \quad (2.3.305)$$

この方法による予測精度を見るために、内装グレードのわかっている10隻の解析対象船について計算した結果  
表2.3.304のごとくなつた。

表2.3.304 解析対象船制御室騒音 レベル予測結果

単位：dB(A)

船名		B	C	D	E	F	H	J	K	L	M
室外音レベル	SPL <sub>e</sub>	100	111.5	100	96	99	97	100	97	102	99
遮音グレードと標準遮音度	RL	II 26	II 26	II 26	IIa 27	III 29	II 26	IIa 27	II 26	IIa 27	II 26
特殊配置による補正	CA	0	0	ウェブ同一3	近傍3	0	0	0	ウェブ同一3	0	0
機関室容積による補正	CV	5,600 m <sup>3</sup> 0	1,200 m <sup>3</sup> 4	1,600 m <sup>3</sup> 4	2,300 m <sup>3</sup> 3	3,800 m <sup>3</sup> 2	7,900 m <sup>3</sup> 0	9,800 m <sup>3</sup> 0	8,500 m <sup>3</sup> 0	10,000 m <sup>3</sup> 0	10,200 m <sup>3</sup> 0
側面積割合による補正	CS	+1.5	-0.1	+0.1	+1.6	-0.1	-0.2	0.3	+1.3	-0.6	0
防振構造による補正	CR	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
制御室予測レベル(2.3.306)式による	SPL <sub>c</sub>	75.5	89.4	81.1	76.6	71.9	70.8	73.3	75.3	74.4	73.0
制御室実測レベル		75	89	80	77	72	76	74	76	73	73.5
予測誤差		0.5	0.4	1.1	-0.4	-0.1	-5.2	-0.7	-0.7	1.4	-0.5

±3dB内適合率：9/10 = 90%  
誤差レベル絶対値平均 1.1dB

この計算に用いた室外音レベル SPL<sub>e</sub> には 実測値を用いている。その結果、誤差レベルの絶対値の平均は 1.1 dB となり予測値が実測値の ±3dB 内に入る適合率は 90 % となっている。

### 2.3.5 あとがき

機関室内の騒音予測計算方法としてここに報告した方法はまず14隻の解析対象船の実測値を解析してその底に流れている法則を帰納することにより、理論式を導き出した。さらに実測値がこの理論式からはずれている原因を究明することにより、補正方法を導き出したものである。この予測方法をもとにいくつかの実船データについて、その適用例について説明を行ない細部に対する注意事項を加えこれをもとに機関室内の騒音予測が行なえるようにした。この予測方法に対し紹介してある解析対象船以外のデータを補充していくことにより、更に精度のよい予測方法とすることができます。

なお、制御室・工作室に対する1次、2次の固体音の影響を把握解説していくことが今後の大きな課題である。

## 2.4 実験船への予測法の適用

各種の騒音対策を施してその効果を確認するための実験船は、同型船2隻の内の後船であった。この両船は幸いにして機関室配置と居住区配置を全く同一にされた完全な同型船であったので、特に騒音対策を行っていない前船の騒音状態も計測して後船の対策船のそれと比較すると対策の効果を明確にすることができる。このため騒音計測は2隻について行われたが、これら2船の計測に先だち、今まで述べた各種の予測方法を適用して、騒音状態を予測した。

先づ未対策船の計測に先だち、未対策船と対策船について、予定された計測点における騒音レベル(dB(A))を予測し、更に未対策船の騒音計測データ入手後、それらにより先に予測した対策船の騒音レベルを修正して対策船の第2回目の騒音予測を行った。それらの結果を以下に報告する。

ただ居住区の騒音レベルにおいては、先に各種の予測法の精度を検討したときに比べて、第1回目の予測値は、いずれの方法でも期待した程の精度が得られなかった。その原因追求は今後に残された課題の一つであるが、この船の主機が予測法検討時に参考とした他船の主機と異なる5シリンダの低速ディーゼル機関であった事も原因の一つであったかもしれない。又対策船の騒音レベルの予測に際しては、未対策船の実測値が予測値よりも高い方にずれる傾向にあったので、多少高目に予想したのが裏目に出た感がある。いづれにしてもそれら内容の詳細検討を昭和53年度に予定しているので、本節では予測法の手順とその結果の概要のみを掲載するのに留める。

### 2.4.1. 未対策船の居住区騒音レベルの予測とその結果

#### (a) 予測室(点)

未対策船・対策船とも「造船研究協会第156部会実船総合実験計測方案」で指定された、航走時の居住区内騒音レベル計測点を予測の対象室(点)とし、前記計測方案の符号と本予測室(点)の符号と同一のものを用いることにより、比較の際の便を計った。

#### (b) 未対策船の予測騒音レベル

予測法として2.2項で述べた三方法を設定して予測作業を実施したが、予測騒音レベルは総てオーバオール値のdB(A)を用いた。

又レベル値の予測には参考値欄に掲げた三方法によって推定算出した値を参考に、未対策船の上・下、左・右、前・後の各室相互のレベルの調整を、SC6/WG1委員会で行なって最終的に各予測室(点)の騒音レベル値を設定した。

#### (c) 予測法

SC6/WG1で立案、審議の上採用した簡易予測法は次の三つがある。

- (イ) 実績法…………… 詳細は2.4.1(1)参照
- (ロ) 簡易計算法(その1)…………… 詳細は2.4.1(2)参照
- (ハ) 簡易計算法(その2)…………… 詳細は2.4.1(3)参照

#### (d) 未対策船の居住区騒音のレベル実測値

予測作業後建造造船所より未対策船での居住区騒音レベルをオーバオール値で通知された。その値は後載の“検討結果”表2.4.1 1/6~6/6によること。

実測値は予測値と比較して一般に2~2.5(平均2.3)dB高目であった。

#### (e) 予測精度(許容範囲内の適合率)

精度については、WG1で総合的に検討した結果、全点数50点をみると±3dB以内の適合率は60.0%で、このうち騒音規制を受けない通路、倉庫、音源機器室(FAN RM, REF. MACH. RM等)を除いた28では75.0%となった。

尚許容値を±5dBに広げれば、それぞれ80.0%に向うが、予測の目的、効果の見地からは±3dBの許容範囲をKEEPする必要があると思われる。

又各々三つの予測法とも、それを設定した過程で検討中の成績に対して、今回の未対策船の結果は予測制度が若干低くなつた。

#### (f) 考 察

未対策船の仕様をみると、手持 DATA と異なるものとして、次の点が大きく相違しているのがみられた。

(1) DW 18,000 トンの小型船で居住区が 6 層であった。

(2) 主機で 5 RND 68 のディーゼルが搭載されていた。

これらは推定を難しくする理由になるが、今迄推し進めてきた三つの予測法の STUDY 中の適合率を低下させる程大きい理由にはならないと考えられるが、決定的な原因は見い出せなかつた。

然しながら、これらの予測法は初期計画時の船内騒音レベルの予測には不充分ながら実用できるのではなかろうか。勿論年々建造される船の実績 DATA を蓄積し、より精度の高い予測法の確立が望まれる。但し、実船での計測 DATA を BASE としたものは、計測誤差や、外乱的雑音の入った極めてマクロ的なものにつき、これらの DATA から導入される予測法の制度には、ある限界があるものと考えられる。

#### (1) 実績法の予測と実際

騒音対策を実施していない従来の一般仕様の未対策船を予測対象船として、2.2.1(1)の実績法を適用して、船内居住区の騒音レベル（但しオーバオールのみ）値を予測した例を次に述べる。

##### (a) 予測実施のための類似船

表 2.4.1 に示すよう④～⑩の 6 隻を実績値を有する類似船として選んだ。この類似船は未対策船 18,000 D.T. W. に最も類似した 18,000 ～ 22,000 D.W.T. クラスのものを選んだが、別に 10,000 ～ 20,000 D.W.T. のものであっても大差ないものと考える。

尚、未対策船の甲板数は 6 層を有し、選出した類似船にはこのような多層のものがなく総て 5 層のものしかなかった。従って未対策船の第 5 層甲板は類似船の第 4 層甲板に相当して考えることにした。

##### (b) 予測対策船

表 2.4.2 に示す「計画船」欄に示すものが、予測対象船で図 2.4.1  $\frac{1}{3}$  ～  $\frac{3}{3}$  にその配置図を示す。

実船での計測室は○で示してある箇所で、本予測の対象となる部屋を示す。予測室(点)は図示の通り 50 箇所とした。

##### (c) 予測の検討及び予測値

2.2.2(1)で示した予測法を、表 2.4.3  $\frac{1}{6}$  ～  $\frac{6}{6}$  で実行し同表の⑨欄に算出推定した居住区に於ける騒音レベルを示すが、この値が本法による未対策船の騒音予測値である。

##### (d) 実船計測騒音レベル値

表 2.4.3  $\frac{1}{6}$  ～  $\frac{6}{6}$  の最右欄に実船で計測された騒音レベルの dB(A) 値を示す。

##### (e) 予測の適合率

前(d)項で述べられた実施値と、(c)項での予測値を一枚のグラフ図に示すと、図 2.4.3 に示す通りである。

その予測適合率は、予測の許容範囲を  $\pm 3$  dB とした場合に 66% となっている。又  $\pm 5$  dB とした場合には 78% となつた。

##### (f) 予測結果について

図 2.4.2 に示すよう適合率は  $\pm 3$  dB の許容範囲で 66% と幾分低めに出たが、この予測には騒音規制の対象とされる部屋以外に通路、倉庫、機器室も含められていたため、もしこれらの規制対象室を除くと適合率は 76% 強になつた。

D DECK

NAV. BRI. DECK

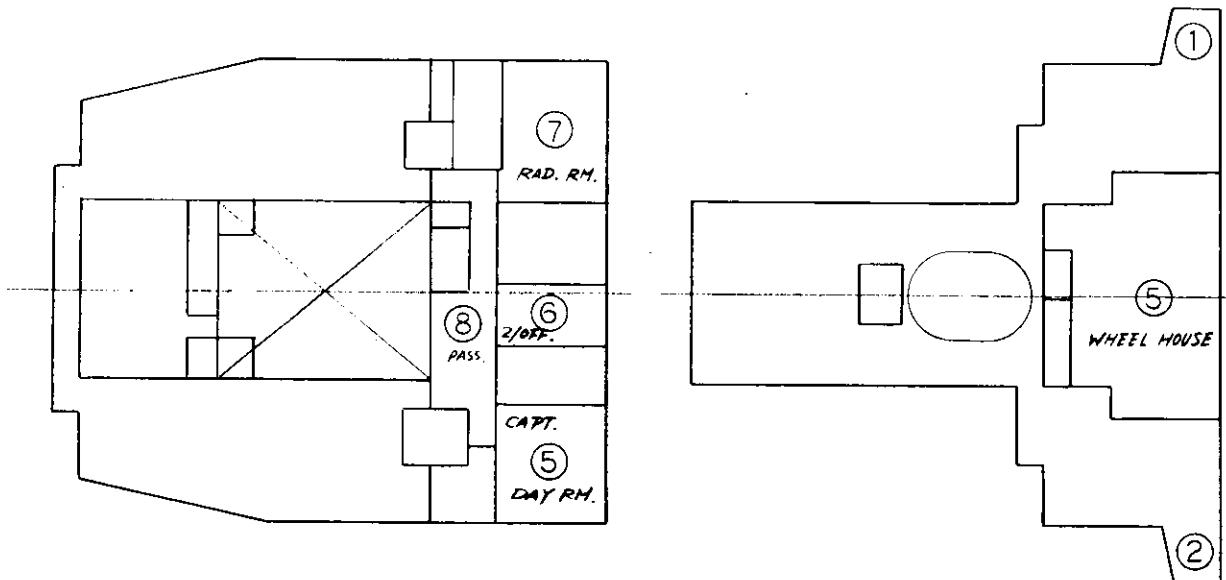


図 2.4.1 1/3

B DECK

C DECK

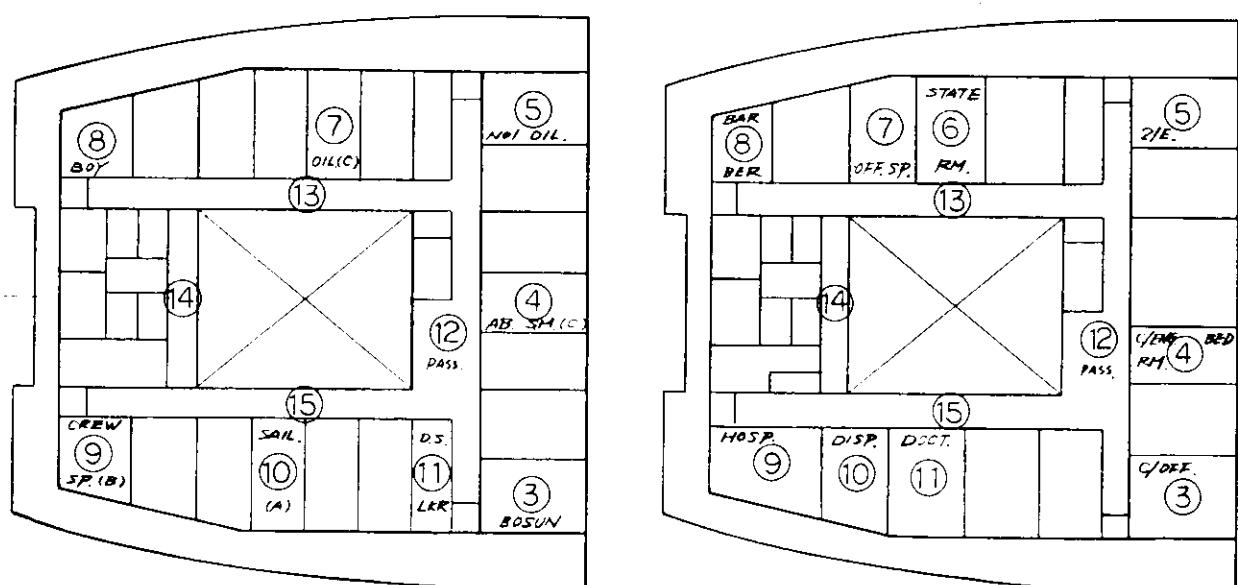


図 2.4.1 2/3

UPPER DECK

A DECK

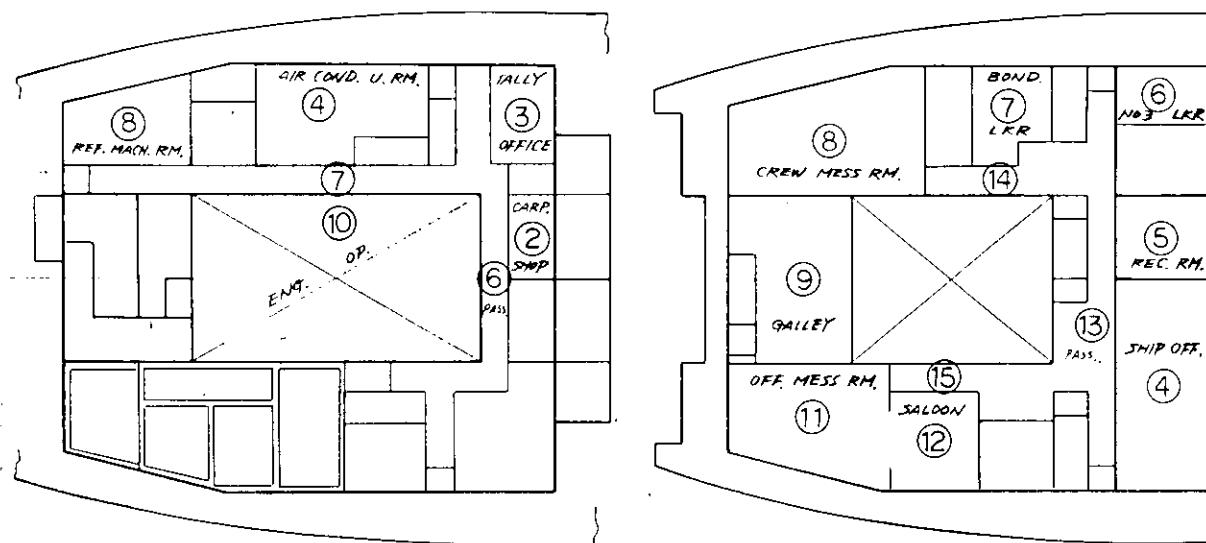


図 2.4.1 3/3

## 未対策船居住区騒音レベル予測検討書

(騒音対策 : なし)

居住区内対策項目	仕様内容	
	未対策船	対策船
B-DECK : OIL SKIN LKR マリンパートの比較	通常仕様	天井 } マリンパート 壁 } 床 デッキコンポジション
B-DECK : No.1 OILER エアコン吹出口対策	吸音箱あり	吸音箱取りはずす
UPPER DECK : AIR-CON. UNIT RM エアコンルーム防音, 防振対策	なし	コンプレッサ : 防振ゴム エアコンルーム : 天井, 壁を 50t G.W. グラスクロス
UPPER DECK : TALLY OFFICE 居室の防音仕様 V.P.による効果	天井 } 合板 壁 } 床 デッキコンポジション	天井 : 吸音板 + A.S. + 50t G.W. 壁 : 合板 床 : ゴム引きカーペット上敷
A-DECK : GALLEY 低騒音ファンによる比較	通常型	低騒音型

表 2.4.1 1/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

NAVIGATION BRIDGE 甲板(第6層)

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB(A)	実測値 dB(A)	参考値 dB(A)			備考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	①	DODGER WING (P)	73	74	70	—	—	
	②	DODGER WING (S)	73	77	70	—	—	
	⑤	WHEEL HOUSE	62	65	63	61	62	

表 2.4.1 2/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

D (第5層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB(A)	実測値 dB(A)	参考値 dB(A)			備考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	⑤	CAPT. DAY ROOM	58	56	59.5	58	57	
	⑥	2/OFF	57	67	59	55	56	
	⑦	RADIO ROOM	60	60	60.5	—	57	
	⑧	PASSAGE	66	72	66	—	—	
その他		C/R. OFF			—	56	56	
		GYMNASIUM			—	—	64	
		CAPT. BED ROOM			—	—	53	

表 2.4.1 3/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

C (第4層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB(A)	実測値 dB(A)	参考値 dB(A)			備考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	③	C/OFF	57	59	59	56	57	
	④	C/ENG. BED ROOM	57	59	59	56	54	
	⑤	2/ENG.	57	59	59	56	57	
	⑥	STATE ROOM	60	61	64	60	58	
	⑦	OFF. SP. (A)	62	60	65	62	60	
	⑧	BAR BER	62	62	64	64	56	

表2.4.1 3/6 未対策船予測騒音レベル検討結果

(騒音対策なし)

## C (第4層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB (A)	実測値 dB (A)	参考値 dB (A)			備考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	⑨	HOSPITAL	61	61	65	59	58	
	⑩	DISPENSARY	60	61	65	57	59	
	⑪	DOCTOR	59	62	63.5	56	58	
	⑫	PASSAGE (F)	66	72	66	—	—	
	⑬	〃 (P)	70	70	70	—	—	
	⑭	〃 (A)	70	71	70.5	—	—	
	⑮	〃 (S)	70	70	70	—	—	
その他		3/OFF.			—	56	56	
		C/ENG. DAY ROOM			—	57	56	
		3/ENG.			—	56	56	
		PURSER			—	56	57	
		2/R. OFF.			—	56	57	
		1/ENG.			—	59	57	
		OFF. SP. (B)			—	66	58	

表2.4.1 4/6 未対策船予測騒音レベル検討結果

(騒音対策なし)

## B (第3層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB (A)	実測値	参考値 dB (A)			
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	③	BOSUN'	57	59	58.5	57	56	
	④	AB. SM. (C)	57	58	59	57	56	
	⑤	No 1 OIL.	58	63	58.5	58	56	
	⑦	OIL (C)	62	60	62	63	57	
	⑧	BOY	63	63	63	75	57	
	⑨	CREW'S SP. (B)	62	62	63	59	57	
	⑩	SAIL. (A)	60	63	62	57	58	
	⑪	OIL S. LKR	65	62	68	—	—	
	⑫	PASSAGE (F)	68	75	68	—	—	

表 2.4.1 4/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

B (第3層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB (A)	実測値 dB (A)	参考値 dB (A)			備考
					実績法	簡易計算法(その1)	簡易計算法(その2)	
計測対象室	⑬	PASSAGE (P)	72	71	72	—	—	
	⑭	" (A)	72	73	72	—	—	
	⑮	" (S)	72	71	72	—	—	
その他		AB. SM. (A)	57		—	57	56	
		" (B)			—	57	56	
		OIL. (A)			—	58	56	
		C./STEW.			—	58	56	
		SAIL. (B)			—	58	59	
		AB. SM. (D)			—	57	57	
		" (E)			—	57	57	
		OIL. (B)			—	61	57	
		F. M.			—	61	58	
		COOK (A)			—	65	59	
		CREW'S SP.			—	59	56	
		COOK (B)			—	75	56	

表 2.4.1 5/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

A (第2層) 甲板

区分	室 No	室 名	予測 騒音レベル dB (A)	実測値 dB (A)	参考値 dB (A)			備考
					実績法	簡易計算法(その1)	簡易計算法(その2)	
計測対象室	④	SHIP'S OFFICE	62	64	62	62	62	
	⑤	REC. ROOM (A)	58	69	58.5	55	58	
	⑥	No3 LKR	65	64	68.5	—	—	
	⑦	BOND. LKR	67	70	68	—	—	
	⑧	CREW'S MESS ROOM	71	82	71	77	67	
	⑨	GALLEY	74	74	74	—	—	
	⑩	OFF. MESS ROOM	66	72	70	66	64	
	⑪	SALOON	62	66	65.5	60	59	
	⑫							
	⑬							
	⑭							
	⑮							

表 2.4.1 5/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

A (第2層) 甲板

区分	室 No.	室 名	予 測 騒音レベル dB (A)	実測値 dB (A)	参考値 dB (A)			備 考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	⑬	PASSAGE (F)	70	74	70	—	—	
	⑭	〃 (P)	70	74	70	—	—	
	⑮	〃 (S)	70	73	70	—	—	
その他		REC. ROOM (B)	60		—	60	58	
		METT. ROOM	60		—	59	59	

表 2.4.1 6/6 未対策船予測騒音レベル検討結果  
(騒音対策なし)

UPPER (第1層) 甲板

区分	室 No.	室 名	予 測 騒音レベル dB (A)	実測値 dB (A)	参考値 dB (A)			備 考
					実績法	簡易計算 法(その1)	簡易計算 法(その2)	
計測対象室	②	CARP. SHOP	73	72	73	—	—	
	③	TALLY OFFICE	71	65	69	73	62	※プロペラ の影響を考慮せず
	④	AIR - CON. UNIT RM	76	86	76	76	—	
	⑥	PASSAGE (F)	74	78	75	—	—	
	⑦	〃 (P)	74	85	75	—	—	
	⑧	REF. MACH. ROOM	82	95	82	85	—	
	⑩	ENG. OPENING. (UPP. DK)	98	100	98.5	—	—	
その他		WORK ROOM			—	—	62	

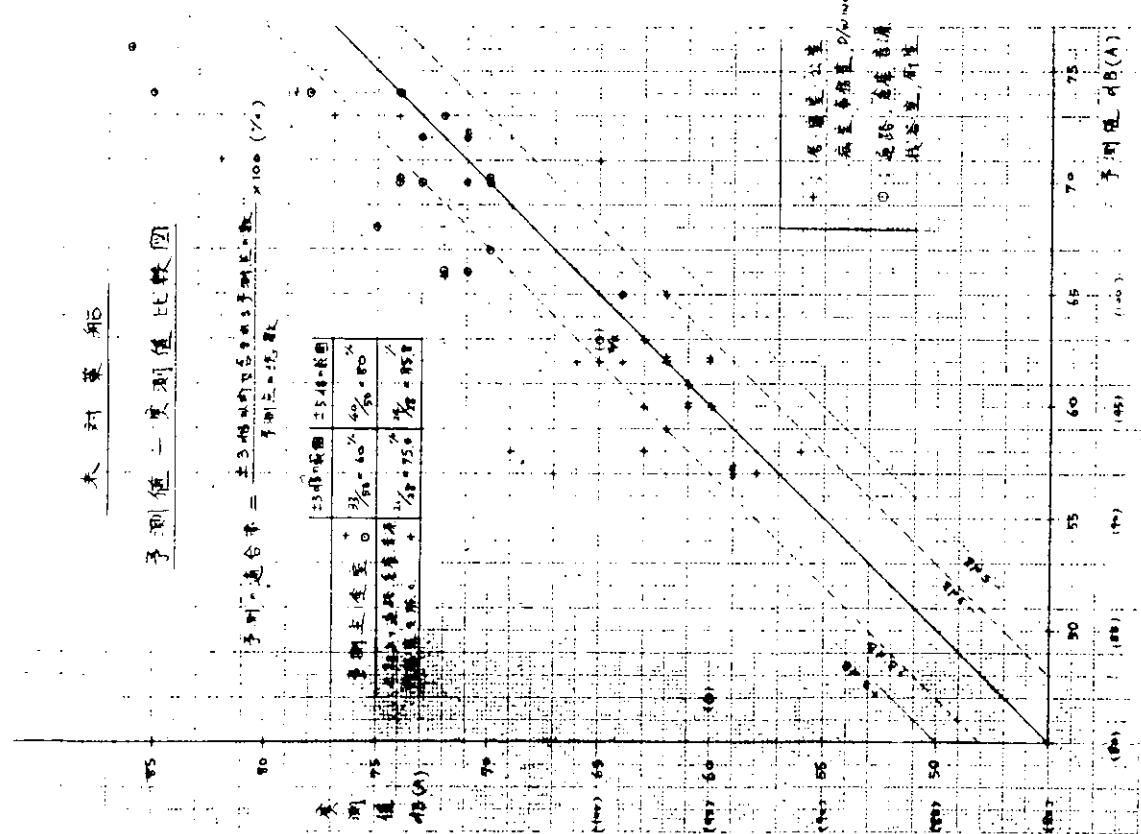


図 2.4.2 予測精度(総合)

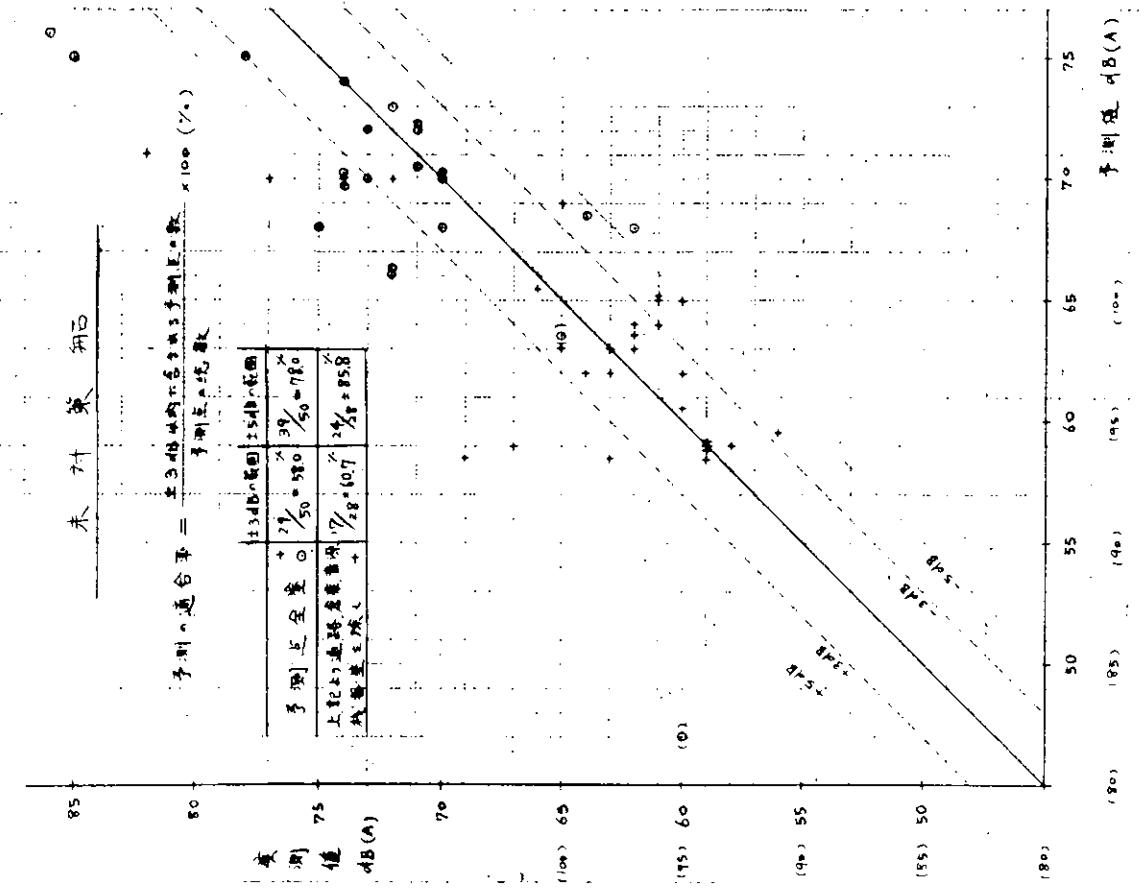


図 2.4.3 実績法による予測精度

表2.4.2 未対策船・類似船(又は同型船)一覧表

		比較対象としたタイアップ							
計画船		S No 1HI-11	S No 日立-8	S No 三井-13	S No 佐世保	S No NKK-参考1	S No 佐野-2		
船級	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩		
騒音規制を受ける適用規則	L=148.0 <sup>m</sup>	L=155.5 <sup>m</sup>	L=146 <sup>m</sup>	L=140 <sup>m</sup>	L=153.1 <sup>m</sup>	L=145.7 <sup>m</sup>	L=148 <sup>m</sup>		
船型	CARGO	F'IN	B / C	CARGO	CONTAINER	B / C	B / CAR		
船種	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰		
総トン数(TON)	14,825	11,169	11,721	14,967	12,692	12,300			
載貨重量(TON)	22,249	19,391	18,582	20,632	22,070	20,800			
居住区の位置	AFT	AFT	AFT	AFT	AFT	AFT	AFT		
居住区の型式	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型	取巻型		
甲板層数(本船定員)	6層(人)	5層(人)	5層(人)	5層(人)	5層(人)	5層(人)	5層(人)		
主機型式	D	D (PC)	D	D	D	D	D		
主機出力(MCR-PS)	8,250	8,000	8,300	9,400	14,400	NOR. 8,320	10,700		
主機回転数(rpm)	150	500 /	144	144	139	151			
	WITH OUT POOP	WITH OUT POOP	WITH POOP	WITH POOP	WITH OUT POOP	WITH HALF POOP	WITH HALF POOP		

## 1 比較対象としたタイアップの騒音対策の有無及びその仕様内訳

区分	室名	対策仕様					
第一層目		騒音対策なし					
第二層目							
第三層目							
第四層目							
その他 甲板以上	未対策船						

未対策船

S No 未対策船

甲板名：第6層甲板（NAV, BR, DK） 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

		(①)	(②)						(③)	(④)	(⑤)	(⑥)	(⑦)		(⑧)	(⑨)	備 考 又は 対 策 要 否 (対象室名)	実 騒 音 レ ベ ル dB(A)	予 測 室 音 号				
			TYPE SHIPの 騒音レベルの値 OVER ALL (A)							(②)の 平均値 dB(A)	標準偏差 (③)±X	(④)の 範囲に 於ける 平均値 (⑤)を 補正	標準曲 線より 騒音を考 慮した騒音レペ ルの増減 dB	騒音対策 仕様 (⑦)での 増減理由	騒音 推定値 (⑧)±(⑨) dB(A)								
		(A)	B	C	D	E	F			上限値	下限値			騒音量 (%)	騒音量 (%)								
1	受 音 室															58.5	±10 ⑩⑪	0		59.5	CAPT. DAY RM	56	(5)
2	受 音 室	居 室 は 第 4 層 甲 板 に 準 ず る														59.0	0	0		59.0	2/OFF.	67	(6)
3	受 音 室															66.0	0	0		66.0	PASS.	72	(6)
	音 源																						

表 2.4.3 2 / 6

S No 未対策船

甲板名：第5層甲板（D DK） 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

区分	室 名	(①)	(②)						(③)	(④)	(⑤)	(⑥)	(⑦)		(⑧)	(⑨)	備 考 又は 対 策 要 否 (対象室名)	実 騒 音 レ ベ ル dB(A)	予 測 室 音 号	
			TYPE SHIPの 騒音レベル値 OVER ALL dB(A)							(②)の 平均値 dB(A)	標準偏差 (③)±X	(④)の 範囲に 於ける 平均値 (⑤)を 補正	標準曲 線より 騒音を考 慮した騒音レペ ルの増減 dB	騒音対策 仕様 (⑦)での 増減理由	騒音 推定値 (⑧)±(⑨) dB(A)					
		(A)	B	C	D	E	F			上限値	下限値			騒音量 (%)	騒音量 (%)					
1	受 音 室	D/WING	68	76	73	70		71.8	±2.9 74.7	68.9	71.5	70.0	0	0		70.0	D/WING	77	(2)	
2	受 音 室	W/H	59	65	63	65	60	71	63.8	±3 67.7	59.9	63.3	63.0	0	0		63.0	W/H	65	(5)
	音 源	CHART/R			59				59.0			59.0	60.0							
	音 源	R/OFFICE	63	60			57	67	62.0	±3 65.6	58.4	62.0	62.0							
3	受 音 室	D/WING	68	76	73			72.3	±3 75.0	69.0	73.0	70.0	0	0		70.0	D/WING	74	(1)	
	音 源																			

表 2.4.3 3 / 6

S/N 未対策船 (C DK)

甲板名：第4層甲板(第5層もこれに準ずる)

## 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

区分	室 名	(1)						(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		(7)		(8)		(9)		(10)		(11)			
		設計目標値 又は規制値 dB(A)						TYPE SHIPの 騒音レベル値 OVER ALL dB(A)		(2)の 平均値 dB(A)		標準偏差 (3)±x		④の 範囲に 於ける 平均値 dB(A)		機密曲 線より (5)を 補正		騒音・対策を考 慮した騒音レベ ルの増減 dB		騒音対策 仕様 (6)での 増減理由		騒音推定値 (6)±(7) dB(A)		備 考 又は 対策要否 (対策室名)		実験計測 騒音 dB(A)		予 期 室 名	
		公	B	C	D	E	F			上限値	下限値																		
1 受 音 室	居	59	54	54	59	60	66	59.3		±5.1	64.4	54.2	58.5	58.5	⑧0.5	0				59.0	C/OFF	59	③						
	"		60					66																					
	通							75	75.0			75.0	68.0																
	倉		72						72.0			72.0	70.0																
2 受 音 室	居		69		54	69	64			±4.2																			
	"					64		58.7		62.9	54.5	58.0	59.0	0	0	0		59.0	C/ENG. BED RM	59	④								
	公			54																									
	通		⑥ ⑦ 64	65	72	67.2		70.4	61.0	66.0	66.0	0	0		66.0	PASS.	72	⑫											
3 受 音 室	AIR CON. UNIT RM							79	79.0			79.0	82.0																
	居	68	69	52		64	65	60.0		±4.5	61.5	55.5	62.0	58.5	⑧0.5	0		59.0	2/ENG.	59	⑤								
	"		67				65																						
	作		56	59				57.5			57.5																		
4 受 音 室	通		63			73	68.0			68.0	68.0																		
	居	59		69	69	66	62.5	65.5	±3.0	59.5	62.5	62.0	62.0	⑧1.5	0		63.5	DOCT.	62	⑩									
	"																												
	音源												68.0	⑧2.0	0		70.0	PASS.	70	⑬									
5 受 音 室	居				60	66	66	64.0	±2.5	66.6	61.2	63.0	62.0	⑧1.0	⑧0.5	0		64.0	STATE RM	61	⑥								
	"												62.0	⑧0.5	⑧0.5	0		65.0	OFF. SPA	60	⑦								
	通												68.0	⑧2.0	0		70.0	PASS.	70	⑬									
	音源												62.0	⑧2.0	⑧0.5	0		65.0	DISP.	61	⑨								
6 受 音 室	居												62.0	⑧1.0	⑧0.5	0		65.0	HOSP.	61	⑩								
	"												62.0	⑧1.0	⑧1.0	0		65.0											
	作				58		58.0			58.0			62.0	⑧1.0	⑧1.0	0													
	音源																												
7 受 音 室	居																												
	"																												
	音源																												
8 受 音 室	居																												
	"																												
	音源																												

表 2.4.3 4 / 6

S No 未対策船

甲板名: 第3層甲板 (B DK)

## 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

区 分	室 名	(1)						(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		(7)		(8)		
		TYPE SHIP の 騒音レベル値 OVER ALL dB (A)						(1)の 平均値 dB (A)	標準偏差 dB (A)	(4)の 騒音に 基づく 標準偏差 dB (A)	標準曲 線より 算出する 標準偏差 dB (A)	音源・対策を考 慮した騒音レベ ルの増減 dB	騒音対策 仕様 の増減理由	騒音対策 仕様 の増減理由	騒音対策 仕様 の増減理由	騒音対策 仕様 の増減理由	騒音 推定値 dB (A)	騒音 又は 対策要否 (対象室名)	実計 騒音 レベル dB (A)	予 測 値 り		
		A	B	C	D	E	F			上限値	下限値											
1 受 音 室 音 源	居 公	62	66	65	60			59.2	±4.4	63.6	54.8	57.3	58.0	△0.5	0			58.5	BOSUN'	59	(9)	
							67															
	通																		68.0	OS LK*	62	44
						66	73	69.5				69.5	68.0									
2 受 音 室 音 源	居			54	60	60	62		±4.1													
	"					62	69	60.5	64.6	56.4	60.2	59.0	0	0				59.0	AB-SMC	58	40	
	乗・公			69			61															
	通		66	73	63			65	72	67.8								68.0	PASS.	75	43	
3 受 音 室 音 源	居	59	66		66	65	69	59.9	±4.0	63.9	55.9	59.0	58.0	△0.5	0			58.5	No. OIL	63	35	
	"					62	62															
	通					65	67	66.0					68.0									
4 受 音 室 音 源	居		62	58	58	65		61.6	±3.1	64.7	58.5	62.0	62.0	0	0			62.0	SAIL. A	63	49	
	"					65																
	PANTRY						74	74.0														
	通			76				76.0										72.0	PASS.	71	45	
5 受 音 室 音 源	居	63	63	58	57		66	62.3	±3.7	66.0	58.6	64.0	62.0	0	0			62.0	OIL.C	60	32	
	公						67															
	通					75			75.0			75.0	72.0	0	0			72.0	PASS.	71	35	
6 受 音 室 音 源	居					60		60.0				60.0	62.0	△0.5 (P0.5)	0			63.0	CREW (SPA)	62	39	
	"																					
	通																					
7 受 音 室 音 源	居																	72.0	PASS.	73	44	
	"																	72.0	PASS.	73	44	
8 受 音 室 音 源	AIR CON. UNIT RM		87			77		82.0				82.0	82.0									
	居						59			59.0		59.0	62.0	△0.5 (P0.5)	0			63.0	BOY	63	34	

表 2.4.3 5 / 6

S/N: 未対策船

甲板名: 第2層甲板 (A DK)

## 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

区分	室 名	① 設計目標値 又は規制値 dB(A)	② TYPE SHIP の 騒音レベル値 OVER ALL dB(A)					③ ②の 平均値 dB(A)	標準偏差 ±x	④の 範囲に 於ける 平均値 dB(A)	標準曲 線より 補正	騒音対策 仕様 ⑦での 増減理由	騒音 推定値 ⑥±( ) dB(A)	備考 又は 対策要否 (対象室名)	実験値 騒音 レベル dB(A)	予測 室符号		
			Ⓐ	Ⓑ	Ⓒ	Ⓓ	Ⓔ											
1 受 音 室 音 源	居		56	67	69	69	63	67	61.9	±4.2	66.1	57.7	60.8	60.0				
	公			69														
	通		62			68	76	70.3	74.3	±4.0	66.3	67.5	68.0	60.0	⑧0.5 ⑨1.0	0	62.0	SHIP'S OFFICE 64 ④
	AIR CON. UNIT RM																	
2 受 音 室 音 源	居			69	69	63			61.9	±3.9								
	"				69	59					65.8	58.0	60.5	60.5				
	公		64				70							60.5	0	⑩2.0	タタミノ効果 58.5	REC. RM (A) 69 ⑤
	通		64	67		66	72.3	76.3	74.0	±4.10	68.3	75.0	70.0	0	0		70.0	PASS. 74 ④
3 受 音 室 音 源	居			69	67	50	64	62		±4.2								
	"				67				58.4		62.6	54.2	59.0	60.0				
	公		69															
	通					67	74	70.5				70.5	68.0					
4 受 音 室 音 源	居					64			64.7	±2.4								
	"					66					67.1	62.3	65.0	65.5				
	公		69	68	60	65								65.5	0	0	65.5	SALOON 66 ⑫
	通				71			71.0				71.0	70.0	0	0		70.0	PASS. 73 ⑬
5 受 音 室 音 源	居					64												
	"					66			64.7	±2.4								
	公		66	69	67	60	69		65.3	±2.7	68.0	62.6	65.8	65.5	⑪2.0	0	68.0	BOND. L R 70 ⑭
	通				70			70.0				70.0	70.0	0	0		70.0	PASS. 74 ⑮
6 受 音 室 音 源	受																	
	音																	
	公			68	68		68		68.0			68.0	67.5	⑫0.5 ⑬1.0			70.0	OFF. MESS RM 72 ⑯
	GALLEY			72				72.0				72.0	72.0					
7 受 音 室 音 源	受																	
	音																	
	通			74	78			76.0			76.0	75.0						
	GALLEY			65	66		70	73.7	76.3	±2.6	71.1	75.5	74.0	0	0		74.0	GALLEY 74 ⑰
8 受 音 室 音 源	受																	
	音																	
	公			65	67		69		67.0	±1.6	68.6	65.4	67.0	67.5	⑪0.5 ⑫1.0 ⑬2.0/2 ⑭1.0		71.0	CREW MESS RM 82
	音																	

表 2.4.3 6 / 6

S No 未対策船

甲板名：第1層甲板 (UPPER DK)

## 計画船の居住区騒音レベル分布検討表

区分	室名	(1)						(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		(7)		(8)		備考 又は 対策要否 (対象室名)	実測計測 騒音 レベル dB (A)	予測室 番号		
		設計目標値 又は 規制値 dB(A)						TYPE SHIPの 騒音レベル値 OVER ALL dB(A)		(2)の 平均値 dB(A)		標準偏差 (3)±x		騒音・対策を考 慮した騒音レベ ルの増減dB		騒音対策 仕様 (7)での 増減理由		騒音推定値 (6)+(7) dB(A)								
		A	B	C	D	E	F	上限値	下限値	dB(A)	dB(A)	増音量④	減音量⑤	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)	dB(A)				
1 受 音 室	居			69	65		70	74	68.5	72.3	64.7	66.7	66.5													
	通				74		76		75.0			75.0	75.0													
	AIR CON. UNIT RM					70			70.0																	
2 受 音 室	居																	73.0	0	0	73.0	CARP. SHOP	72	②		
	通		75						75.0			75.0	75.0	0	0	75.0	PASS.	78	⑥							
	音 源																									
3 受 音 室	居	69	64	60	67	69	65.0		68.0	70	62.0	64.0	66.5					66.5	① 0.5 ④ 0.5	0	69.0	TALLY OFFICE	65	⑨		
																			④ 1.5							
	通			73		73		73.0					73.0													
	AIR CON. UNIT RM					72			72.0																	
4 受 音 室	居			70	74	70	75																			
	"						70	75	70.9	74.1	67.7	70.3	69.5													
	"						65																			
	通		60	75	70	60	78.0		80.1	75.9	79.0	75.0														
5 受 音 室	居	68	69	68	69	69	68																			
	"	69				68			68.8	69.5	68.1	68.6	69.5													
	"					70																				
	通	73	76	78	79	82	76.8		79.9	73.7	76.3	75.0	0	0			82.0	0	60	COMP.	75.0	PASS.	85	⑦		
6 受 音 室	居						68		68.0			68.0	70.0													
	"						68																			
	音 源																									
	音 源																									
7 受 音 室	居																									
	LAV.						72		72.0			72.0	72.0													
	通			62		75	62	79.7	83.0	76.4	82.0	75.0					82.0	0	60	COMP.	76.0	AIR CON. UNIT RM	86	④		
	REF. M. RM					82			82.0			82.0														
8 受 音 室	居			72		73	74	71.5	72.0	71.0	71.5	70.0														
	"						74																			
	DRY. RM						82		82.0			82.0														
	通			75				75.0			75.0	75.0					82.0	0	0	82.0	REF. M. RM	95	⑧			
音 源	ENG / RM		92	94	99	99	97	95	97.0	99.5	94.4	98.3	98.5	0	0		98.5	0	0	98.5	ENG. RM. (UPP DK)	100	⑨			

## (2) 簡易計算法（その1）の予測と実際

試算した実験船の要目及び本計算に用いたデータを表2.4.4に、概略の構造図を図2.4.4に示す。又表2.4.5は計算例である。

本船の機関室構造はF. 19より前方で TANK TOP と UPP. DK, 間にデッキが二層有り, F. 19より後部で一層しかない。従って  $\beta^K D_1$  は機関室前部の 2 ND DK - 3 RD DK 間と後部の UPP. DK - 2 ND DK 間の値が対応し  $0.9^2 \times 103 = 83$  である。故に上構での K のとり方は後部では UPP. DK 直下の外板を 0 位、前部では 2 ND DK 直下の外板を 0 位と置かねばならない。それで  $\beta^K \rho_s$  は次の様になる。

$$\text{前部: } \sim \beta = 0.9 \ (K=1) \quad \beta = 0.95 \ (K>1)$$

$$K: 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9$$

$$\beta^K D_1: 75 \ 71 \ 67 \ 64 \ 61 \ 58 \ 55 \ 52 \ 50$$

$$\text{後部: } \sim \beta = 0.95$$

$$K: 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9$$

$$\beta^K D_1: 79 \ 75 \ 72 \ 68 \ 65 \ 61 \ 58 \ 55 \ 53$$

但し  $D_1 = 0.9^2 \times 103 (= 83)$  とする。

そこで前部で数えて 1 位の部分は後部の 2 位に相当し、実際の計算では前部の順位をこれに合わせて後部の順位に換算した。

RM UNIT NOISE, AIR CON. RM NOISE 等のレベルは、従来の実船計測データ及び試算した 4 隻の船の計算結果を基に仮定した値である。対策船で各種の防音要領が考えられているが本計算法に於いては、それらの影響が量的に現われない。従って予測値は未対策船、対策船のいずれに対しても同一となる。実績と比較した結果適合率が以前に計算した例よりも低く、全般に低目に予測された傾向がある。各種音源のレベルの仮定、補正値のとり方等に未だ不備の点があるのかもしれない。

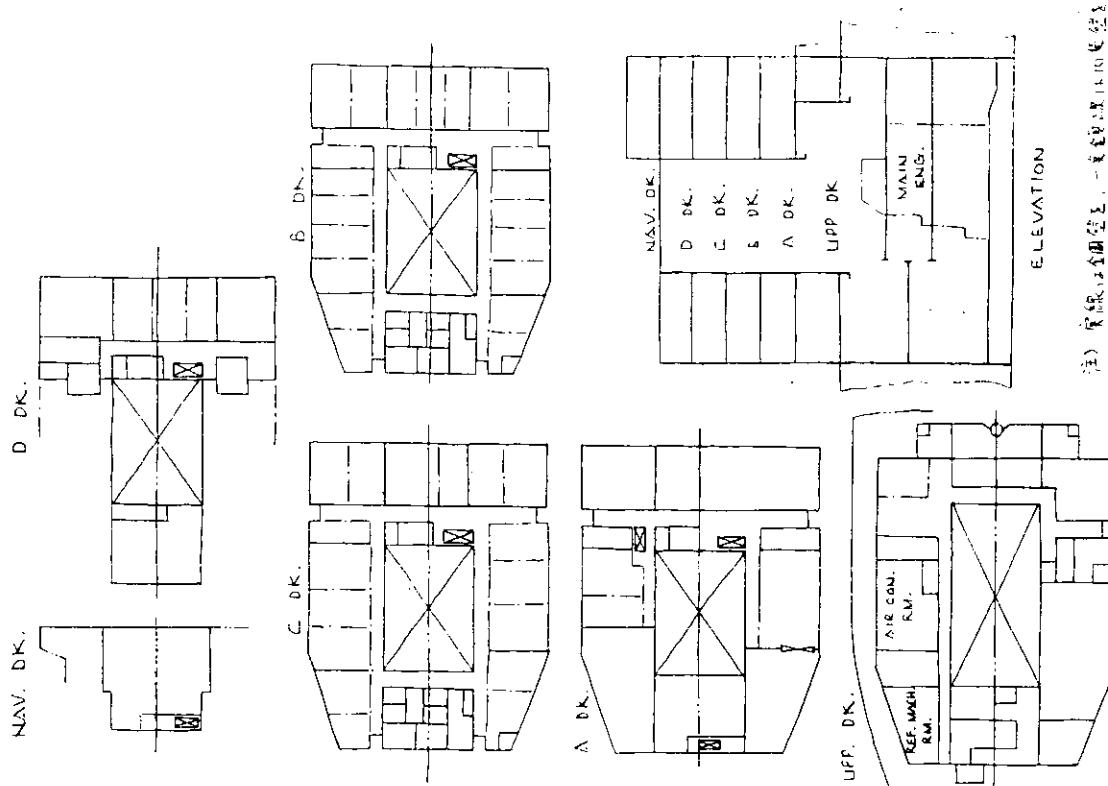


図 2.4.4 実験船の概略構造

表 2.4.4 実験船要目及び騒音予測計算用データ

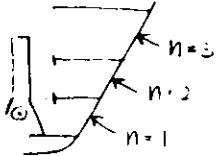
NOISE ESTIMATION BASIC DATA	
ITEM	居住区：AFT 取巻型 6 個 主 機：DIESEL 8250 PS × 150 RPM
1. NOISE DISTRIBUTION RATIO (ENG. RM NOISE)	
i) BETWEEN LOW MACH. DK TO UPP. DK ( $\beta_1$ )	0.9
ii) ABOVE UPP. DK ( $\beta_2$ )	0.95
2. NOISE DISTRIBUTION RATIO (AUX MACINERIES IN HOUSE) 0.95	
3. LOW MACH. DK AREA $A_0 \text{ cm}^2$	142.56
4. $A_0 / \text{HOUSE DK H't } H_0 \text{ cm}$	NAV. DK 54.83 OTHER'S 52.80
5. AIR CON. RM DK AREA $A_1 \text{ cm}^2$	35.2
6. $A_1 / \text{HOUSE DK H't } H_1 \text{ cm}$	13
7. REF. MACH. RM DK AREA $A_2 \text{ cm}^2$	19.6
8. $A_2 / \text{HOUSE DK W't } H_2 \text{ cm}$	7.26
9. MAIN ENG. NOISE $D_o \text{ dB(A)}$	103
10. $\rho_s \times \alpha_j^n$	$103 \times 0.9^2 = 83$ 
11. RM UNITE NOISE dB(A)	55
12. AIR CON UNIT NOISE dB(A)	76
13. REF. MACH. NOISE dB(A)	85
14. ENG. RM FAN NOISE dB(A)	90
15. HOLD FAN NOISE dB(A)	90
16. NAV. DK NOISE dB(A)	80
17. INSULATION DATA (DATA OF AROUND 500 Hz)	
t 25 PLYWOOD : 25.5 dB	t 6 ASBESTOS CEMENT BOARD : 27.6 dB
t 6 " : 5.5 dB	t 22 ASBESTOS BOARD : 27.8 dB
t 9 " : 10 dB ※1	t 6 St. PLATE : 38 dB
t 22 CHIPBOARD : 25.5 dB ※2	M 10000 PANEL : 10 dB ※3 SCUTTLE : 33 dB ※4
※1 : t 25 と t 6 のデータより補間法にて算出 ※4 : 建築設計資料から引用	
※2 : t 25 PLYWOOD と同等と想定	
※3 : DOUBLE PANELのデータから想定	
0.95 <sup>2</sup> = 0.9	注) PASS. NOISEはNEGLIGIBLE 假に80 dB(A) であったとしても最終的に室内に透過する
0.95 <sup>3</sup> = 0.86	量は、高々50 dB(A) である。
0.95 <sup>4</sup> = 0.81	
0.95 <sup>5</sup> = 0.77	
0.95 <sup>6</sup> = 0.74	
0.95 <sup>7</sup> = 0.70	
0.95 <sup>8</sup> = 0.66	
0.95 <sup>9</sup> = 0.63	

表 2.4.5

SHIP : 未対策船 SOURCE OF NOISE : ENG RM AIR CON RM REF MACH RM *		ENG, RM, NOISE 計算		REF, MACH, NOISE 計算	
DECK	C	HOSP	HOSP		
RM					
FLOOR	K	4		8	
	P	68		56	
	A	5.94		13.86	
	$\alpha$	0.04		0.7	
	$\log \alpha$	-1.38		-0.15	
	$\delta$	-14		-2	
	T	-5		-5	
	$P_{Ri}$	49		49	
OVERHEAD	K	5		9	
	P	65		54	
	A				
	$\alpha$				
	$\log \alpha$				
	$\delta$	-14		-2	
	T	-5.5		-5.5	
	$P_{Ri}$	48		46	
FORE WALL JOINER WALLにつき 計算省略	K				
	P				
	L				
	$\alpha$				
	$\log \alpha$				
	$\delta$				
	T				
	$P_{Ri}$	-		-	
AFT WALL	K	4		8	
	P	68		56	
	L	1.6		4.6	
	$\alpha$	0.03		0.63	
	$\log \alpha$	-1.5		-0.2	
	$\delta$	-15		-2	
	T	-11			
	$P_{Ri}$	42		43	
INSIDE WALL JOINER WALLにつき 計算省略	K				
	P				
	L				
	$\alpha$				
	$\log \alpha$				
	$\delta$				
	T				
	$P_{Ri}$	-		-	
OUTSIDE WALL	K	5		8	
	P	65		56	
	L	3.4		4.6	
	$\alpha$	0.06			
	$\log \alpha$				
	$\delta$	-12		-2	
	T	-11		-11	
	$P_{Ri}$	42		43	
*	52			-	
R	55			-	
B	-	RM UNIT		-	
$P_R$	59	予測値	52		
注)	$P = \beta_2^K \beta_1^n N_o$ ; A : AREA; $\alpha$ : AREAS RATIO; $\delta = 10 \log \alpha$ ; *: HOUSE 内機器による固体音合成値 L : WALL LENGTH				

(3) 簡易計算法（その2）の予測と実際

未対策船を予測対象船として、2.2.2(3)の簡易計算法（その2）を適用して、船内居住区の騒音レベルを予測する。

(a) 予測対象室

居住区内の居室、公室及び業務室を対象とする。全予測点数は42点である。

(b) 予測計算

類似船の実績値から類推し主機近傍の騒音レベルを以下の値とする。

周 波 数	250 Hz	500 Hz	1 KHz
騒音レベル dB (A)	83	88	91

上記の値をもとに2.2.2(3)で示した予測法により、表2.4.6 ( $\frac{1}{6} \sim \frac{6}{6}$ ) で計算を行なった。予測値を同表の下欄に示しておく。

表 2.4.6 ( 1/6 )

		WHEEL HOUSE		CAPT. DAY RM		CAPT. BED RM		2ND OFF.		CH. RAD. OFF.		RAD. RM		GYM.	
DK	UPP. DK 下 n1	3	2 n1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
	UPP. DK 上 n2	5	2.1 n2 10.5	4	8.4	4	8.4	4	8.4	4	8.4	4	8.4	4	8.4
(1) F.R.No.	28		32		32		32		32		32		32		17
(2) Main Eng. F.R.No.	20 ~31		20 -31												
1.4 × {(1)-(2)}		0		1.4		1.4		1.4		1.4		1.4		1.4	42
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD		27.5		26.8		26.8		26.8		26.8		26.8		29.6	
居 室	L	5.6		4.4		4.4		4.4		4.4		4.4		4.5	
	B	10		4.6		2.35		2.4		3.285		5.7		7.2	
	H	2.6		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B		56		20.2		10.3		10.6		14.5		25.1		32.4	
B × H		26		12.4		6.3		6.5		8.9		15.4		17.3	
+)	H × L	14.6		11.9		11.9		11.9		11.9		11.9		12.2	
(3) TOTAL		96.6		44.5		28.5		29		35.3		52.4		61.9	
(5) $\frac{10 \log 1}{0.15 \times 2 \times (3)}$		-8.6		-5.2		-3.3		-3.4		-4.2		-5.9		-6.7	
(6) $10 \log L \times B$		17.5		13.1		10.1		10.2		11.6		14.0		15.1	
-(4)+(5)+(6)		-18.6		-18.9		-20		-20		-19.4		-18.7		-21.2	
Main Eng. 音	250 Hz 83				500 Hz 88				1 kHz 91						
250 Hz	39.9	39.6		38.5		39.5		39.1		39.8		37.3			
500 Hz	42.4	42.1		41		41		41.6		42.3		39.8			
1 kHz	41.9	41.6		40.5		40.5		41.1		41.8		39.3			
OVER ALL	46.3	46		44.9		44.9		45.5		46.2		43.7			
+ 3 dB	49.3	49		47.9		47.9		48.5		49.2		46.7			
AIR COND. 吹出口音	55×3	55		55		55		55		55		55×2			
合 成 音	60.1	56		55.8		56		56		56.0		58.3			
修 正 値	5面パクロ +2	3面パクロ +1		カーペット -3						3面パクロ +1		4面パクロ +1.5			
												ENG. CASING +2			
												FAN +2			
TOTAL	62.1	57		52.8		56		56		57		63.8			
予 测 値	62	57		53		56		56		-57		64			
実 测 値															

表 2.4.6 ( 2/6 )

		CH. ENG. BED RM		CH. ENG. DAY RM		3RD ENG.		2ND ENG.		1ST ENG.		STATE RM		OFF. SP(A)	
DK	UPP DK 下 n1	3	2 n1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
数	UPP DK 上 n2	3	2 n2 6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3
(1) Fr. No.	32			32		32		32		24		24		20	
(2) Main Eng. Fr. No.	20 -31														
1.4 × {(1)-(2)}		1.4		1.4		1.4		1.4		0		0		0	
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD	24.7		24.7		24.7		24.7		23.3		23.3		23.3		
<hr/>															
居 室	L	4.4		4.4		4.4		4.4		3.135		3.05		2.615	
	B	2.3		4.4		2875		2.825		4.4		4.4		4.3	
	H	2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B		10.1		19.4		12.7		12.4		13.8		13.4		11.2	
B × H		62		11.9		7.8		7.6		11.9		11.9		11.6	
+)	H × L	11.9		11.9		11.9		11.9		8.5		8.2		7.1	
(3) TOTAL	28.2		43.2		32.4		31.9		34.2		33.5		30.3		
(5) $\frac{10 \log 4}{0.15 \times 2 \times (3)}$	-3.3		-5.1		-3.9		-3.8		-4.1		-4.0		-3.6		
<hr/>															
(6) $10 \log L \times B$	10.1		12.7		11.0		10.9		11.4		11.3		10.5		
<hr/>															
- (4) + (5) + (6)	-17.9		-17.1		-17.6		-16.2		-16		-16		-16.4		
<hr/>															
Main Eng. 音	250 Hz 83			500 Hz 88			1 kHz 91								
250 Hz	40.6		41.4		40.9		42.3		42.5		42.5		42.1		
500 Hz	43.1		43.9		43.4		44.8		45.0		45.0		44.6		
1 kHz	42.6		43.4		42.9		44.3		44.5		44.5		44.1		
OVER ALL	47		47.8		47.3		48.7		48.9		48.9		48.5		
+3 dB	50		50.8		50.3		51.7		51.9		51.9		51.5		
AIR COND. 吹出口音	55		55		55		55		55		55		55		
合 成 音	56.7		56		56		56.7		56.7		56.7		56.6		
修 正 値	カーペット -3						2面パクロ +0.5		2面パクロ +0.5		2面パクロ +0.5		2面パクロ +0.5		
													FAN +1	FAN +2	
														小+1	
TOTAL	53.7		56		56		57.2		57.2		58.2		60.1		
予 判 値	54		56		56		57		57		58		60		
実 判 値															

表 2.4.6 ( 3/6 )

		HOSP.	DISP.		DOCT.		PURS.		2ND RAD. OFF.		CH.OFF.		3RD OFF.		
DK	UPP. DK 下 n1	3	2 n1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
数	UPP. DK 上 n2	3	2.1 n2 6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3	3	6.3
(1) FR. No.	16		19		23		23		27		32		32		
(2) Main Eng. FR.No.	20 ~31														
1.4 × {(1)-(2)}		5.6		1.4		0		0		0		1.4		1.4	
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD		28.9		24.7		23.3		23.3		23.3		24.7		24.7	
<hr/>															
居 室	L	3.7	2.65	3.1	3.08	2.63	4.4	4.4							
	B	3.5	4.2	4.4	4.4	4.4	3.39	2.81							
	H	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7							
L × B		13.0	11.1	13.6	13.6	11.6	14.9	12.4							
B × H		9.5	11.3	11.9	11.9	11.9	9.2	7.6							
+)	H × L	10.0	7.2	8.4	8.3	7.1	11.9	11.9							
(3) TOTAL		32.5	29.6	33.3	33.8	30.6	36.0	31.9							
(5) $10 \log \frac{A}{0.15 \times 2 \times (3)}$		-3.9	-3.5	-4.1	-4.0	-3.6	-4.3	-3.8							
<hr/>															
(6) $10 \log L \times B$		11.1	10.5	11.3	11.3	10.6	11.7	10.9							
<hr/>															
- (4) + (5) + (6)		-21.7	-17.7	-16.1	-16.0	-16.3	-17.3	-17.6							
<hr/>															
Main Eng. 音	250 Hz 83			500 Hz 88			1k Hz 91								
250 Hz	36.8	40.8	42.4	42.5	42.2	41.2	40.9								
500 Hz	39.3	43.3	44.9	45.0	44.7	43.7	43.4								
1k Hz	38.8	42.8	44.4	44.5	44.2	43.2	42.9								
OVER ALL	43.2	47.2	48.8	48.9	48.6	47.6	47.3								
+ 3 dB	46.2	50.2	51.8	51.9	51.3	50.6	50.3								
AIR COND. 吹出口音	55	55	55	55	55	55	55								
合 成 音	55.5	56.2	56.7	56.7	56.5	56.3	56								
修 正 值	3面パクロ +1	2面パクロ +0.5	2面パクロ +0.5	2面パクロ +0.5	2面パクロ +0.5	2面パクロ +0.5									
	FAN +1	FAN +2	FAN +1												
TOTAL	57.5	58.7	58.2	57.2	57	56.8	56								
予 测 値	58	59	58	57	57	57	56								
実 测 値															

表 2.4.6 ( 4/6 )

		OFF. S.P. (B)		BARBER.		BOY	CREW SP(B)	COOK (B)	CREW SP(A)	COOK (A)	SAIL (B)	F. M	SAIL (A)	OIL (C)	ABSM (E)
DK 数	UPP. DK 下 n 1	3	2 n 1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
	UPP. DK 上 n 2	3	2.1 n 2 6.3	3	6.3	2	4.2	2	4.2	2	4.2	2	4.2	2	4.2
(1) F.R. No.	17		13		14		17			20		20		23	
(2) Main Eng. F.R. No.	20 -31														
1.4 × {(1)-(2)}		4.2		9.8		8.4		4.2		0		0		0	
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD	27.5		33.1		29.6		25.4			21.2		21.2		21.2	
<hr/>															
居 室	L	3.2		2.4		3.0		2.6		2.29		2.15		2.15	
	B	3.7		3.1		3.2		3.8		4.3		4.4		4.4	
	H	2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B	11.8		7.4		9.6		9.9		9.8		9.5		9.5		
B × H	10.0		8.4		8.6		10.3		11.6		11.9		11.9		
+ ) H × L	8.6		6.5		8.1		7.0		6.2		5.8		5.8		
(3) TOTAL	30.4		22.3		26.3		27.2		27.6		27.2		27.2		
(5) $10 \log \frac{4}{0.15 \times 2 \times (3)}$	-3.6		-2.2		-3.0		-3.1		-3.2		-3.1		-3.1		
(6) $10 \log L \times B$	10.7		8.7		9.8		9.9		9.9		9.8		9.8		
- (4)+(5)+(6)	-20.4		-26.6		-22.8		-18.6		-14.5		-14.5		-14.5		
<hr/>															
Main Eng. 音	250 Hz 83			500 Hz 88				1k Hz 91							
250 Hz	38.1		31.9		35.7		39.9		44.0		44.0		44.0		
500 Hz	40.6		34.4		38.2		42.4		46.5		46.5		46.5		
1k Hz	40.1		33.9		37.7		41.9		46.0		46.0		46.0		
OVER ALL	44.5		38.3		42.1		46.3		50.4		50.4		50.4		
+ 3 dB	47.3		41.3		45.1		49.3		53.4		53.4		53.4		
AIR COND. 吹出口音	55		55		55		55		55		55		55		
合 成 音	55.7		55.2		55.4		56		57		57		57		
修 正 值	2面パクロ +0.5	3面パクロ +1	2面パクロ +0.5												
	FAN +2		FAN +1						FAN +2		FAN +1				
TOTAL	58.2		56.2		56.9		56		59		58		57		
予 想 値	58		56		57		56		59		58		57		
実 测 値															

表 2.4.6 ( 5/6 )

		OIL. (B)	ABSM (D)	No 1 OIL	BOSUN	CH. STEW.	AB SMA)	OIL. (A)	AB SMB)	AB. SM(C)	OFF.MESS.	SALOON	
DK	UPP. DK 下 n 1	3	2 n 1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
	UPP. DK 上 n 2	2	2.1 n 2 4.2	2	4.2	2	4.2	2	4.2	2	4.2	1	2.1
(1) Fr.No.	25			32		32		32		32		19	24
(2) Main Eng. Fr.No.	20 -31												
1.4 × {(1)-(2)}		0		1.4		1.4		1.4		1.4		1.4	0
		11		11		11		11		11		11	11
(4) TOTAL TD	21.2		22.6		22.6		22.6		22.6		20.5	19.1	
<hr/>													
居 室	L	2.21		4.4		4.4		4.4		4.4		7.5	3.7
	B	4.4		2.935		2.765		2.455		2.29		5.1	4.4
	H	2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B	9.7		12.9		12.2		10.8		10.1		38.3	16.3	
B × H	11.9		7.0		7.5		6.6		6.2		13.8	11.9	
+ H × L	6.0		11.9		11.9		11.9		11.9		20.3	10.0	
(3) TOTAL	27.6		31.8		31.6		29.3		28.2		72.4	38.2	
(5) $10 \log \frac{4}{0.15 \times 2 \times (3)}$	-3.2		-3.8		-3.7		-3.4		-3.3		-7.3	-4.6	
<hr/>													
(6) $10 \log L \times B$	9.9		11.1		10.9		10.3		10.0		15.8	12.1	
<hr/>													
- (4)+(5)+(6)	-14.5		-15.3		-15.4		-15.7		-15.9		-12	-11.6	
<hr/>													
Main Eng. 音	250 Hz 83			500 Hz 88			1k Hz 91						
250 Hz	44.0	37.2	37.1	368	36.6	46.5	46.9						
500 Hz	46.5	39.7	39.6	39.3	39.1	49.0	49.4						
1k Hz	46.0	39.2	39.1	38.8	38.6	48.5	48.9						
OVER ALL	50.4	43.6	43.7	43.2	43.0	52.9	53.3						
+ 3 dB	53.4	46.6	46.7	46.2	46	55.9	56.3						
AIR COND. 吹出口音	55	55	55	55	55	55 × 2	55						
合 成 音	57	55.6	56	56	56	60.1	59						
修 正 值		2面パクロ +0.5						2面パクロ +0.5					
								ENG.CASING +2					
								小 +1					
TOTAL	57	56.2	56	56	56	63.6	59						
予 测 値	57	56	56	56	56	64	59						
实 测 值													

表 2.4.6 ( 6/6 )

		MEET. RM		SHIP OFF.		REC. RM (A)		REC. RM (B)		CREW MESS.		TALLY OFF.		WORK RM	
DK 数	UPP. DK 下 n1	3	2 n1 6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
	UPP. DK 上 n2	1	2.1 n2 2.1	1	2.1	1	2.1	1	2.1	1	2.1	0	0	0	0
(1) FR. No.	24		32		32		32		21		34		26		
(2) Main Eng. FR. No.	20 -31														
1.4 × {(1)-(2)}		0		1.4		1.4		1.4		0		4.2		0	
		11		11		11		11		11		11		11	
(4) TOTAL TD		19.1		20.5		20.5		20.5		19.1		21.2		17.0	
<hr/>															
居 室	L	3.2		4.4		4.4		4.4		8.8		2.8		2.9	
	B	3.4		9.15		3.6		3.15		5.2		4.4		3.0	
	H	2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7		2.7	
L × B		10.9		40.3		15.8		13.9		45.8		12.3		8.7	
B × H		9.2		24.7		9.7		8.5		14.0		11.9		8.1	
+)	H × L	8.6		11.9		11.9		11.9		23.8		7.6		7.8	
(3) TOTAL		28.7		76.9		37.4		34.3		83.6		31.8		24.6	
(5) $10 \log_{10} \frac{4}{0.15} \times 2 \times (3)$		-3.3		-7.6		-4.5		-4.1		-8.0		-3.8		-2.7	
<hr/>															
(6) $10 \log_{10} L \times B$		10.4		16.0		12.0		11.4		16.6		10.9		9.4	
<hr/>															
- (4) + (5) + (6)		-12		-12.1		-13.0		-13.2		-10.5		-14.4		-10.3	
<hr/>															
Main Eng. 音	250 Hz 83				500 Hz 88				1 k Hz 91						
250 Hz	46.5	46.4		45.5		45.3		48.0		44.4		48.2			
500 Hz	49.0	48.8		48.0		47.8		50.5		46.9		50.7			
1k Hz	48.5	48.4		47.5		47.3		50.5		46.4		50.2			
OVER ALL	52.9	52.8		51.9		51.7		54.4		50.8		54.6			
+3dB	55.9	55.8		54.9		54.7		57.4		53.8		57.6			
AIR COND. 吹出口音	55	55 × 3		55		55		55 × 3		55		55			
合 成 音	59	61.2		58		58		61.8		57.5		59.5			
修 正 值	2面バグロ +0.5								2面バグロ +0.5	2面バグロ +0.5					
									ENG. CASING +2	AIR COND. +2	ENG. CASING +2				
									小 +1 +2	ENG. CASING +2					
TOTAL	59	61.7		58		58		67.3		62		61.5			
予 测 値	59	62		58		58		67		62		62			
实 测 值															

## 2.4.2 機関室への予測法の適用

### (1) 未対策船の通常航海時に対する適用

#### (a) 予測のベースとなる諸数値

SR 156 昭和51年度研究報告書 9.1.3 にもとづいて  $P_1, P_2$  を次の如く求めた。

$$\text{主機馬力} \quad 8250 \text{ ps} \quad P_1 = 122.3 \text{ dB (A)}$$

$$\text{ディーゼル発電機発力} \quad 430 \text{ kw} \quad P_2 = 122.5 \text{ dB (A)}$$

$$R_1 = 5.000 \text{ M}^2, R_2 = 13.000 \text{ M}^2$$

#### (b) 音源の位置

主機の線音源の位置は主機の上端とする。又ディーゼル発電機の音源の位置は機関部分の上端で且つその中央部とする。

#### (c) 主機による騒音レベル

$$SPL_{1E} = P_1 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R_1} \right) = 122.3 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{5.000} \right)$$

#### (d) 発電機による騒音レベル

$$SPL_{2E} = P_2 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R_2} \right) = 122.5 + 10 \log \left( \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{1}{13.000} \right)$$

#### (e) ケーシング内の補正

ケーシング内の予測式は次式であらわされる。

$$SPL_1 = PWL_1 + 10 \log \left\{ \frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{1}{R'_1} \left( \frac{R'_1}{R'_3} + \frac{1}{R'_3} \frac{B}{\beta_1} \right) \right\}$$

ここで  $S_1 = 1689 \text{ M}^2, S_3 = 538 \text{ M}^2, \beta_1 = 0.2193$ ,

$$B = 90.2 \text{ M}^2 \text{ などであるから } \frac{S_1}{S_3} \cdot \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} = 0.781 \text{ となり, 図 2.3.106 より } \frac{R'_1}{R'_3} = 0.49 \text{ となる。}$$

#### (f) 本年度の実験船に対しオクターブバンドスペクトルの予測を行なっているが実測結果は本報告書をまとめている時点で未整理のため次年度にて報告する。

#### (g) 制御室、工作室については予測値は以下のようになる。

##### (i) 制御室

室外音予測レベル  $SPL_E$  は 98.1 dB (A), 遮音グレードは II に相当するので, RL は 26 dB となる。

側面積補正是この場合無視しうるとみて室内音予測レベル  $SPL$  は 72.1 dB (A) となる。

##### (ii) 工作室

同様に  $SPL_E$  は 99.5 dB (A), 遮音グレード Ia であるので, RL は 20 dB となり, その結果室内音予測レベル  $SPL$  は 79.5 dB (A) となる。

#### (h) 予測値と実測値の比較の結果及びその考察

予測値と実測値を比較したものを図 2.4.101 に示す。この図について考察を行なうと次の通りである。

(i) 軸室近傍（図上 G であらわされている 2 個の測定点）では実測値が予測値より大きくなっているがこれはプロペラの影響を予測に考慮しなかったためで、この場合 8 dB 高めの結果となっている。

(ii) 主機過給機近傍（図中予測値の方が 3 dB 以上大きくなっている L 点が 4 個所あるが、これらは、いずれも主機過給機近傍の測点である）本船の場合過給機にサイレンサを取りつけてあり、このサイレンサによる減音効果としてサイレンサ周辺では 6 dB 低下するという実験結果を得ているが、この実験結果は本船の場合についても過給機近傍については適用出来るという結果を得た。過給機音源で 6 dB 低くなても主

機本体の音源は、低くならないため、その合成した騒音レベルはほとんど低くならず過給機近傍以外の点について測定した騒音レベルは大体予測値と一致している。主機本体の音源と過給機の音源を全く別の独立した音源として取り扱うことができれば問題ないが本船の場合のようにあらかじめ別のデータが用意されている場合については局部的な補正資料としては有用な資料となるという結論を得た。

- (iii) 第3甲板左舷船首側（予測値の方が大きくなっている図中Iであらわされている測定点）この点は予測値の方が5 dB 大きくなっているが、反対舷の対応している点（図中Jであらわされている予測値が95 dB の点）では実測値と予測値の差が2 dB しかないことでもあり、その差の理由はわからない。
- (iv) ケーシング内（図中A, BおよびCであらわされている点）では実測値と予測値がよい合致をみせており、ケーシング内の補正方法の有用さが実証された。
- (v) 制御室内用実測レベルは72 dB(A)であったので予測レベル72.1 dB(A)に対し0.1 dBの差でよく一致している。一方工作室内についても実測値77 dB(A)に対し、予測レベル79.5 dB(A)は2.5 dB の差となりかなりの一一致をみせている。

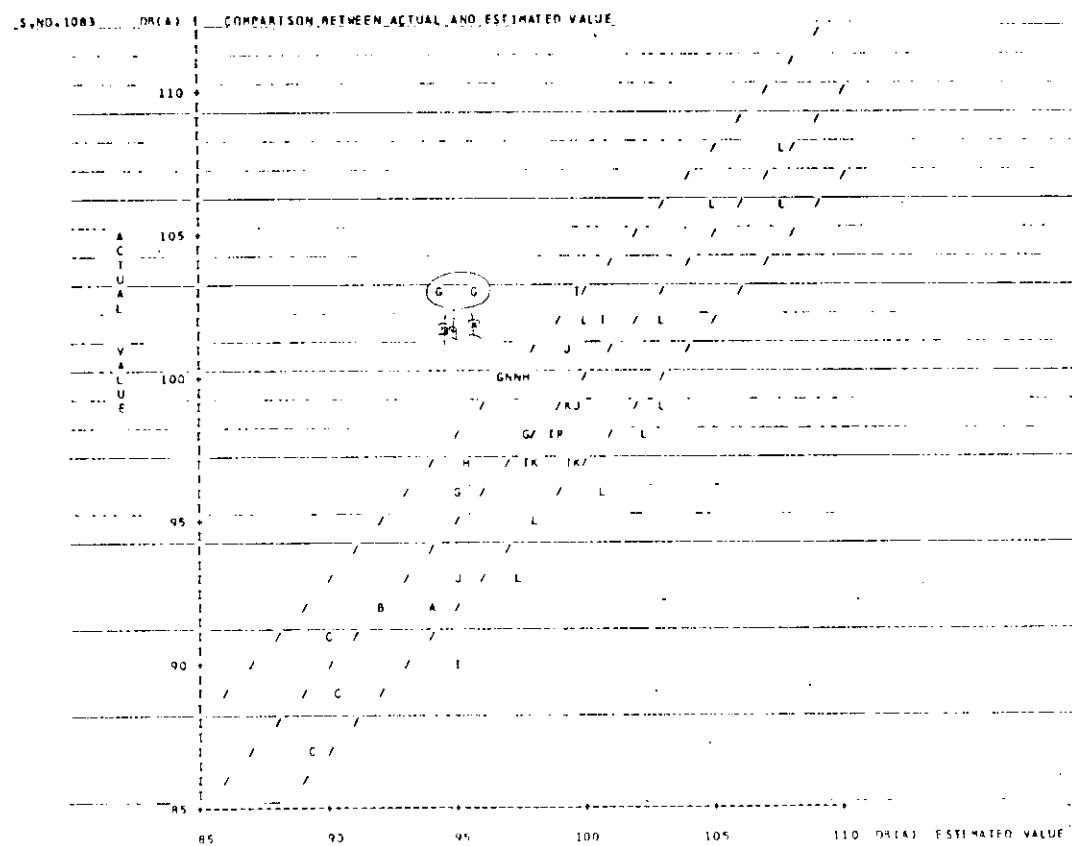


図2.4.101  
未対策船の通常航海時の実測値と予測値の比較

(2) 対策船の通常航海時に対する適用

未対策船と相違する箇所（すなわち防音ケーシング及び主機周辺部）のみについて主として記載した。

(a) 予測のベースとなる諸数値

未対策船と同様に次の通りとする。

主機の場合

$$P_1 = 122.3 \text{ dB (A)}$$

ディーゼル発電機の場合、 $P_2$  の値は防音ケーシングのために減少するがその減少量は未対策船に対して、10.9 dB 減である。この計算については(b)以下で検討する。

$$P_2 = 111.6 \text{ dB (A)}$$

これ以外に $R_1$ 、 $R_2$  は未対策船の場合と同様とする。

(b) ディーゼル発電機のパワーレベルを周波数毎に展開

防音ケーシングの内側の $P_2$  を未対策船と同様に 122.5 dB (A) として表 2.4.101 の如く展開する。

表 2.4.101 ディーゼル発電機のパワーレベルの周波数毎の展開法

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
代表パターンで展開 dB (C)	113.7	114.8	120.1	120.8	117.4	113.4	105.5	96.9
dB (A)に変更 (合成値 122.1 dB(A))	87.7	98.8	111.1	117.8	117.4	114.4	106.5	95.9
合成値が 122.5 dB (A)になるように補正	88.1	99.2	111.5	118.2	117.8	114.8	106.9	96.3

(c) 防音ケーシング内の拡散音レベル

防音ケーシングの内部表面積は 64.7 m<sup>2</sup> と求められる。更に吸音率は表 2.4.102 の如くであるから、各周波数毎の拡散音レベルも同表記載の如く求められる。

表 2.4.102 防音ケーシング内の吸音率

	63 Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ケーシングの吸音率	—	0.667	0.914	0.993	0.996	0.902	0.719	—
吸音力 A = $\alpha S$ (m <sup>2</sup> )		43.2	59.1	64.2	64.4	58.4	46.5	
$R = \frac{A}{1 - \alpha}$ (m <sup>2</sup> )		129.6	687.6	9178.2	16110.3	595.5	165.5	
拡 散 レ ベ ル $PWL + 10 \log \left( \frac{4}{R} \right)$		84.1	89.1	84.6	81.7	93.1	90.7	

防音ケーシング内の拡散音のレベルは 96.7 dB(A) と求められる。防音ケーシング内の拡散音レベルは音源の PWL に比して相当に低いので音源中心は防音ケーシングがない場合と同じ場所にあると考えて差し支えない。

(d) ディーゼル発電機の音源の見かけの低下量

音源の見かけの低下量を表 2.4.103 により各周波数毎に求める。

見かけの PWL の合成値 85.5 dB (A)

音源の PWL 122.5 dB (A) と防音ケーシングがある場合の見かけの PWL 85.5 dB (A) の差 37.0 dB はほとんど実験室内で計測された防音ケーシングの透過損失の差によって生じている。

表 2.4.103 ディーゼル発電機の音源のパワーレベルの周波数毎の低下量

	63 Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
T L	—	24	31	37	41	50	59	—
$10 \log \frac{A}{S}$		-1.8	-0.4	0	0	-0.4	-1.4	
$TL + 10 \log \frac{A}{S}$		22.2	30.6	37	41	49.6	57.6	
見かけの PWL		77.0	80.9	81.2	76.8	65.2	49.3	

一方、図 2.3.301 によると制御室隔壁の実験室で計測した透過損失と制御室内外の騒音レベルとの差の相違量即ち図上で⑧ー⑥の値は表 2.4.104 のようになっている。

表 2.4.104 制御室隔壁の透過損失と内外の騒音レベルの差

	63 Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
制御室隔壁透過損失 実験データ ⑧	—	43	47	52	54	56	57	—
制御室外部と内部との騒音レベルの差 ⑥		18	22	25	27.5	26	28	
⑧ー⑥		25	25	27	26.5	30	29	

この結果より表 2.4.103 の見かけの PWL に表 2.4.104 の⑧ー⑥の値を加えた値を防音ケーシングがある場合の PWL の値と考えるのが妥当と考えて、この値を求め更にこれの合成音を求めた。

表 2.4.105 補正を加えた見かけの PWL

	63 Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
補正を加えた見かけの PWL	—	102	105.9	108.2	103.3	95.2	78.3	—

補正を加えた見かけの PWL の合成音 111.6 dB(A) (= P<sub>2</sub>)

#### (e) 予測値と実測値の比較及びその考察

予測値と実測値の比較を図 2.4.102 に示す。局部的には防音対策を施したもの近傍は予測値よりもかなり低い値を示している。（ディーゼル発電機の防音ボックスの近傍及び主機過給機の近傍）しかしこれらから離れるにしたがって実測値と予測値はかなりよい一致を示すようになってきている。これは防音ケーシングに対する騒音の減少量の見積方法の正しさを示すものである。さらに、未対策船の場合もそうであったように減音対策を施した近傍についてのみ予測値よりかなり低い値をとりうることがあることに注意する必要がある。主機過給機の場合この原因は不明であるが、防音ケーシングの場合防音ケーシングの近傍では面音源となり、これから距離が離れるに従って線音源、さらに点音源となるというふうに考えると面音源周辺では 0 であるということより、防音ケーシング近傍の実測値が予測値より低い値をとっていることの説明がつけられる。なお、現段階でのデータ量は不充分であり、充分な考察が出来ないので、詳細な検討は来年度にゆずることとする。

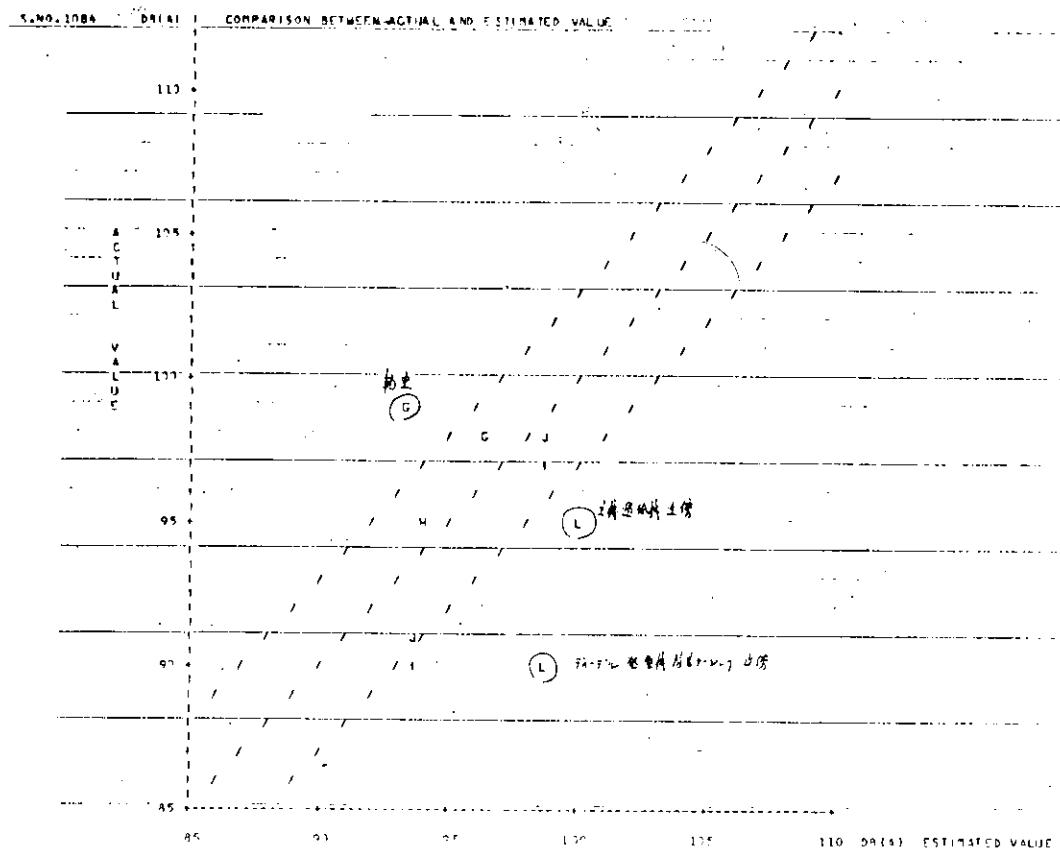
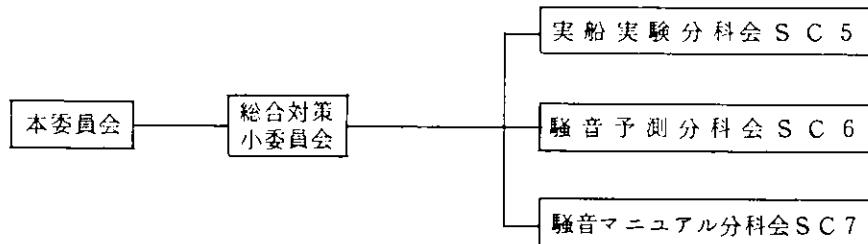


図 2.4.102 対策船の通常航海時の実測値と予測値の比較

### 3 昭和53年度 S R 156 部会活動計画

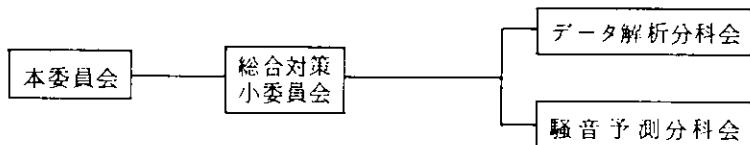
#### 3.1 組織構成

昭和52年度の部会組織は下記のとおりであった。



これらの諸分科会は、それぞれきめられた方針に基づいて作業を進め、順調にこれを消化した。特に、騒音マニュアル分科会は本年度の報告書として、「船内騒音対策指針」を研究資料No.286-2として発行した。

昭和53年度は上記の組織の一部を変更して、より簡素な形として運営される予定である。その組織図はつきのとおりである。



データ解析分科会は従来の実船実験分科会の、また53年度の騒音予測分科会は従来の騒音予測分科会の後を引継ぐものであり、各分科会ともその構成人数は約10名前後である。

#### 3.2 機能と活動

機能として下記を重点的に指向するものとする。

- (1) 各分科会はそれぞれ必要最少限の少人数制をとり、能率化を重視し、アウトプットの結果の適否の判断、総合的とりまとめの方針等はその上部組織である総合対策委員会にまかせることにする。
- (2) したがって総合対策小委員会はデータ解析分科会及び騒音予測分科会の作業進捗状況の報告をうけ、要すればその調整を行い、方向を定める。なお実作業のすべては各分科会で一切処理されるものとする。  
以上の機能をもつ53年度組織を制定することにより、S R 156 の最終的処理がなされることになり53年度一杯に最終報告書の作成が行なわれ最終的なピリオドが打たれる予定である。

## 4 船内騒音に関する研究の今後の問題点

昭和52年度の船内騒音に関する研究は、実船実験分科会で実船にて各種対策の効果確認の実験を行ない、又騒音予測分科会で予測技術の向上及び実験船の騒音予測を行ない成果を上げることができた。しかしながら昭和52年度は実船実験のスケジュールとの関連で十分なる時間が無かった為、今年度は速報にとどめ、昭和53年度の報告書に詳細な解析と考察を含めた内容をおり込む予定である。ここでは、今後の研究課題を大別し、騒音防止性能、保守性、経済性、音源の寄与度の分離、2次固体音を含めた空気音と固体音の分離、及び予測法の見地から述べることとする。

### 4.1 性能上の問題

#### 4.1.1 浮構造

今回は機関室内1区画に浮構造を採用したが、この面での玉成と、今後は居住区全体の浮構造を検討していく必要があろう。特に中型船以上の船へ適用の可能性について、船殻構造のあり方、艤装品のフレキシブル化及びコストアップの面から調査していくことが必要である。

#### 4.1.2 主機及び過給機

今回は主機の過給機に低騒音型を採用すると共に空気冷却器ダクトまわりのラギング強化により主機まわりの騒音を下げる事ができたが、今後の騒音規制の強化される状況を見ると、さらに主機及び過給機よりの低騒音化の追求を検討する必要がある。

### 4.2 対策及び保守上の問題

#### (1) 防音ケーシング

ディーゼル発電機の防音ケーシング採用に当たっては、コスト面を考慮した簡易構造の検討を行なうと共に、日常の巡視スペースと開放修理の容易となる様配慮すべきであろう。さらに防音ケーシング内部の温度上昇防止の合理的諸装置の選択の余地があると考えられる。

#### (2) 防振支持

ディーゼル発電機等を防振支持とした場合、防振ゴム及びフレキシブルカップリングの寿命は3~4年以上と言われているが、今後実積をフォロウしていく必要があろう。

さらに防振ゴムの船内交換の方法も今後確立していく必要があろう。

### 4.3 経済性と効果

今回実船実験では考えられる各種対策をすべて実施して、対策の効果確認を主眼においた。しかし今後は経済的に行なうべきである。例えば船内騒音として大きな影響を与える音源となる、主機及び過給機、ディーゼル発電機、機関室ベントファン、主機排気管、居住区用空調機等に重点的に対策を行なうべきであろう。又居住区の騒音対策は規制値の程度、居住区の位置、配置及び上に述べた騒音源の種類位置等に応じて臨機応変に計画する必要があろう。居住区騒音対策を最小コストで効果的に行なうには次の点に注意すべきであると考える。

- (1) 規制値の厳しい室はできるだけ音源から遠い位置に配置する。
- (2) エンジンケーシングのまわりに居室を配置しないいわゆる分離型とする。
- (3) さらに騒音に規制が厳しくなれば浮構造とする。
- (4) 居住区の区画壁に過不足のない最適の透過損失を持つ材料を選定する。

#### 4.4 音源寄与度の分離

主機及びプロペラの居住区への寄与度の分離が難かしい。この解析の光明には特別な計測方法を工夫し実施していく必要がある。

#### 4.5 居住区騒音予測の理論的研究

##### 4.5.1 実船の固体音推定法

###### (1) 構造パラメータ

- イ 構造要素の内部損失率のデータ収集
- ロ 構造結合形式の分類と結合損失の推定

###### (2) 予測計算法

- イ SEA 法による次元簡略モデルの作成法
- ロ 機器据付デッキを変えた場合の SEA 法による詳細計算
- ハ SEA 法の計算のための実船構造の特徴を活かした簡略化
- ニ 縦波によるエネルギーの平均振動レベルの決定法及び機器発生レベルの実測による推定法の確立

なお今後は、計測データのある船へ、SEA 法を数多く適用し、手法の妥当性及び結果の諸性質を把握することが必要である。

##### 4.5.2 2 次固体音の予測法

SEA 法を用いた計算結果では 2 次固体音の影響が無視できないと言えそうである。今後はスピーカテストにより 2 次固体音を発生させその振動伝搬状況を計測して計算結果を対比する必要があろう。

#### 4.6 類似船による居住区騒音予測法

- (1) 居住区騒音予測において、実績法では予測値と実測値の差は ±3 dB(A) の範囲内に、80~85 % の命中率を得ていたが、今回の実船実験（未対策船）に対して総合的な検討を加えたが、約 75 % の命中率にとどまっている。したがってさらに原因の追究をして、精度向上のため今後の解析が必要である。
- (2) 類似船予測法を行なうにあたってはタイプシップのデータをつかんでおく必要がある。なお類似船による居住区騒音予測はあくまで便宜的な方法であるので、この方法は本質的には限界があることも銘記すべきであり、精度を高めるためには理論的予測計算が必要である。

## あとがき

昭和52年度の研究課題は、第1点が総合対策確認のための実船実験であり、第2点が騒音予測手法の追求であった。そのうえさらに、第3点としてこれまでの諸研究成果を集成した「騒音対策設計指針」の作成がある。

この報告書（その1）は前記各章に述べられているとおり、主として第1および第2点に主題をしづらりまとめられており、第3点は別冊として（その2）で刊行されるので、こゝでは触れない。

昭和49年から始められた船舶騒音防止のための造船研究協会における研究は早いもので約4年にもなる。この間、騒音の実態、その防止の手段、さらには固体伝搬音の性質や、きわめて困難視されていた船舶内における騒音値の予測にまで、若干の不明な点は残ってはいるが、検討が進められ解答が得られるようになってきている。

本年度は世界でも初めてで現在考えられる諸対策のすべてを折込んだ対策船を建造し、きわめて詳細な計測を実施、これを予測計算と比較、好成績を得た。詳細な解説は次年度にゆずるが、この成功が日本造船界に寄与するところは大きいと言える。

本SR156研究はあとあますところ約1年で終了するが、本研究に参加の諸氏にこゝで厚く御礼を申しあげる。

# 付録 計測方案

## I 概要

SR156 実船実験時使用された計測方案を以下に示す。

本方案は対策効果の確認及び解析の為の基礎データを得ることを、目的としたものであり、空気音計測方案と、音響域振動計測方案の2部にわかれれる。

### 1 計測条件

騒音及び振動計測は船舶の航海状態及び停泊状態に行なうこととする。

#### 1.1 航海状態における計測条件

- 1) 海上運転時、原則としてバラスト状態（満載状態でも可）で通常航海状態（主機負荷85%）とし、可能な限り、直進航行時に行なう。
- 2) 各機器が正常に稼動している状態であること。
- 3) 居室、機関制御室、工作室等は室内に人の居ない状態を原則とし各扉は閉とする。

#### 1.2 停泊状態における計測条件

- 1) 原則としてバラスト状態（満載状態でも可）で陸電の取れる状態であること。
- 2) 計測は可能な限り暗騒音、暗振動の低い状態つまり夜間に行なう。
- 3) 各機器の運転状態は可能な限り船舶通常航海時の負荷程度一定とし、その状態を計測用紙に明記する。
- 4) 居室、機関制御室、工作室等の室内計測にあたっては、室内に人の居ない状態を原則として各扉は閉とする。  
(人払いが不可能な場合は在居人数を記録する)
- 5) 上記条件を満たす状態で、次の各機器の単独運転時に計測を行なう。
  - ① ディーゼル発電機 1台 (対策船については、D/Gケーシングのある場合とない場合の2ケースについて計測する)
  - ② 機関室通風機 2台
  - ③ 空気圧縮機 1台
  - ④ 空調ユニット及び圧縮機 1台
  - ⑤ キャリー換気ファン 1台

## II 空気音計測方案

### 1 計測方法

#### 1.1 計測器

1.1.1 騒音計はJIS C 1502に定める指示騒音計もしくはIEC Pub. 179を満す精密騒音計を使用する。

周波数分析はIEC 225Rまたは、ANSI S1.11に定める1/1オクターブによって行なう。

1.1.2 計測器は、計量法による検定に合格したもので有効期限内のものでなければならぬ。

#### 1.2 周波数分析

下記のようなオクターブバンド分析とし、オクターブ・フィルター回路への接続は騒音計の騒音補正回路を通さないものまたは、騒音補正回路C特性を通したものいずれかとする。

表1-1 オクターブバンド分析中心周波数

中心周波数Hz	31.5	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
---------	------	----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------

### 1.3 特記事項

#### 1.3.1 聴感補正回路

騒音レベルは、聴感補正回路のA及び、C特性を使用することを原則とする。A特性への補正是表1-2の値を使用する。測定値には、使用した特性名を下記の如くdB表示で付記する。

例：90 dB (A), 95 dB (C)

表1-2 オクターブ分析結果のA特性への換算

中心周波数	31.5	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
聴感補正回路を通さない場合	-39	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1
C特性の場合	-36	-25	-16	-9	-3	0	+1	+2	+2

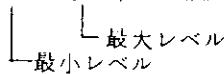
#### 1.3.2 使用する動特性と指示の読み方

動特性；原則としてSlowを使用する。

(場合によってはFast使用)

指示の読み方；指示計の振れのある時は、その最小と最大値を明記し、そのひん度を加味した平均値(読みの平均値と呼ぶ)をもって代表値とする。表示法は下例の通りとする。

例：80(73, 89) dB (A)



#### 1.3.3 マイクロホンの位置と方向

機器の発生音レベルの把握のための計測の場合のマイクロホンの位置及び方向は、表1-3による。

居室の代表騒音値把握のための測定点は部屋中央付近の1点を原則とし、壁、床、天井または大きい反射面から1m以上離れた点とし、且つ高さは床上約1.2~1.5mとする。

表1-3 マイクロホンの位置と方向

着眼点	計測箇所	マイクロホン位置		マイクロホン 方 向
		対象物から の 距 離	高 さ	
主騒音源の 検討のため	中小形機器 (最大寸法 50cm未満)	表面より30cm		機器 方 向
	大形機器 (最大寸法 50cm以上)	表面より1m	原則 高さ 1.2m	
その他	表2-1による	表2-1による	高さ1.2m	表2-1による

#### 1.3.4 その他の

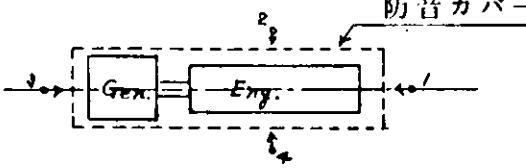
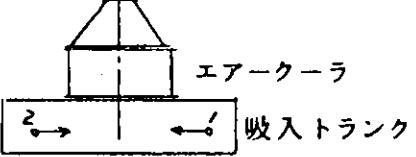
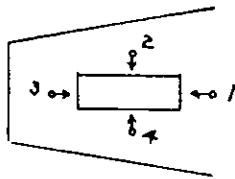
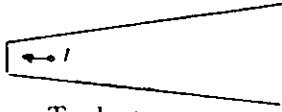
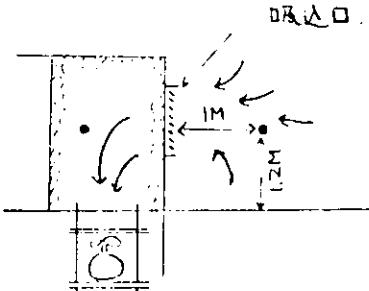
・風速の影響のある場所(暴露上甲板等)は、マイクロホンにウインドスクリーンを用いる。

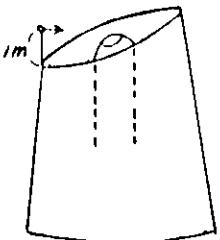
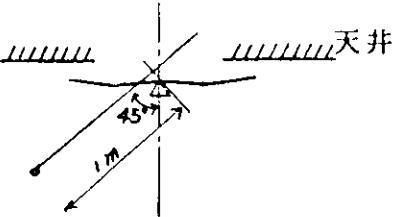
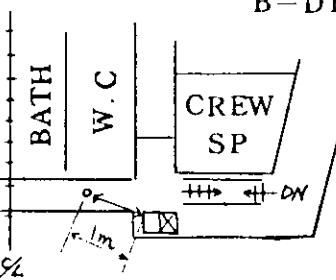
・計測用紙備考欄に、計測者の主観(耳判断)を記しておくこと。

2. 計測箇所

2.1.1 音源対象機器の機側計測点

表 2-1

番号	場 所	計 测 点
1	ディーゼル発電機	
2	主機専用 ターボチャージャ	
3	主機専用 ターボチャージャ 吐出ダクト	
4	主機まわり	 <p>Tank Top, 3rd Deck, 2nd Deck</p>
5	船 尾	 <p>Tank top</p>
6	機関室 通風機	<p>吸排気通風機は運転中のものをすべて計測し、その位置は原則として次の通り。</p> 

番号	場 所	計 测 点
7	煙 突	<p>煙突からの排気音を測むため計測を行なう。</p>  <p>排気ガスの排出方向を計測用紙の備考欄に明記のこと。</p>
8	居 住 区 エアコン吹出口	<p>B-DECK</p> <p>1. OILER</p> <p>空調吹出口から1mの点の計測を行なう。</p> 
9	ギ ャ レ ー 換 气 フ ァ ン	<p>1. B-DECK 換気ファン 出口1mの点で計測</p> <p>2. A-DECK GALLEY ダクト吹込口1mの 点で計測</p> 

### 2.1.2 暴露部代表計測点

主機・発電機の排気音対策、機関室通風機の空気音対策の効果を次の暴露部代表点で確認計測する。

- 1) COMP. BR. DK 中央
- 2) レウイング (FR. 36)
- 3) 次の各デッキの煙突中心 (FR. 24) の両舷側

NAV. BR. DK

D	DK
C	DK
B	DK
A	DK

### 2.1.3 居住区代表計測点

各種対策の総合的な効果を図2.1に示す部屋及び廊下で確認する。

(○と●の部屋、廊下)

但し機器単体運転時は4隅の部屋のみ測定する。(●の部屋)

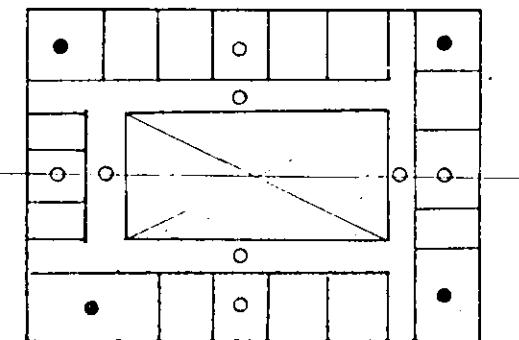


図2.1 1/1 オクターブ分析を行なう箇所

### 2.1.4 居住区音源近傍の計測点

居住区側の音源機器の在る部屋及び隣接している部屋の代表騒音値を計測する。

- 1) 機関室通風機に隣接する居室

C - DK …… OFF. SP (A), DISP.

- 2) エアコン、コンプレッサ、エアコンユニットに隣接する居室

A - DK …… CREW MESS. RM, BOND LKR

UPPER DK …… REF. MACH. RM, AIR COND. U RM.

- 3) 居室エアコン吹出口

B - DK …… No. 1 OILER

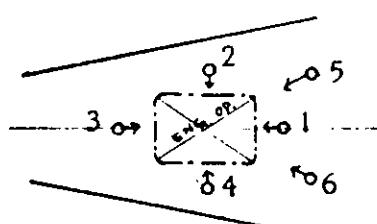
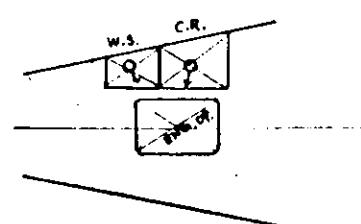
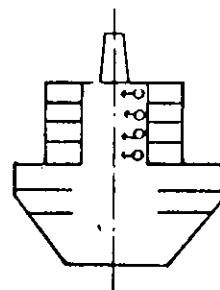
### 2.1.5 受音側対策を行なった部屋

原則として航海時に総合的な対策効果を確認する。

- 1) エンジンストア……浮構造、透過損失増加
- 2) B - DK OIL SKIN LKR. ……居室一般防音仕様 (マリンパート)
- 3) UPP. DK TALLY OFFICE …… 居室防音仕様グレード・アップ

2.1.6 機関室代表計測点

表 2-2

番号	場 所	計 測 点
1	2ND DK. 3RD DK.	 <p>1) 1～4はオープニングエンドから1mの所 2) オープニングまわり8点（各デツキ4点）のパワー平均値で本船の代表騒音レベルとする。</p>
2	機関制御室 工作室	 <p>室中央にて計測する。マイクロホンはエンジンオープニング中央部に向ける。</p>
3	エンジンケーシング	 <p>1) エンジンケーシング内各デツキにおいて舷舷側1点の計測を行なう。 2) マイクロホンはケーシングより1m離す。</p>

## 3. 計測箇所条件一覧表

NOR航走中は全計測点について測定を行なう。  
機器単体運転は○記号の個所のみ測定する。

計測場所			オクターブ分析	計測条件					備考	計測点番号		
DECK	区分	計測位置		機器単体運転								
		NOX航走中	デ キ ス	機 通 信	空 圧	エ ア コ ン	ギ ヤ フ レ ア ー ン					
TOP CWT BRD	船外	FUNNEL TOP	○	○						1		
NAV BR DK	船外	FR 36 中央 FR 36 柱(WING) " 柱( " ) FR 24 柱 " 柱	○	○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○					1 2 3 4		
	居住区	WHEEL HOUSE	○	○						5		
D	船外	FR 24 柱 " 柱 VENT FAN 吸込口(柱) " " (柱)	○	○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○					1 2 3 4		
DK.	居住区	CAPT.DAY.RM 2ND.OFF RAD.RM CORR(2ND OFF)	○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○					5 6 7 8		
	機関部	垂直方向	○	○ ○	○ ○	○				9		
	船外	FR 24 柱 " 柱		○ ○	○ ○					1 2		
C	居住区	CH OFF CH ENG BED RM 2ND ENG STATE ROOM OFF SP(A) BARBER HOSP DISP DOCT CORR(CH ENG BED) " (STATE RM) " (DRY RM) " (DOCT)	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○		○ ○ ○ ○ ○ ○	VENT効果確認 VENT効果確認 遮音効果		3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15		
DK.	機関部	垂直方向 柱	○ ○	○ ○	○ ○	○				16 17		
B	船外	FR 24 柱 " 柱		○ ○	○ ○					1 2		
DK.	居住区	BOSUN AB SMO No1 OIL " エアコン吹出口 1m OIL Q BOY CREW SP(B) SAIL W OS. LKR	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○		○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○			3 4 5 6 7 8 9 10 11		
									内装確認			

計測場所			オクタープ分析	計測条件					備考	計測点番号
DECK	区分	計測位置		NOR航走中	機器	単体	運転	エアコン	ギヤード	
		デルタ	機通	空圧						
B	居住区	CORR(AB SM)		○						12
		" (OIL(C))		○						13
		" (DRY RM)		○						14
		" (SAIL(A))		○						15
Dk.	機関部	垂直方向	○	○	○	○				16
										17
船外	FR 24 舷 " 組 GALLEY 排気ファン	○	○							1
		○	○							2
		○	○							3
A	居住区	SHIP OFF	○	○	○	○	○			4
		REC RM	○	○	○	○	○			5
		" 3 LKR	○	○	○	○	○			6
		BOND LKR	○	○	○	○	○			7
		CREW MESS RM	○	○	○	○	○			8
		GALLEY	○	○	○	○	○			9
		GALLEY換気ファン	○	○	○	○	○			10
		OFF MESS RM	○	○	○	○	○			11
		SALOON	○	○	○	○	○			12
		CORR (REC. RM)	○	○	○	○	○			13
		" (4 LKR)	○	○	○	○	○			14
		" (SALOON)	○	○	○	○	○			15
	機関部	垂直方向	○	○	○	○				16
UPP	居住区	CO <sub>2</sub> BOTT RM	○	○			○			1
		CARP SHOP	○	○			○			2
		TALLY OFFICE	○	○	○	○	○			3
		AIR CON-U RM	○	○	○	○	○			4
		VEG RM	○	○	○	○	○			5
		CORR (CARP SHOP)	○	○	○	○	○			6
		" (AIR COND-U)	○	○	○	○	○			7
		RFF MACH RM	○	○	○	○	○			8
Dk.	機関部	垂直方向	○	○	○	○				9
		エンジンケーシング 枕	○	○	○	○				10

計測場所			オクタープ分析	計測条件					計測箇所	
D E C K	区分	計測位置		NOR 航走中	單体運転					
					デ 発	機 通	空 圧	エ ア コ ン	ギ フ ヤ レ ン	
2ND	機関室	No.1主発電機	船 舷	○	○	○				1
		"	船 舷	○	○	○				2
		"	船 舷	○	○	○				3
		ターボチャージャー	船 舷	○	○	○				4
		ENG CONT・RM	外	○	○	○				5
		"	外	○	○	○				6
		WORK SHOP	船 舷	○	○	○				7
		ENG・STR 中央	船 舷	○	○	○				8
		ENG・STR中央	船 舷	○	○	○	○			9
		エンジンオープニング	船 舷	○	○	○	○			10
3RD	機関室	No.1主空気圧縮機, 壓縮機	船 舷	○			○	○		1
		"	電動機				○	○		2
		"	横				○	○		3
		M/E	横	○			○	○		4
		"	船				○	○		5
		"	舷				○	○		6
		"	舷				○	○		7
		M/E吸気トランク船(前)	舷	○			○	○		8
		"(後)	舷				○	○		9
		エンジンオープニング	船 舷	○	○	○	○	○		10
LOWER	機関室	舷粘対策位置 (舷)	舷	○	○	○	○	○		11
		" (舷)	舷	○	○	○	○	○		12
		舷粘対策位置 (舷)	舷	○	○	○	○	○		13
		" (舷)	舷	○	○	○	○	○		14
		船尾	尾	○	○	○	○	○		15
										16
										17

### III 音響域振動計測方案

#### 1. 計測方法

##### 1.1 計測器(計器構成)

計測時



図 1.1

分析時



図 1.2

#### 1.2 周波数分析

次に示す中心周波数のオクターブバンド分析を行ない、振動速度レベルで表示する。

中心周波数 31.5, 63, 125, 250, 500, 1K, 2K, 4K, 8K

#### 1.3 特記事項

##### 1.3.1 ピックアップ取付法

原則的には両面接着テープ(Scotch No. 464など)を用いて被測体に取付ける。

##### 1.3.2 基準レベル

$$\text{振動加速度レベル} \quad A_0 = 10^{-5} \text{ m/sec}^2$$

$$\text{振動速度レベル} \quad V_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m/sec}$$

## 2. 計測箇所

(1) 機 器

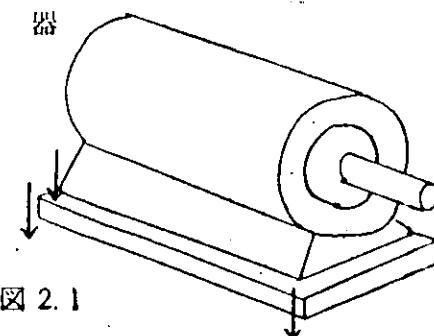


図 2.1

機器側架構 2 点  
船体側〃 2〃  
\_\_\_\_\_  
4 点

(2) 機関室

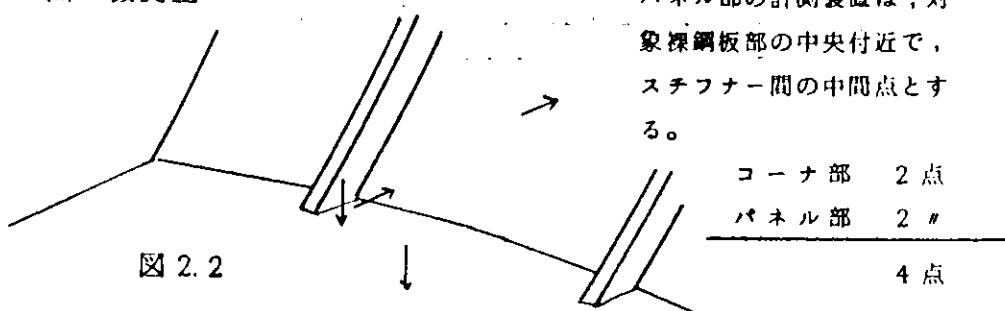


図 2.2

パネル部の計測装置は、対象裸鋼板部の中央付近で、  
スチフナー間の中間点とする。

コーナ部 2 点  
パネル部 2〃  
\_\_\_\_\_  
4 点

(3) 居住区裸鋼板部

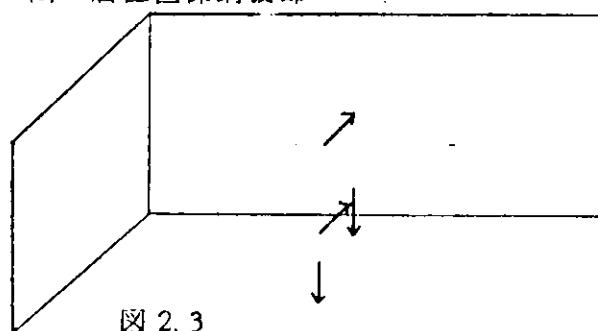


図 2.3

パネル部の計測位置は、対象裸鋼板部の中央付近で、  
スチフナー間の中間点とする。

コーナ部 2 点  
パネル部 2〃  
\_\_\_\_\_  
4 点

(4) 居住区居室(内装部)

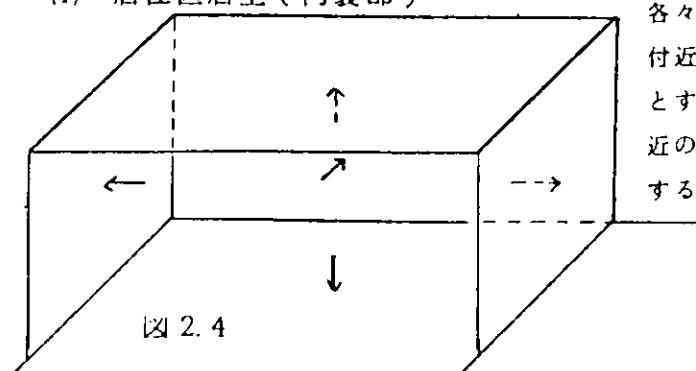


図 2.4

各々の壁面、天井面の中央付近の内装パネルの中央部とする。また床面は中央付近の家具のない位置を選定する。

パネル部 6 点

(5) エンジンストア

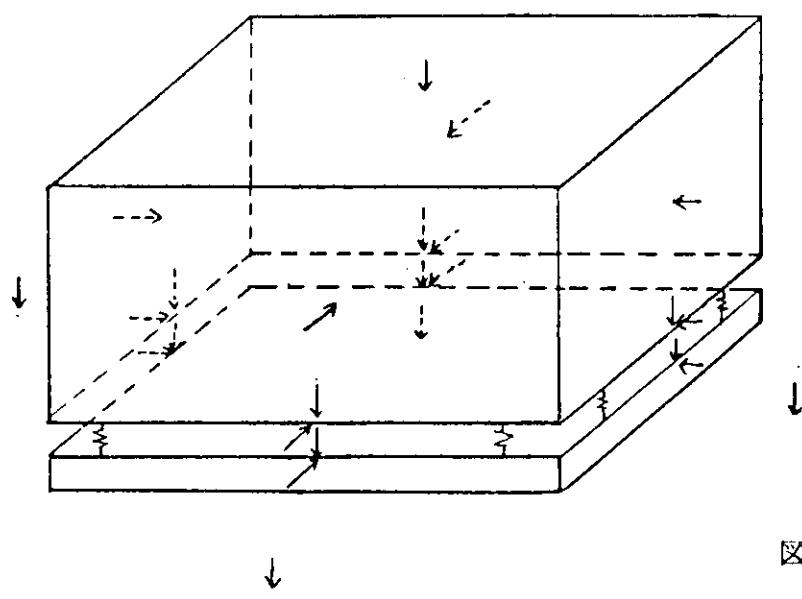


図 2.5

裸鋼板部中央	6 点
内装材中央	6 ノ
エンジンストア側架構部	4点 × 2方向 = 8 ノ
船体側架構部	4 ノ × 2 ノ = 8 ノ
甲板パネル部	4 ノ
	32 点

3. 計測箇所条件一覧表

運転条件		計測項目	機器の振動	機関室の振動		居住区の振動	
				機関室	エンジンストア	裸鋼板部	内装部
対策前(同型第一船)	係留状態	ディーゼル発電機単独運転	○	○ (T,3D,2D)		○ (上,A,C,N各甲板)	
		機関室通風機〃	○			○ (A,C,D,N各甲板)	
		コンプレッサ〃	○	○ (T,3D,2D)		○ (上甲板)	
		エアコン〃	○			○ (上,A各甲板)	
	航走	各機器正常運転	主要機器 (上記機器)	○	○	○	○
対策後(同型第二船)	係留状態	ディーゼル発電機単独運転 (ケーシング未対策)	○	○ (T,3D,2D)		○ (上,A,C,N各甲板)	
		ディーゼル発電機単独運転 (ケーシング対策)	○	○ (T,3D,2D)		○ (上,A,C,N各甲板)	
		機関室通風機単独運転	○			○ (A,C,D,N各甲板)	
		コンプレッサ〃	○	○ (T,3D,2D)		○ (上甲板)	
	航走	各機器正常運転	主要機器 (上記機器)	○	○	○	○

ここに, T : TANK TOP 上 : UPPER DECK C : C DECK  
 3D : 3RD DECK A : A DECK D : D DECK  
 2D : 2ND DECK B : B DECK N : NAV, BRI,  
 DECK