

日本船舶振興会昭和53年度補助事業
“船内騒音に関する調査研究”

研究資料 No. 307

第156研究部会

船内騒音に関する調査研究

報告書

昭和54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、①52年度に実施した総合対策確認実船実験結果の解析、及び②騒音予測法の精度向上の研究を行ったものである。（5カ年計画の第5年度）

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和53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、五十音順）

| | | |
|-----------------------|--------|-----------------|
| 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 | 栖原 二郎 | (九州大学) |
| データ解析 分科会長 | 真田 茂 | (東京商船大学) |
| 幹事 | 岸 康太郎 | (三井造船) |
| | | 柴田 清 (石川島播磨重工業) |
| 委員 | 赤津 誠章 | (三菱重工業) |
| | 五十嵐 義人 | (石川島播磨重工業) |
| | 伊藤 剛平 | (日本造船工業会) |
| | 井上 伸二 | (日立造船) |
| | 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) |
| | 桑原 衛 | (日鉄工所) |
| | 佐川 修一 | (来島どく) |
| | 佐藤 義一 | (函館ドック) |
| | 洲崎 薫 | (川崎重工業) |
| | 辻埜 桂治 | (川崎重工業) |
| | 富田 正男 | (石川島播磨重工業) |
| | 永野 倭 | (昭和海運) |
| | 中村 彰一 | (大阪大学) |
| | 平田 栄 | (三井造船) |
| | 広渡 智雪 | (日立造船非破壊検査) |
| | 松崎 義一 | (日本郵船) |
| | 水ノ上 和男 | (尾道造船) |
| | 毛利 武弘 | (大阪商船三井船舶) |
| | 米倉 邦彦 | (三菱重工業) |
| 討議参加者 | 島本 幸次郎 | (三菱重工業) |
| | 帆刈 勇喜男 | (赤阪鉄工所) |
| | 袖木 茂登 | (山下新日本汽船) |
| | 我孫子 功 | (横崎造船) |
| | 池田 一夫 | (神戸製鋼所) |
| | 伊藤 哲 | (佐世保重工業) |
| | 猪之鼻 春己 | (大阪造船所) |
| | 悦勝 三次 | (佐野安船渠) |
| | 奥山 孝志 | (日本中型造船工業会) |
| | 春日 陽来 | (函館ドック) |
| | 小池 金広 | (山下新日本汽船) |
| | 笛路 真三 | (日本海事協会) |
| | 杉野 進 | (日本海事協会) |
| | 勢立 良美 | (日立造船) |
| | 出口 暢昭 | (住友重機械工業) |
| | 中川 秀美 | (名村造船所) |
| | 中野 有朋 | (石川島防音工業) |
| | 西山 準一 | (三菱重工業) |
| | 平山 伝治 | (赤阪鉄工所) |
| | 藤崎 鴻之輔 | (石原造船所) |
| | 水野 一二 | (日本钢管) |
| | 宮崎 敬一 | (山下新日本汽船) |
| | 山田 敏郎 | (日本钢管) |
| | 米田 正春 | (住友重機械工業) |
| | 中島 修 | (川崎重工業) |
| | 三宅 敏夫 | (名村造船所) |

総合対策小委員会（敬称略、五十音順）

| | | | | |
|-------|--------|-------------|--------|------------|
| 委員長 | 小山 永敏 | (横浜国立大学) | | |
| 副委員長 | 真田 茂 | (東京商船大学) | 栖原 二郎 | (九州大学) |
| | 中村 彰一 | (大阪大学) | | |
| 幹事 | 岡本 善三 | (三菱重工業) | 柴田 清 | (石川島播磨重工業) |
| | 広渡 智雪 | (日立造船非破壊検査) | | |
| 委員 | 伊崎 弘機 | (日本鋼管) | 伊藤 哲 | (佐世保重工業) |
| | 入江 良彦 | (三菱重工業) | 悦勝 三次 | (佐野安船渠) |
| | 小黒 英男 | (船舶技術研究所) | 岸 康太郎 | (三井造船) |
| | 小池 金広 | (山下新日本汽船) | 洲崎 薫 | (川崎重工業) |
| | 勢力 良美 | (日立造船) | 田内 輝茂 | (名村造船所) |
| | 富田 正男 | (石川島播磨重工業) | 鳥井田 達男 | (大阪造船所) |
| | 永野 侃 | (昭和海運) | 西山 準一 | (三菱重工業) |
| | 平田 栄 | (三井造船) | 松崎 義一 | (日本鋼管) |
| | 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 | 川島 忠夫 | (日本鋼管) | 栗原 至道 | (日立造船) |
| | 島本 幸次郎 | (三菱重工業) | 白井 孝応 | (川崎重工業) |
| | 中島 修 | (川崎重工業) | 三宅 敏夫 | (名村造船所) |
| | 山田 敏郎 | (日本鋼管) | 柚木 茂登 | (山下新日本汽船) |

データ解析分科会（敬称略、五十音順）

| | | | | |
|-------|--------|------------|--------|-----------|
| 分科会長 | 真田 茂 | (東京商船大学) | | |
| 幹事 | 岡本 善三 | (三菱重工業) | 西山 準一 | (三菱重工業) |
| 委員 | 赤松 克児 | (三菱重工業) | 伊崎 弘機 | (日本鋼管) |
| | 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) | 服部 一男 | (日本鋼管) |
| | 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 | 窪谷 達雄 | (三菱重工業) | 中島 修 | (川崎重工業) |
| | 中田 耕太郎 | (川崎重工業) | | |

データ解析分科会ワーキンググループ（敬称略，五十音順）

| | | | | |
|------|------|-----------|------|---------|
| リーダー | 米田正春 | (住友重機械工業) | | |
| メンバー | 赤松克児 | (三菱重工業) | 栗原至道 | (日立造船) |
| | 服部一男 | (日本鋼管) | 福沢清 | (三菱重工業) |
| | 三橋邦宏 | (三井造船) | | |

騒音予測分科会（敬称略，五十音順）

| | | | | |
|-------|-------|------------|------|------------|
| 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 | 五十嵐義人 | (石川島播磨重工業) | 入江良彦 | (三菱重工業) |
| | 斎藤信雄 | (住友重機械工業) | 修理英幸 | (日立造船) |
| | 高橋晃清 | (佐世保重工業) | 辻埜桂治 | (川崎重工業) |
| | 富田正男 | (石川島播磨重工業) | 林博之 | (日立造船) |
| | 平田栄 | (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) |
| 討議参加者 | 栗原和明 | (三井造船) | 白井孝応 | (川崎重工業) |
| | 宮本一信 | (三菱重工業) | 持田齊 | (石川島播磨重工業) |

騒音予測分科会ワーキンググループ1（敬称略，五十音順）

| | | | | |
|------|------|------------|------|------------|
| リーダー | 柴田清 | (石川島播磨重工業) | | |
| メンバー | 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（敬称略，五十音順）

| | | | | |
|------|-------|------------|------|-----------|
| リーダー | 平田栄 | (三井造船) | | |
| メンバー | 五十嵐義人 | (石川島播磨重工業) | 斎藤信雄 | (住友重機械工業) |
| | 辻埜桂治 | (川崎重工業) | | |

騒音予測分科会ワーキンググループ3（敬称略，五十音順）

| | | | | |
|------|-------|------------|------|--------|
| リーダー | 入江良彦 | (三菱重工業) | | |
| メンバー | 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. 総合対策確認実船実験結果の解析 | 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 | 4 |
| 1.3.1 騒音対策実施項目 | 4 |
| 1.3.2 騒音対策仕様 | 4 |
| 1.4 解析方針 | 13 |
| 1.4.1 目的 | 13 |
| 1.4.2 空気音データの解析 | 13 |
| 1.4.3 音響域データの解析 | 14 |
| 1.4.4 総合 | 15 |
| 1.5 実船実験データの解析結果 | 15 |
| 1.5.1 空気音データの解析結果 | 15 |
| 1.5.2 音響域データの解析結果 | 21 |
| 1.5.3 総合 | 30 |
| 1.6 むすび | 105 |
| 2. 騒音予測法の精度向上 | 106 |
| 2.1 数式モデルによる固体音予測の精度向上 | 106 |
| 2.1.1 実船スケールモデルの構造要素化による計算 | 107 |
| 2.1.2 簡略SEA法の実験船への適用 | 118 |
| 2.1.3 SEA法を用いた二次固体音予測法の実験船への適用 | 129 |
| 2.2 船体部騒音予測法の精度向上 | 142 |
| 2.2.1 実績法による検討結果 | 142 |
| 2.2.2 簡易計算法（その1）による検討結果 | 150 |
| 2.2.3 簡易計算法（その2）による検討結果 | 158 |
| 2.3 機関部騒音予測法の精度向上 | 162 |
| 2.3.1 機関室定数及び主機の音源分離 | 162 |
| 2.3.2 エンジンケーシング | 163 |
| 2.3.3 機関部制御室、工作室及び類似の区画 | 165 |
| 2.3.4 局所的な修正法 | 169 |
| 2.3.5 オクターブバンドスペクトルの予測 | 173 |
| 2.3.6 実験船に対する予測法の適用 | 175 |
| あとがき | 181 |

ま　え　　が　　き

日本造船研究協会第156研究部会では昭和49年度から今年度までに5年間にわたって船内騒音に関する調査研究を実施してきた。その研究は多種多様であり、参加のメンバーの総員は延べ200人にのぼっている。

本研究部会の作業を概括すると、各国の騒音規制の動向及び文献調査から始まり、次いで船内の騒音に影響を及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する手法を開発すること及び騒音低減のための諸対策のあり方を明確にすることである。

研究の実態とその成果は昭和49年度から毎年それぞれの研究報告書において詳細に報告されている。^(註)特に昭和52年度においては、前年度までの研究成果をふまえて次の点が重点的に実施された。

- (1) 同型船2隻に対して対策を施したもの及び未対策のものを比較検討し効果の確認実験と予備解析を行った。
- (2) 類似船のデータによる騒音予測法及び固体音を振動エネルギーの伝搬、放射として扱う理論的予測法の研究に取組んだ。
- (3) 当研究部会の今までの研究成果を中心とし、具体的な対策法に重点をおいた船舶技術者向騒音対策マニュアルを作成した。

このうち騒音対策マニュアルについては昭和52年度に完成したが実船実験の解析作業及び騒音予測法の総まとめについては、実験船の建造スケジュールの関係で昭和53年度にもちこまれることになった。このため今年度当研究部会はデータ解析分科会及び騒音予測分科会を発足させた。

データ解析分科会は昭和52年度に行われた総合対策確認実船実験のデータの詳細解析を行い、各種対策の効果確認、音源寄与度及び空気音と固体音の分離等を中心にまとめた。

また騒音予測分科会は実船実験の結果を折込み総合的検討を加え船体及び機関部の予測法の精度向上等を中心にまとめた。

以下に昭和53年度に実施した研究の結果について最終的報告を行う。

1. 総合対策確認実船実験結果の解析

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、52年度は騒音対策船及び未対策船の2隻に対する実船計測が行われ、騒音対策効果の確認が行われた。

53年度は、データ解析分科会及びその下部にワーキンググループが設置され、実船計測で得られた諸データ整理、解析が行われたものである。

実船に適用した各種騒音・振動対策が、機関室、居室、暴露部の騒音・振動に及ぼす影響効果を対策項目ごとに比較整理することによって、今後の騒音対策の設計データを得ることを目的として、音響域振動（固体音）及び空気音に関する諸データの作成並びに解析を実施してきた。

なお、この1年間のデータ解析分科会及びワーキンググループの活動日程は次の通りである。

分 科 会：

| | | |
|-----|-----------|-------------------------|
| 第1回 | 53年4月14日 | 分科会発足 作業日程及び解析方針の審議決定 |
| 第2回 | 53年7月18日 | 解析結果の中間報告 報告書作成方針の審議 |
| 第3回 | 53年9月26日 | データ解析結果の報告審議 報告書作成要領の審議 |
| 第4回 | 53年12月15日 | 報告書の最終審議、承認 |

ワーキンググループ

| | | |
|-----|----------|---------|
| 第1回 | 53年6月22日 | 解析方針の決定 |
| 第2回 | 53年7月17日 | 解析結果の検討 |

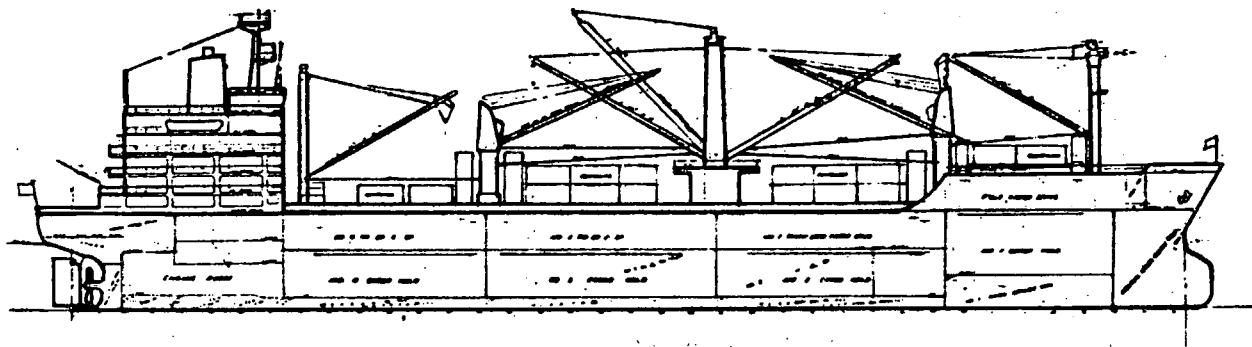
なお、本年度の報告書は、計測データの解析を主体としたものであり、計測要領、計測点と記号及び計測結果については、52年度報告書（研究資料No 286-1）を参照願い度い。

1.2 供試船仕様

実船実験に使用された供試船の仕様を表1.2.1に示す。

表 1.2.1 供試船仕様

GENERAL ARRANGEMENT



| PRINCIPAL PARTICULARS | | COMPLEMENT | | | | |
|--|-------------------------|-------------------|------------------|--------------|---------------------------|---------------|
| | | DEPARTMENT | DECK | ENGINE | BUSINESS | |
| LENGTH (O.A.) | " 158.0 (" 518'-4 1/2") | CAPT. CLASS | CAPTAIN 1 | CHIEF ENG. 1 | | |
| LENGTH (B.P.) | 148.00 (" 485'-6 3/4") | SENIOR OFF. CLASS | CHIEF OFF. 1 | 1ST ENG. 1 | CHIEF RADIO OFF. 1 | |
| BREADTH (MLD) | 23.00 (" 75'-5 1/2") | OFFICER | | | PURSER 1 | |
| DEPTH (MLD) | 13.00 (" 42'-7 3/4") | JUNIOR OFF. CLASS | | | DOCTOR 1 | |
| DRAUGHT (MLD) (DESIGN) | 9.15 (" 30'-1 1/4") | SUM. OFF. CLASS | 2ND OFF. 1 | 2ND ENG. 1 | 2ND RADIO OFF. 1 | |
| DRAUGHT (MLD) (SLOANT.) | 9.63 (" 31'-7 1/8") | 3RD OFF. CLASS | 3RD OFF. 1 | 3RD ENG. 1 | | |
| DEADWEIGHT (^{MR} d = 9.63) | ABT 16.650 t | | | | | |
| DEADWEIGHT (^{MR} d = 9.63) | 18.080 t | | 4 | 4 | | 4 |
| GROSS TONNAGE | " 12.900 t | CREW | PETTY OFF. CLASS | BOSUN 1 | NO.1 OILER 1 | CHIEF STEW. 1 |
| MAIN ENGINE : MITSUBISHI SULZER SRND68 (SET) | NR 8.250 PS x 150 mm | | CREW CLASS | AB SEAMAN 5 | OILER 3 | COOK 2 |
| SPEED (SERVICE) ^{MR} d = 9.75 | ABT 15.5 kn | | | SAILOR 4 | FIRE MAN 1 | BOY 2 |
| CLASS NK NS, MNS & MO | | | | 10 | 5 | 5 |
| | | | | | | |
| | | | | | TOTAL NO. OF OFFICER 12P | |
| | | | | | TOTAL NO. OF CREW 20P | |
| | | | | | STATE ROOM (1-RM) 2P | |
| | | | | | OFFICER'S SPARE (2-RM) 2P | |
| | | | | | CREW'S SPARE (2-RM) 2P | |
| | | | | | GRAND TOTAL 38 PERSONS | |

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。なお、対策船の航走中は原則として全対策が折込まれている。

- (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。^(注)

又、対策項目の概略配置を図1.3.1～図1.3.2に示す。

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"> ○ 3台共防振対策せず。 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 3台中1台に対策を施す（No.1）。 ○ 防振ゴムは30°傾斜支持型とする。 ○ 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。 ○ 電路取合いには、ループを設け振動伝達、機器破損を防ぐ。 |
| 概略図 | | |

^(注) 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は16Kg/m³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 固有振動数 伝達率 | 長軸方向回転 7.24 Hz 0.59 |
| | | (ディーゼル発電機回転数 720 rpm に対して) | 2.0 Hz 0.029 |
| | ○ 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"> ○ 通常型ファン 2台 ○ ファンルーム装備 (吸音処理なし) ○ ファンルーム用ルーバ装備 ○ 吸気サイレンサなし ○ 防振支持なし | <ul style="list-style-type: none"> ○ 低騒音型ファン 2台 ○ ファンルーム装備 (吸音処理あり, 50t GW+グラスクロス) ○ 同左 ○ 同左 ○ 防振支持あり。 (取合い部キャンバス継手) | | | | | | |
| 概略図 | | | | | | | | |
| 備 考 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 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。 ○ 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。 <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 mmAq (FP-B100C) × 1台</td> <td>700 m³/min × 40 mmAq (LFP-B120B) × 1台</td> </tr> <tr> <td>700 m³/min × 30 mmAq (FP-B100F) × 1台</td> <td>700 m³/min × 30 mmAq (LFP-B120A) × 1台</td> </tr> </table> | 未対策船 | 対策船 | 700 m³/min × 40 mmAq (FP-B100C) × 1台 | 700 m³/min × 40 mmAq (LFP-B120B) × 1台 | 700 m³/min × 30 mmAq (FP-B100F) × 1台 | 700 m³/min × 30 mmAq (LFP-B120A) × 1台 | |
| 未対策船 | 対策船 | | | | | | | |
| 700 m³/min × 40 mmAq (FP-B100C) × 1台 | 700 m³/min × 40 mmAq (LFP-B120B) × 1台 | | | | | | | |
| 700 m³/min × 30 mmAq (FP-B100F) × 1台 | 700 m³/min × 30 mmAq (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"> 吹出口は垂直のまま。 | <ul style="list-style-type: none"> 主機排気管は 30°、ディーゼル排気管は 45° 船尾方向に傾ける。 |
| 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 | エアクラ入ロ側給気ダクトに $50t$ グラスウールを施工。 | エアクラ入ロ側給気ダクトに $75t$ 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"> 通常通り防音ケーシング | <ul style="list-style-type: none"> ディーゼル発電機に防音ケーシングをかぶせる。 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口を設け機関室内に排気。 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。 | | | | | | | | |
| 概略図 | | | | | | | | | | |
| 備考 | <ul style="list-style-type: none"> ディーゼル発電機仕様については表 1.3.1 参照。 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。 パネルは <table border="0"> <tr> <td>寸法………</td> <td>2000×500×100 mm</td> </tr> <tr> <td>面密度………</td> <td>27 kg/m²</td> </tr> <tr> <td>吸音率………</td> <td>0.996 (at 1000 Hz) 0.993 (at 500 Hz)</td> </tr> <tr> <td>透過損失…</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。 | 寸法……… | 2000×500×100 mm | 面密度……… | 27 kg/m ² | 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 ² | | | | | | | | | |
| 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"> 通常通り防振ゴム非施工。 | <ul style="list-style-type: none"> 防振ゴムを使用。 冷却水管、空気管にはフレキシブル継手を使用。 電線はループ形状とする。 |
| 概略図 | | |
| 備考 | <ul style="list-style-type: none"> 起振力が大きい為、防振ゴムの配置、選定に困難があった。 防振ゴム仕様 ①ゴム ②ゴム 各 動的圧縮パネ定数 23170 35210 } 8 kg/cm タイプ……ラブロック90(ウエスターントレーディング) エア コンプレッサ仕様 形式：单氣筒、モータ駆動直結 要目：150m/h × 25kg/cm² × 870 rpm 重量：1250 kg (架台を含む支持重量) | |

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"> 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。 | <ul style="list-style-type: none"> 浮構造、増遮音力壁採用。 二重ドアを採用。 |
| 概略図 | | |
| 備 考 | <ul style="list-style-type: none"> 透過損失（計算値） <ul style="list-style-type: none"> 天井………38dB (at 500Hz) 側壁………44dB (at ") 床………41dB (") エンジンストア上下方向振動 固有振動数………39.95Hz, 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。 | |

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 グラスウール+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 border="0"> <tr> <td> <ul style="list-style-type: none"> 標準寸法 2890×900×70mm 吸音率 0.83 (at 1000Hz) 透過損失 51dB (at 1000Hz) </td> <td> <ul style="list-style-type: none"> 0.82 (at 500Hz) 46dB (at 500Hz) </td> </tr> </table> | | <ul style="list-style-type: none"> 標準寸法 2890×900×70mm 吸音率 0.83 (at 1000Hz) 透過損失 51dB (at 1000Hz) | <ul style="list-style-type: none"> 0.82 (at 500Hz) 46dB (at 500Hz) |
| <ul style="list-style-type: none"> 標準寸法 2890×900×70mm 吸音率 0.83 (at 1000Hz) 透過損失 51dB (at 1000Hz) | <ul style="list-style-type: none"> 0.82 (at 500Hz) 46dB (at 500Hz) | | | |

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"> ○ 対象室は B DECK № 1 OILER <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"> ○ ユニットルーム、コンプレッサー共に対策せず。 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 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。 ○ 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。 ○ 管取合は EXPANSION JOINT とする。 | | | | | | |
| 概略図 | | | | | | | | |
| 備 考 | <ul style="list-style-type: none"> ○ コンプレッサー防振対策 <table border="0" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">防振ゴム仕様</td> <td>静的圧縮バネ定数 320 kg/cm</td> </tr> <tr> <td></td> <td>耐荷重 195 kg</td> </tr> </table> $\} \times 10\text{ヶ}$ ○ 上下方向固有振動数 7.90 Hz, 伝達率 0.134 ○ コンプレッサ仕様 <table border="0" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">5.5 kW × 17,500 kcal/h</td> </tr> <tr> <td>6 気筒 × 1300 rpm</td> </tr> </table> 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 | |
| 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 | | | | | | | | |

表 1.3.11 居室の防音仕様グレードアップによる効果

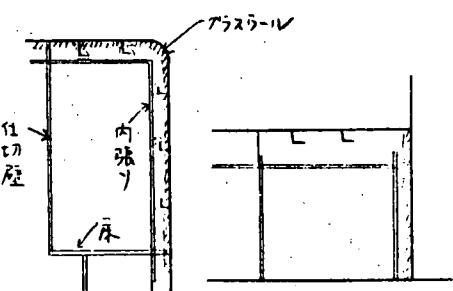
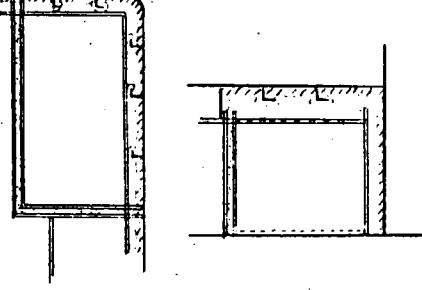
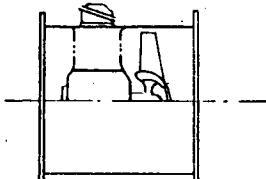
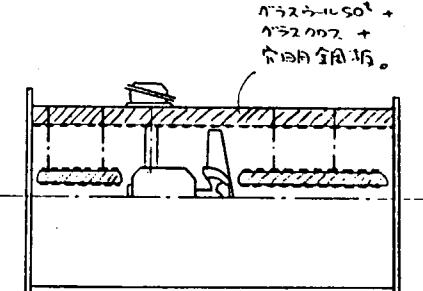
| | 未 対 策 船 | 対 策 船 |
|-----|---|--|
| 仕 様 | 天井 : 6t 合板 仕切壁 : 25t 合板 内張り : 12t 合板, 50t グラスウール 床 : 9t ラテックス コンポジション | 天井 : 6t アスベスト吸音板 50t 吸音材 (グラスウール) 仕切板 : 25t 合板 + 50t グラスウール + 12t 合板 内張り : 同左 床 : 9t ラテックス コンポジション 5t ゴムひきカーペット |
| 概略図 |  |  |
| 備 考 | 未対策船内張りの 50t グラスウールは、空調区画に対する防熱の為である。 | |

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 : $60 \text{ m}^3/\text{h} \times 40 \text{ mmAq}$ $1.5 \text{ kW} \times 1800 \text{ rpm}$ | |

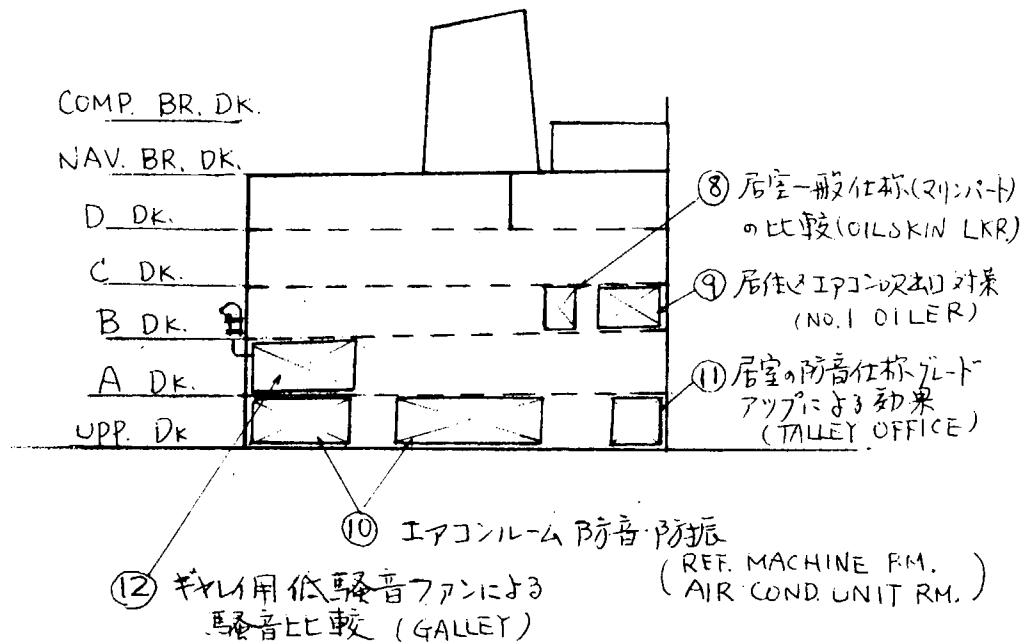


図 1.3.1 船体部対策項目配置図

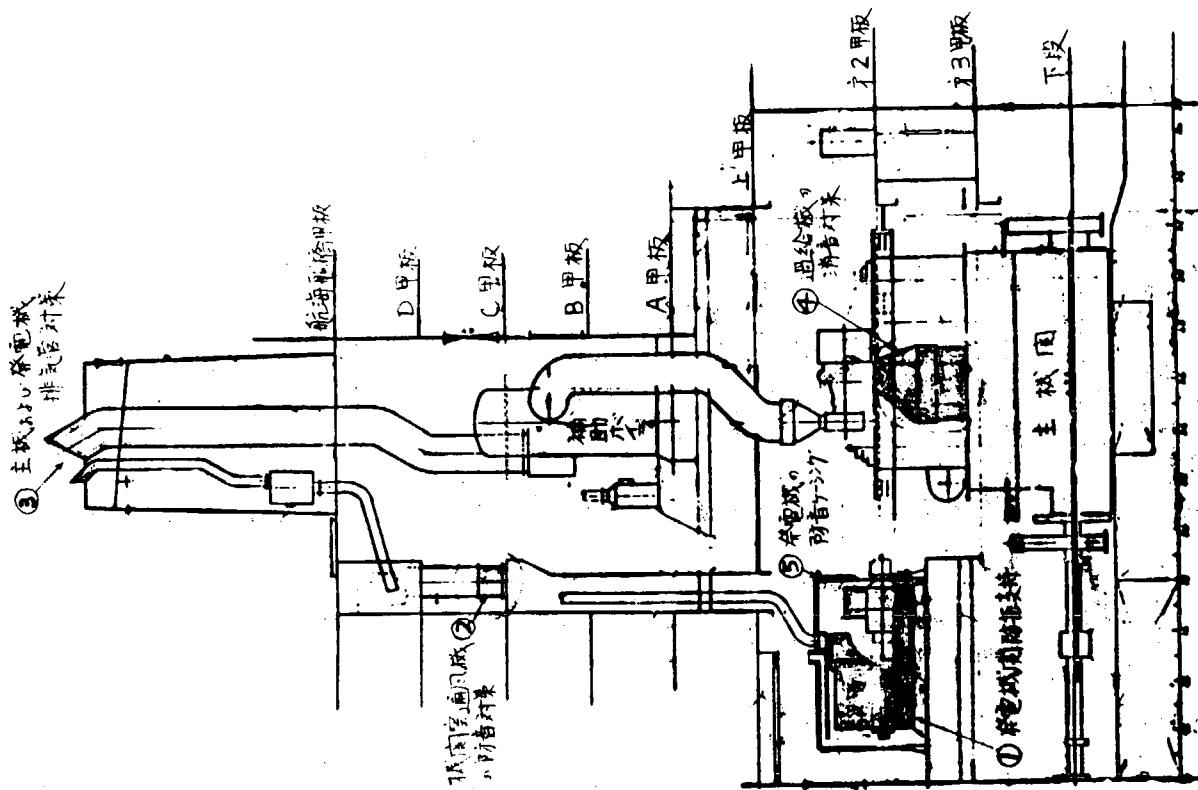
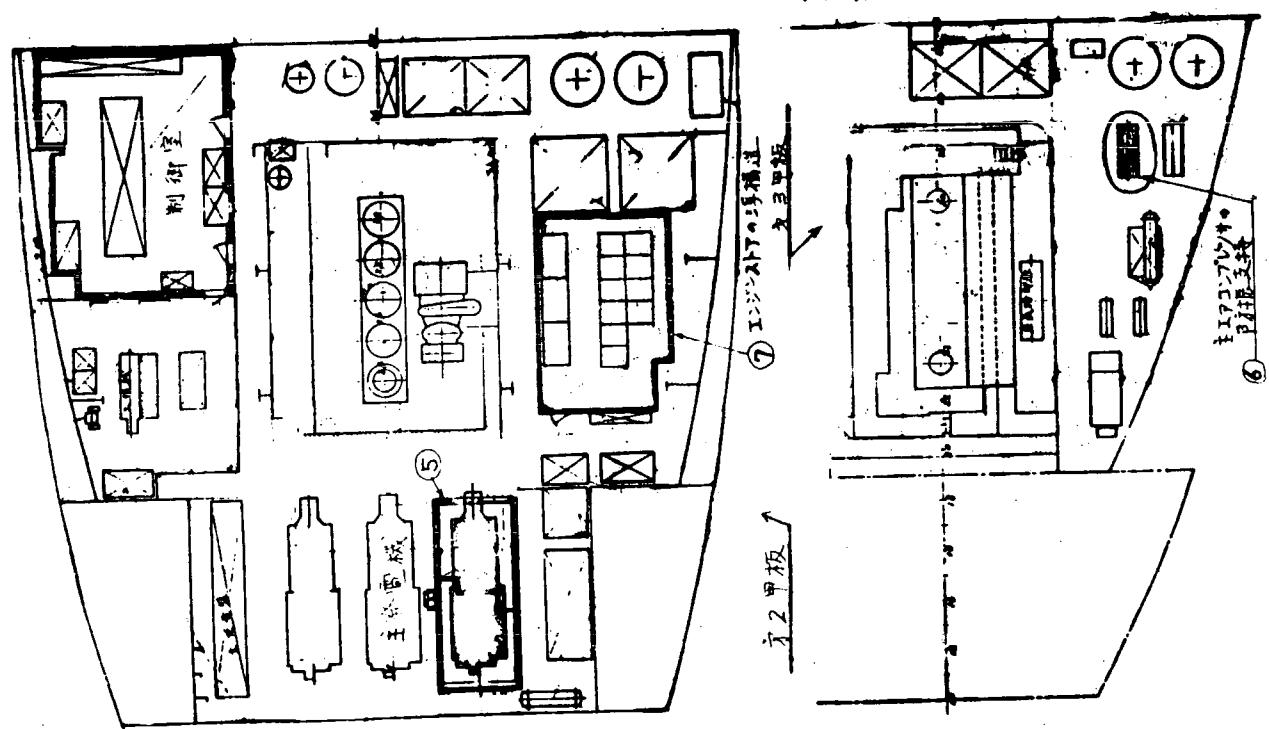


図 1.3.2 機関部対策項目配置図



5

1.4 解析方針

1.4.1 目的

実船実験において実施した各種騒音、振動対策が、機関室、居室、暴露部の騒音、振動に及ぼす影響、効果について、対策項目ごとに比較整理することによって、今後の騒音対策のための設計データを得ることを目的とする。

又、エンジンストア浮構造については、計算値との対比評価を行い、今後の機関制御室浮構造の設計データの資料に供するものとする。

1.4.2 空気音データの解析

総合音（空気音、一次固体音、二次固体音の総合音）の計測値を基にして、各対策による効果及び総合音に対する寄与率の把握を目的として下記解析を行う。

(1) 総合対策効果確認

(a) 機関室、居住区、暴露部上の空気音レベルの上下、左右、前後方向における分布を対策前後で比較し、評価する。

なお、総合対策効果は、オーバオール値で評価することとする。

(2) 単体機器対策効果確認

各周波数分析を行い、単体機器別対策の総合音に対する効果を確認する。

(a) ディーゼル発電機防振対策

(i) (1)(a)項と同じ。一次固体音の低減による効果を把握する。

(b) 機関室通風機防音対策

(i) ファン吸込口騒音の低減量把握

(ii) ファンルーム吸音材貼付による暴露部空気伝搬音に及ぼす影響

(iii) (1)(a)項と同じ

(c) 主機及びディーゼル発電機排気管対策

(i) 暴露部騒音レベル変化の把握

(b) 主機過給機ダクトの消音対策

(i) 航走中における機関室代表点の騒音レベルの変化の把握

(e) 発電機の防音ケーシング対策

(i) (1)(a)項と同じ。

(ii) 防音ケーシングの理論減衰量と実測効果の比較

(f) 空気圧縮機の防振支持

(i) (1)(a)項と同じ。

(g) エンジンストアの浮構造

(i) 対策前後の計測値の比較

(ii) 予測結果と計測結果との比較

吸音率、音響放射率の分析を行い、各計算減音量と実測減音量とを比較する。

(h) 居室一般防音仕様の比較 (B deck - OIL SKIN LKR)

(i) (g)(i)項と同じ。

(ii) (g)(ii)項と同じ。

(i) 居室の防音仕様グレードアップの効果 (Upp deck - TALLY OFFICE)

(i) (g)(i)項と同じ。

(ii) 吸音率の分析を行い、計算減音量と比較する。

- (j) エアコン吹出口対策
 - (i) 吹出口騒音の低減量把握
- (k) エアコンルーム防音、コンプレッサ防振対策
 - (i) 音源室の騒音レベル低減の把握
 - (ii) 隣接する居室の騒音レベル低減の把握
- (l) 低騒音ファンによる騒音比較(ギャレーファン)
 - (i) 吹出口騒音レベル低減の把握
 - (ii) ギャレー騒音レベル低減の把握

(3) 寄与度の確認

単体機器の運転時の計測値を寄与度として、各単体機器の総合運転時の総合音に対する寄与度を各々対策前後につき算出する。

算出点は、各デッキ代表1点とする。

1.4.3 音響域データの解析

空気音と同じ要領で下記の如き解析を行う。

- (1) 総合対策効果確認
 - (a) 機関室、居住区内振動レベルの上下、左右、前後方向での分布を対策前後にて比較する。オーバオールで評価することを原則とするが、計測点によっては周波数分析する。
 - (d) 裸鋼板部のコーナ部、パネル部における振動レベルの差異の把握(各デッキ代表1か所)
 - (c) 居住区内装材の挿入損失の把握(床、天井、壁とも)
- (2) 単体機器対策効果確認

特記以外は周波数分析を行うことを原則とする。

 - (a) ディーゼル発電機防振対策
 - (i) (1)(a)項と同じ。
 - (ii) 機器側及び船体側振動レベルの比較

防振支持の上下の部分を計測しその効果を把握する。
 - (d) 機関室通風機防振対策
 - (i) (1)(a)項と同じ。
 - (ii) (1)(b)項と同じ。
 - (c) 発電機の防音ケーシング対策
 - (i) 防振支持とケーシング付きの機関と、防振支持のみの機関に対し、各居室の振動レベルの計測値を比較し、二次固体音の影響を把握する。
 - (b) 主エアコンプレッサの防振支持
 - (i) (1)(a)項と同じ。
 - (ii) (1)(b)項と同じ。
 - (e) エンジンストアの浮構造
 - (i) 浮構造による対策効果の定量的把握
 - (ii) 予測値と計測結果との比較
 - (iii) 内装材の挿入損失
 - (f) エアコンルーム防音、コンプレッサ防振対策
 - (i) (1)(a)項と同じ。

(ii) (1)(b)項と同じ。

(3) 寄与度の確認

各単体機器の総合運転時の固体音（一次及び二次固体音）に対する対策前後の寄与率を各デッキ代表点で検討する。

なお、主機とプロペラとの分離の可能性の検討を行う。

(4) 音響域振動計測値の統計的解析

計測値のばらつきを統計処理し、計測位置と振動レベルの相関性について確認する。

(a) パネル部及びコーナ部の周波数分析特性

(d) コーナ部に対するパネル部の振動レベル差の把握

1.4.4 総 合

空気音レベルと振動速度レベルの関係、各々の低減量の対応関係等につき総合的に検討する。

1.5 実船実験データの解析結果

1.5.1 空気音データの解析結果

1.3に記した12項目の振動・騒音対策の空気音に対する効果を調べ、検討を加えた。この場合の空気音とは騒音計によって測定された音圧を示しており、所謂、空気伝搬音、一次固体伝搬音、二次固体伝搬音の寄与を総合したものである。従って、対策による減音量も空気伝搬音に対する効果と固体伝搬音に対する効果が重複されたものである。

(1) 音源機器の対策による船内騒音の低減

音源機器に施した対策の効果は、その機器を対策前後に単独運転することによって確認されるが、個々の効果の検討に入る前に総括的な結果について触れておく。図1.5.1～1.5.4に機器単体運転時の船内代表計測点の騒音レベルを航走中の値との比較において示す。これによって、単体の効果と総合効果の対応関係が把握できる。

表1.5.1は機関部、居住区の代表計測点での効果をまとめたものである。即ちエンジンルームは2NDデッキ、3RDデッキのエンジンオープニングまわりの各々4点、エンジンケーシング内はUppデッキからDデッキまでの各々の計測点の低減量を範囲で示し、居住区ではA、Dデッキの四隅の部屋の計測値のパワー平均の差を示している。

表 1.5.1 代表計測点での対策効果（低減量）

単位 dB(A)

| | | 機 関 部 | | 居 住 区 | |
|---------------|----------------------|---------|-----------|-------|-------|
| | | エンジンルーム | エンジンケーシング | A デッキ | D デッキ |
| 航 走 時 | | 2 | 6～10 | 7.6 | 3.3 |
| 機 器 単 体 運 転 時 | デ発電機・防振支持 | 0～7 | 1～6 | 8.7 | -0.7 |
| | デ発電機・防振支持 防音ケーシング | 16 | 7～9 | 7.1 | 2.6 |
| | 機関室通風機 | -3～-1 | -3～-2 | 0.8 | -2 |
| | 空気圧縮機 | 0～1 | -2～4 | 4.3 | 計測点無 |
| | 空調設備 | 計測点無 | 計測点無 | 10.7 | (0.7) |

() はCデッキの値を示す

(a) ディーゼル発電機防振支持

図1.5.5に機側1mにおける騒音レベル及びスペクトルの比較を示す。機側では空気音の影響が主体であり、防振対策の効果は現れていない。図1.5.6はデ発電機設置フロアである2NDデッキの比較を示す。空気音の直接音を遮へいするものがないので機側と同様、防振の効果は無い。図1.5.7、1.5.8に3RDデッキ、LOWER FLOORでの状況を示す。これらの点では空気音がデッキの遮へい効果によって低減されるので、固体音の寄与が相対的に増加し3RDデッキでは最大8dB(A)、LOWER FLOORでは最大13dB(A)の効果が得られている。図1.5.9はエンジンケーシング内の効果であるが、Aデッキまでは、ほとんど効果が無いが、エンジンルーム内と同じ理由で、音源から遠くなるに従い防振効果が現れ、Dデッキでは6dB(A)低減している。

居住区での効果は居室の位置によって異なり、音源から最も遠い船左舷の部屋(図1.5.10)では2dB(A)、船右舷の部屋(図1.5.11)ではDデッキCAPT. DAY RMを除いて3~6dB(A)の効果がある。音源に近い舷側では、右舷のAデッキで10dB(A)、B Cデッキは3~4dB(A)(図1.5.12)、デ発真上の船右舷ではAデッキで9dB(A)、B Cデッキで6~7dB(A)低減している。

以上の結果は52年度研究「機関室内単体機器の固体音対策」の結果と居住区に対する効果は傾向的によく一致している。(昭和52年度報告書、研究資料No 286-1, P 257)

(b) 機関室通風機防音対策

図1.5.14に暴露部ファン吸込口の計測結果を示す。右舷の吸込口では7dB(A)低減しており、陸上単体運転時の効果にはほぼ対応している。左舷ファンは2dB(A)の効果しかないが、これは吸込口の前に置かれた空気洗浄機の影響と考えられる。また、WING(図1.5.15)では左舷3dB(A)、右舷5dB(A)の効果が現れている。

図1.5.16~19に居住区の計測結果を示す。居住区の騒音に関する対策はファン本体の防振支持とフレキシブル・ダクトであるが、対策前後の騒音レベルには殆んど差が無く、これらの対策は結果としてあまり効いていないことになる。

エンジンルームの代表点では(図1.5.20)対策前後ではほとんど効果は無いが、逆に2~3dB(A)大きく現れているところもある。この原因は今のところ不明であるが、未対策船と対策船でファンの発生音が違っていたことも考えられる。

(c) 主機及びディーゼル発電機排気管対策

図1.5.21はFUNNEL Topから暴露部計測点までとった直線距離と実測騒音レベル関係を示したものである。伝搬経路に船体構造物の一部が遮へい物として存在するケースもあるので、必ずしも妥当な表示でないが、VENT FAN吸込口などの特殊な場所を除いて、概ね距離の逆二乗則にのって減衰している。

排気音低減の効果を期待したWINGでは、デ発単体運転時に左舷で±1dB(A)、右舷で+2~3dB(A)となっている。これは、51年度研究でも90°エルボを舷方向に向けた場合、WINGで1dB(A)増加しているのと対応しており、排気口の軸方向と観測点の方向の成す角度が90°以上の場合は、指向性変化による騒音低減はあまり期待できない様である。(昭和51年度報告書、研究資料No 270)

次に航走中、WINGの計測値が3~5dB(A)低くなっているのは、未対策船の航走時に風が強く、マイクロホンに当る風の影響を受けて、見かけ上大きな騒音レベルが計測されたためと考えられる。

(d) 主機過給ダクトの消音対策

図1.5.22に追加防音ラギングを施工したエアクラー出口側ダクト近くの音圧スペクトルの比較を示す。200Hzオクターブバンドに含まれる純音成分に特徴づけられる過給機プロア発生者の減少が認められる。

(e) 発電機用防音ケーシングの効果

防音ケーシングの船内騒音に及ぼす効果について述べる前に、ケーシングのエンクロージャ効果についてふれておく。表1.5.2はケーシングに使用した防音パネルの残響室法による吸音率と透過損失のデータ(メー

カ提示)と防音ケーシング内外の音圧レベル差を比較したものである。未対策船の機側の音圧レベルと対策船のケーシング内部の音圧レベルの比較により、ケーシング内のビルドアップ量が得られるが、実測結果によればほとんどビルドアップの無いことが判る。これはビルドアップの近似理論値 $10 \log \frac{1}{\alpha}$ もほとんど0に近いことに対応している。

次にケーシング内外の音圧レベル差は、厳密には透過損失と一致するものでないが、透過損失測定値より相当少なく、見かけ上期待通りの遮音効果が得られていない。この理由として次のことが考えられる。

- (i) ケーシングマウントからの固体伝搬音
- (ii) エンジンルーム内の反響
- (iii) 換気口、ドアのすきまの影響

表 1.5.2 防音ケーシング用パネルの音響特性

| 項目 | | 周波数 (Hz) | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1k | 2k | 4k | 8k | "A" |
|-------|----------------------------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|----|----|-----|
| 騒音計測値 | 未対策船機側 | 96 | 97 | 95 | 101 | 103 | 102 | 99 | 92 | 83 | | |
| | 防音ケーシング内側 | 94 | 94 | 98 | 100 | 103 | 102 | 99 | 92 | 86 | | |
| | 防音ケーシング外側 | 88 | 88 | 86 | 87 | 83 | 79 | 75 | 69 | 61 | | |
| 吸音 | 残響室法吸音率(α) | | | 0.66 | 0.92 | 0.98 | 0.99 | 0.91 | 0.72 | | | |
| | $10 \log \frac{1}{\alpha}$ | | | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | | | |
| | ビルドアップ | -2 | -3 | 3 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | | |
| しゃ音 | | | | 24 | 30 | 37 | 42 | 50 | 58 | | | |
| | 内外音圧レベル差 | 6 | 6 | 12 | 13 | 20 | 23 | 24 | 23 | 25 | | |

これらを考慮すると空気音低減の目標を20dB(A)程度とするならば、パネルの遮音性能はもう少し悪くても軽量化を図るのが経済的と考えられる。なお、今回得られた効果は51年度の研究成果である一応の目安15~20dB(A)(研究資料No.270, P238)を上まわっており、目標が達成された。

次に空気音対策が船内各点に及ぼす影響については図1.5.5~1.5.12に示したが、結果をまとめて表1.5.3に示す。エンジンルーム内ではケーシング内を含めほとんどの場所で効果が有り、空気音の寄与の大きい

表 1.5.3 空気音対策の効果(低減量)

単位 dB(A)

| 条件 | エンジンルーム | | | | 居住区 | | | |
|-------------------------|---------|------|-------|-------|------|------|------|------|
| | L.L | 3D | 2D | ケーシング | 船左舷 | 船右舷 | 艉左舷 | 艉右舷 |
| 防音ケーシング効果 (防音-防振) | 0~6 | 7~11 | 15~16 | 1~16 | -2~2 | -3~3 | -3~2 | -2~1 |
| 防振支持の効果(参考) (防振-未対策) | 5~13 | 2~8 | 0~1 | 1~6 | 2~4 | 2~4 | 2~10 | 6~9 |

ことがわかる。しかし、この場合にも音源から離れる（デッキを隔てる）に従って効果が減少し、防振支持の効果と反対の関係になっている。これは1.5.1(1)に述べた様に音源から遠い個所ほど固体音の相対的寄与が大きいことを示している。居住区では場所によって3dB(A)ほど低減しているところもあるが、平均的にみて効果は無いと判断され、防音ケーシングはエンジンルーム内の空気音低減にのみ有効と結論できる。

(f) 機関室用主コンプレッサの防振支持

図1.5.23は機側1m地点の騒音比較である。対策を行った機械の方が騒音レベルが大きくなっているところもあり、当然のことながら、空気音に対しては防振ゴムの効果は期待できない。図1.5.24～26は機関室内代表点における効果をデッキごとに示したもので、音源位置から離れるにつれて、少し効果が得られていると判断されるが、その量は高々3dB(A)である。図1.5.27～30は居住区における効果を調べたものである。場所によって8dB(A)と大きな減衰量になっているところもある。（U-5 VEG ROOM）が全般に2dB(A)程度の減音しかなく、後述のように圧縮機自体の騒音寄与度が小さいので船全体としての効果は少ない。

(g) 居住区エアコン吹出口対策

図1.5.31に普通形ダクト（仮設置）と消音箱付吹出口から1mの点での騒音比較を示す。オーバオールで11dB(A), 250HZ以上の周波数帯域で吸音効果のあることがわかる。同図に51年度の研究結果である丸形ディフューザの吹出音のスペクトルを500HZ成分の大きさを合わせて示してあるが、これによって消音ボックス付の音は、吹出口発生音であり、吹出口流速を低減することによって、さらに低騒音化が期待されることがわかる。

(h) エアコンルーム防音、エアコンプレッサ防振

図1.5.32に音源室での対策効果比較図を示す。AIR-CON ROOMの吸音処理によって4dB(A)の効果が得られている。REF. MACH. ROOMでは、オーバオールで1dB(A)しか低減していないが、31.5, 63HZの低周波成分が20dB以上減少している。これは未対策船の場合、台板または配管からの固体音により、船体が局所的に振動し大きな音を発生していたものと考えられる。

図1.5.33～36に居住区における騒音比較を示すが、圧縮機室上第1層目のAデッキでは、音源室真上の部屋ではほとんど効果ないが、音源から離れた位置の艏左舷と艉右舷の隅の部屋で効果が現れている。圧縮機室上第2層目のBデッキでは、ほとんど効果ないが、逆に騒音レベルが増加しているところもある。この原因は不明であるが、空調吹出口は開いた状態で計測を行ったので、吹出風量の差によって測定騒音値が変わったとも考えられる。船内騒音の測定で注意すべき点と考える。（研究資料No.286-1, P.11）

(i) ギャレー用低騒音ファンによる騒音比較

図1.5.37にファンに吸入口（GALLEY室内）と吐出口（Bデッキ暴露部）の騒音比較を示す。吸込口では4dB(A)減少しているが、吐出口では7dB(A)増加している。吐出口のスペクトルをみると、ファンの回転数(30HZ)の四次成分を含む125HZのバンドを中心として低周波数の音圧が著しく増加しており、高周波数では減少している。従って、ファンの対策（消音ダクトによる吸音が主体）によって音が増加したのではなく、艤装上の何らかの原因によって騒音が増加したものと考えられる。

(2) 受音室側の対策による騒音低減

(a) エンジンストアの浮構造

エンジンストアの浮構造はエンジンコントロールルームの対策モデルとして、壁構造の透過損失を増し空気音の透過を減少させるとともに、室全体を防振ゴムによって浮かし固体音の伝達を防止している。固体音の低減効果については1.5.2(4)にて詳しく解析されるので、ここでは空気音の透過音の計算値と室内の騒音実測値の比較のみ行っておく。

エンジンストア内部の透過音は、外部の音圧、壁の透過損失、室内的吸音力から次の式によって計算する。

$$SPL_{in} = 10 \log \left\{ \frac{4}{\sum_{i=1}^4} 10 \frac{SPL_{in}^{(i)}}{10} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.1)$$

$$SPL_{in}^{(i)} = SPL_{out}^{(i)} - TL^{(i)} + 10 \log \frac{A}{S^{(i)}} \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.2)$$

SPL_{in} : エンジンストア内部音圧レベル

$SPL_{in}^{(i)}$: 壁(i)からの透過音の寄与

$SPL_{out}^{(i)}$: 壁(i)外部（機関室内）の音圧レベル

$TL^{(i)}$: 壁(i)の透過損失

$S^{(i)}$: 壁(i)の面積

A : エンジンストア内部の吸音力

ここで、右図に示すようにエンジンストアの壁からの透過音に指標 $i = 1, 2, 3$ を付し天井部分からの透過音を $i = 4$ とする。なお、右舷の壁及び床からの透過音の寄与は小さいと考えられるので計算からは省くこととした。また、外部音圧レベル、室内吸音力は対策船の実測値を求めることが出来るが、透過損失に関する測定値が無いので面密度から質量法則によって推定した。

計算結果を表 1.5.4 に示すが 250HZ 以上は実測値の方が計算値よりかなり大きく、固体音の寄与の大きいことが推察される。

次にエンジンストアの浮構造はコントロールルームの騒音対策を模擬したものであるから、コントロールルームの騒音実測値との比較を図 1.5.38 に示す。航走時のコントロールルームの騒音は各種の音源対策にもかかわらず、ほとんど低減していない。これに反し、浮構造エンジンストアはディーゼル発電機、主機過給機に近い配置にもかかわらず、125HZ 以上の周波数で 10 dB 程度低い騒音値となっている。

(b) 居室の防音仕様グレードアップによる効果

図 1.5.39 は吸音処理のグレードアップによる平均吸音率の変化を示したものである。周波数によって異なるが、平均吸音率は 1.5 倍～2 倍に増加しており、これによっておおよそ 3dB(A) の騒音低減が期待できる。なお、対策を行った部屋 TALLY OFFICE で航走中の測定値が 3dB(A) 減少しているが、これが音源機器の対策の総合対策によるものか、防音仕様のグレードアップの効果によるものかは判別できない。

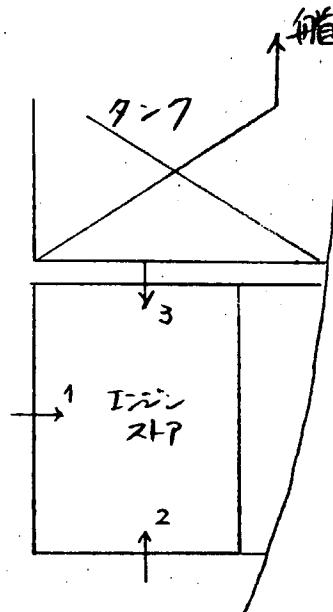


表 1.5.4 エンジンストア内空気音の計算

単位 dB

| オクターブ・バンド 中心周波数 | O.A (A) | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|------------------------|------------|------|-------|--------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ① ストア内部吸音力 (π^2) | | (3) | (5.8) | (33.1) | 21.8 | 20.4 | 17.0 | 16.6 | 18.1 | 21.8 | 実測値 |
| ② 側壁の透過損失 | | 20 | 26 | 31 | 37 | 42 | 48 | 53 | 59 | 64 | 質量則より推定 |
| ③ 天井の透過損失 | | 16 | 22 | 27 | 33 | 38 | 44 | 49 | 55 | 60 | " |

側壁①からの透過音の計算

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| ④ 外部音圧レベル | | 104 | 95 | 94 | 88 | 89 | 88 | 92 | 85 | 75 | 実測値 |
| ⑤ $10 \log \left(\frac{A}{S} \right)$ | | -6.2 | -3.4 | 4.2 | 2.4 | 2.1 | 1.3 | 1.2 | 1.6 | 2.4 | |
| ⑥ 内部音圧レベル | | 90.2 | 72.3 | 58.8 | 48.6 | 44.9 | 38.7 | 37.8 | 24.4 | 8.6 | |

側壁②からの透過音の計算

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑦ 外部音圧レベル | | 100 | 96 | 93 | 87 | 87 | 84 | 85 | 77 | 64 | 実測値 |
| ⑧ $10 \log \left(\frac{A}{S} \right)$ | | -5.0 | -2.1 | 5.5 | 3.6 | 3.4 | 2.6 | 2.5 | 2.8 | 3.6 | |
| ⑨ 内部音圧レベル | | 85 | 72.1 | 56.5 | 46.4 | 41.6 | 33.4 | 29.5 | 15.2 | -3.6 | |

側壁③からの透過音の計算

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑩ 外部音圧レベル | | 105 | 98 | 95 | 89 | 85 | 82 | 83 | 75 | 64 | 実測値 |
| ⑪ $10 \log \left(\frac{A}{S} \right)$ | | -5.0 | -2.1 | 5.5 | 3.6 | 3.4 | 2.6 | 2.5 | 2.8 | 3.6 | |
| ⑫ 内部音圧レベル | | 90 | 74.1 | 58.5 | 48.4 | 39.6 | 31.4 | 27.5 | 13.2 | -3.6 | |

天井④からの透過音の計算

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑬ 外部音圧レベル | | 103 | 97 | 94 | 88 | 86 | 83 | 84 | 76 | 64 | 実測値 |
| ⑭ $10 \log \left(\frac{A}{S} \right)$ | | -9.3 | -6.4 | 1.1 | -0.7 | -1.0 | -1.8 | -1.9 | -1.5 | -0.7 | |
| ⑮ 内部音圧レベル | | 96.3 | 81.4 | 65.9 | 55.7 | 49 | 40.8 | 36.9 | 22.5 | 0.7 | |

| | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| ⑯ エンジン・ストア内部空気音 ⑥⑨⑫⑮ のデシベル和 | 62.0 | 98.0 | 83.0 | 67.5 | 57.5 | 51.5 | 43.5 | 41.0 | 27.0 | 8.5 | |
| ⑰ 実測総合音 | 64 | 94 | 84 | 70 | 65 | 60 | 55 | 53 | 45 | 40 | 実測値 |
| 注 () は残響時間計測データのばらつきのため誤差が大きい。 | | | | | | | | | | | |

(3) 音源寄与度について

図1.5.40～1.5.46に航走時と機器単体運転時オーバオール騒音レベルの比較を棒グラフに表わしたものと示す。航走時と機器単体運転時では船の状態、機器の運転条件が異なるので疑問点も多いが、一応騒音レベルの合成が可能であるとし、航走時の値から単体運転時の全騒音値を差し引いたものをプロペラ、主機に代表される、その他の音源の寄与度とした。棒グラフの上の数字は航走時に対する単体機器の影響度をデシベルで表示したものである。図1.5.47に示す様に、全騒音量に占めるエネルギー割合が10%のときは-10 dB、31.5%のときは-5 dBになるので、音源の影響度を示す目安となる。ただし、この場合にも上述の計測上の問題点を考慮しておく必要がある。

図1.5.48～55は単体機器の影響度を周波数成分について調べたものであり、これらの図から次のことがわかる。

(a) 居住区における音源寄与度

居住区の騒音に対して影響度の大きいのは、対象とする部屋によって例外はあるが、およそ次の順序である。

(i) 主機プロペラ (ii) 空調機器 (iii) ディーゼル発電機 (iv) 機関室通風機 (v) 空気圧縮機。主機・プロペラについて絶対的なものは不明であるが、単体運転時と航走時のデータの比較から、船内最大の騒音源と判断せざるを得ないであろう。空調用圧縮機及び送風機は機器容量の割には影響度が大きく、音源室に近い居室の騒音対策には注意を要す。

ディーゼル発電機の寄与度は上層部(C, Dデッキ)の舷側では-10 dB(A)程度であるが、下層になるにつれて影響度は増加し、平均的に-5 dB(A)程度の寄与度と考えられる。機関室通風機の寄与度は-15～20 dB(A)であり本船の場合、あまり問題とはならない。また、空気圧縮機も騒音源としては小さく検討の対象外であろう。

(b) 機関室における音源寄与度

主機関係の機器とデ発電機が機関室内の騒音を二分しており、機関室通風機、空気圧縮機の寄与度は前二者より20 dB(A)小さい。ただし、エンジンケーシング内では音源位置との関係で機関室通風機の影響が相対的に増加している。

ディーゼル発電機に防音ケーシングを施工した状態では、デ発の寄与が減少し、他の音源の影響と同程度になっている。

1.5.2 音響域データの解析結果

(1) 計測値の統計的性質の把握

船舶のように複雑で、しかも内部に振動源を多数有している構造物において、任意の計測位置における音響振動の平均的な値を計測することはかなり困難な作業である。

一般に船舶の鋼板部材は、内部においてリブなどの補強材によって補強されており、計測する位置によって計測値はかなり異ってくることが考えられる。また、このような音響域振動においては鋼板表面の状態、あるいはピックアップの取付状態によっても異ってくる。従って、計測する事前にこれらの補強材の位置を把握すると同時に、ピックアップ取付面の前処理をする必要があるが、実際船舶において計測する場合には種々の制約があり、これらの作業を完全に実施することは非常に困難である。

今回の計測においてもサンドペーパーによる仕上げをし、更に両面接着テープを用いるなど可能な限りこれらの点を注意して計測しているが時間的な制約などにより、実験室で計測するような理想的な状態では計測されていない。そこで、これらの計測値を用いて騒音対策の効果、音源機器の寄与量、その他を検討するに先立ち、まずこれらの計測値の統計的性質について把握してみた。

(a) 計測値のばらつき

音響域振動の計測方法については、昭和52年度報告書(研究資料No 286-1)に記したように、一つの計測

位置について裸鋼板部のコーナ部、パネル部それぞれについて1～3点（上下方向1点、水平方向2点）の振動を計測している。そこでこれらの計測値のばらつき程度を把握するため、各計測位置における上下方向振動に対する水平方向振動の差の標準偏差を調べてみた。代表例として未対策船航走中の計測値を用いて検討した結果を図1.5.56に示す。

図1.5.56(a), (b)はコーナ部及びパネル部計測値のばらつきをそれぞれ示す。これらの図は各オクターブ中心周波数における上下方向振動に対する水平方向振動の差の標準偏差を模式的に表わしたもので、図中の数字は標準偏差値を示している。また、図中の黒丸は差の平均値を示す。これらの(a), (b)の図から明らかなようにパネル部の計測値は250Hz以下の低周波数域において標準偏差が10dB程度あり、非常にばらつきが大きい。一方コーナ部のばらつきは周波数にはほぼ関係なく、4～5dB程度のばらつきである。これらの結果は、居住区及び機関室内のデータに関係なく全計測点について整理したものであるが、居住区及び機関室別に整理しても図1.5.56(c)～(f)に示すようにほぼ同様な傾向を示している。

また、上記の結果は航走中の結果であるが、単体機器運転などの条件によってこの傾向が異なるかどうか検討するためディーゼル発電機単体運転時の計測値に対しても同じような整理をしてみた。この結果を図1.5.56(g), (h)に示すが、先の図(a), (b)とほぼ同様な結果になっている。

以上に示す結果から先に述べたように、パネル部の計測値は250Hz以下の低周波数域において標準偏差が約10dB、250Hzより高い周波数で4～5dBのばらつきであり、コーナ部は周波数にはほぼ関係なく4～5dB程度のばらつきとなっている。

(b) パネル部とコーナ部振動レベルの関係

パネル部、コーナ部それぞれの計測値のばらつきについて上述したが、次にパネル部とコーナ部の振動レベルの関係について検討してみた。

ここでも、まず未対策船航走中の計測値を用いて、各計測位置におけるコーナ部振動に対するパネル部振動の差の平均値とその標準偏差を求めてみた。この結果を図1.5.57に示す。図(a)は全計測点に対する結果であり、図(b), (c), (d)はそれぞれ上下方向振動、船艦方向振動及び左右舷方向振動別に整理した結果である。

また、未対策船のディーゼル発電機単体運転時の計測データから同様にして求めたコーナ部に対するパネル部の振動レベル差を図1.5.58に示す。

パネル部の振動レベルは低周波数域ではコーナ部に比して大きくなるのは当然であるが、これらの結果によるといずれも250Hzを中心にしてその差が大きくなり、4K, 8Kの高周波数域でレベル差がなくなる傾向を示している。上記の結果はいずれのケースも同様な傾向を示しており、より一般的かつ平均的な値として、航走中の全計測データから求めたコーナ部に対するパネル部の振動レベル差をまとめると表1.5.5のようになる。

このようにコーナ部とパネル部の振動レベルの関係は周波数によってかなり異なるが、上記の結果が一般的なものであれば、コーナ部とパネル部振動レベルの相互変換が可能となる。パネル部の振動レベル計測値は、コーナ部に比べてばらつきが大きいことを先に述べたが、騒音レベルを推定するにはパネル部の振動レベルが

表1.5.5 コーナ部に対するパネル部振動レベル差

| O. A. (L) | | オクターブ中心周波数 (Hz) | | | | | | | | |
|-----------|-----|-----------------|-----|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K |
| 差の平均値 | 7.0 | 3.0 | 8.5 | 11.5 | 12.0 | 9.5 | 6.0 | 2.5 | 0.5 | 1.5 |
| 標準偏差 | 5.0 | 3.8 | 7.3 | 7.1 | 5.8 | 4.9 | 5.4 | 4.9 | 4.6 | 5.3 |

(注) コーナ部はコーナより約2cm離れた位置を、パネル部はコーナより50～100cm離れた位置を指す。

必要である。以上のことを考えれば、振動計測はコーナ部でもって計測し、そのデータをもとにパネル部の振動レベルに変換してやれば計測時間の節約並によりばらつきの少ない平均的な値を得ることができるものと思われる。

(2) 騒音対策効果

(a) 総合対策の効果

1.3.1に記した12項目に及ぶ各種騒音対策による音響域振動の面に対する効果を把握するため、未対策船(S. No 1083)と対策船(S. No 1084)の航走中の振動レベルを比較してみた。

未対策船及び対策船における各計測位置の振動速度レベルのO.A.値をDECK最下部のTANK TOPから最上部のNAV. BR I. DECKまでグラフ表示したのが図1.5.59である。図中の●と○は未対策船と対策船のL特性のO.A.値であり、▲と△はA特性のO.A.値である。振動計測は、先に記したように各計測位置において、コーナ部、パネル部各々について1~3点(上下方向1点、水平方向2点)計測しており、これらの値はばらつきの比較的少ないコーナ部の各計測値の平均値を示している。

また、L特性のO.A.値を用いて各デッキの平面分布並に高さ方向分布に表わすと図1.5.64 図1.5.67の

表1.5.6 総合対策及び単体機器対策の効果(低減量) L:L特性のO.A値
A:A特性のO.A値

| 計測条件 DECK | 航走時 | | D/G(防振) | | D/G (防振+ケーシング) | | VENT. FAN | | COMP. | | AIR CON. | |
|--------------|------|------|---------|-----|-------------------|------|-----------|------|-------|-----|----------|-----|
| | L | A | L | A | L | A | L | A | L | A | L | A |
| TANK TOP | 4.0 | 6.5 | 1.4 | 2.3 | 0.3 | 2.8 | — | — | 4.5 | 2.3 | — | — |
| 3RD | 3.0 | 4.4 | 4.6 | 5.6 | 3.8 | 11.6 | — | — | 1.0 | 1.0 | — | — |
| 2ND | 1.0 | 5.2 | 6.3 | 1.3 | 8.7 | 3.0 | — | — | 1.3 | 1.7 | — | — |
| Upp. | 0.9 | 5.9 | 5.6 | 3.8 | 4.3 | 2.3 | — | — | 1.9 | 2.9 | 1.7 | 2.3 |
| A | 1.7 | 8.7 | 8.4 | 9.4 | 9.1 | 9.0 | -5.4 | -3.8 | — | — | 8.3 | 6.7 |
| B | 4.3 | 10.8 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| C | 1.0 | 1.0 | 2.7 | 4.9 | 5.1 | 7.4 | -4.9 | -3.0 | — | — | — | — |
| D | -1.6 | 3.4 | — | — | — | — | -2.0 | -0.1 | — | — | — | — |
| N | -0.8 | 3.6 | 1.0 | 3.5 | 0.8 | 0.2 | -2.6 | 0 | — | — | — | — |
| 平均 | 1.4 | 5.6 | 4.4 | 4.4 | 4.6 | 5.3 | -2.9 | -1.9 | 2.3 | 2.2 | 4.3 | 3.8 |

ようになる。参考までにこれらの図中にはプロットした計測点のなかの代表計測点の周波数分析結果をも示す。

これらの図から分かることは、L特性のO.A.値でもって対策効果を見極めることは困難であるが、A特性ではかなり効果が認められる。これらの効果を定量的に把握するため、コーナ部の同じ計測位置における未対策船と対策船のO.A.値の差に対し、各デッキ及び全計測点の平均値を求めてみた。このような方法で対策効果を評価すると表1.5.6のように、L特性のO.A.値で1.4dB、A特性のO.A.値で5.6dBの対策効果となる。この結果から、対策効果は低周波数域で得られなかったが、高周波数域においてかなりの効果が得られていることが分かる。このことは、図1.5.63~図1.5.66に示す周波数分析結果からもうかがうことができる。

(b) 各音源機器の対策効果

(i) ディーゼル発電機

ディーゼル発電機の騒音対策は 1.3.1 に記したように、防振ゴムの設置と防音ケーシング設置の 2 種類の対策を実施している。従って、防振ゴム及び防音ケーシングのそれぞれの対策効果を把握するため、ディーゼル発電機の単体運転は防振ゴムのみを設置した場合と、防振ゴム及び防音ケーシングを設置した場合の 2 回にわたって実施し、振動並に騒音を計測している。

そこで、それぞれの試験ケースの計測値について先の航走時のデータと同様に、L 特性及び A 特性の O.A. 値を DECK の最下部の TANK TOP から最上部の NAV. BRI. DECK までグラフ表示すると図 1.5.60 のようになる。

また、L 特性の O.A. 値を用いて各 DECK の平面分布並に高さ方向分布に表わすと図 1.5.64～図 1.5.67 のようになる。図 1.5.64～図 1.5.67 にはディーゼル発電機の寄与を把握できるように、航走時のデータを併記した。

これらの結果によると、航走時と異って L 特性及び A 特性の O.A. 値ともに対策の効果が表われていることが分かる。このことは表 1.5.6 に示す対策効果（未対策船と対策船の振動レベル差）の平均値からも明らかであり、防振ゴムのみの対策において、L 特性の O.A. 値で 4.4dB, A 特性の O.A. 値で 4.4dB, また、防振ゴムと防音ケーシング対策において、L 特性の O.A. 値で 4.6dB, A 特性の O.A. 値で 5.3dB の効果となっている。

これらの結果において特に注目すべきことは、A DECK において対策の効果が著しく、一方、NAV. BRI. DECK ではほとんど効果が表われていないことである。また、上記した O.A. 値の平均値のように巨視的な評価方法によると、防振ゴムのみの対策効果と防振ゴムと防音ケーシングの対策効果には有意の差は認められないが、この件については更に二次固体音に関連し、後の(iii)において触ることにする。

(ii) 機関室通風機

機関室通風機の騒音対策効果を把握するため、機関室通風機単体運転時の計測データを同様な整理法でもって整理してみた。各計測点の L 特性及び A 特性の O.A. 値を図 1.5.61 に、また L 特性の O.A. 値の各デッキの平面分布並に高さ方向分布を図 1.5.68～図 1.5.71 に示す。

これらの図から分かるように、機関室通風機の場合対策効果はなく、逆に対策後の方が振動レベルが大きくなっている。このことは表 1.5.6 に示す各デッキ及び全計測点における振動レベルの差の平均値からも明らかである。特に、機関室通風機から離れている A - DECK で対策船の振動レベルが大きくなっていることが注目される。

(iii) 空気圧縮機

空気圧縮機単体運転時における各計測点の L 特性及び A 特性の O.A. 値を図 1.5.62 に示す。また、L 特性の O.A. 値の各デッキの平面分布並に高さ方向分布を図 1.5.72～図 1.5.74 に示す。

これらの図が示すように、空気圧縮機の場合は顕著な対策効果は見受けられないが、全計測点において平均して効果が表われている。その内、空気圧縮機が設置されている 3RD DECK, その上の 2ND DECK で効果が小さく、TANK TOP や UPP. DECK にて比較的効果が大きい結果になっている。また、これらの結果から、空気圧縮機のように機関室にある比較的小さい機器の場合には高さ方向に比べて平面方向の伝達損失が大きいことがわかる。

(iv) 空調機

空調機単体運転時における各計測点の L 特性及び A 特性の O.A. 値を図 1.5.63 に、また、L 特性の O.A. 値の各デッキの平面分布並に高さ方向分布を図 1.5.75～図 1.5.77 に示す。

これらの図から分かるように、空調機設置位置附近ではあまり対策効果があらわれていないが、空調機から離れた位置においてかなりの効果を示している。従って、UPP. DECK 及び A DECK ともに右舷側において対策の効果が著しい。

(3) 音源機器の防振対策効果（伝達損失効果）

船内音源機器の内、ディーゼル発電機、機関室通風機、空気圧縮機及び空調機は 1.3.1 に記したように防振ゴムによる防振対策を実施している。これらの対策による機関室並に居住区における効果については先に記したが、ここではこれらの機器の機器側と船体側の振動レベルを計測し、防振ゴムを挿入した場合の振動伝達の損失に着目して、その伝達損失効果を検討してみた。ここで、機器側は機器の架台において、船体側はこれら機器の船体側の構造においてそれぞれ振動を計測している。

それぞれの機器の未対策船及び対策船において計測した結果を図 1.5.78～図 1.5.81 に示す。これらの図において●および▲は未対策船の機器側及び船体側の振動レベルを、○及び△は対策船の機器側及び船体側のレベルをそれぞれ示す。

一般に機器を防振支持した場合、機器側の振動は大きくなり、船体側の振動は小さくなる傾向にある。図 1.5.78～図 1.5.81 に示す結果は、図 1.5.78 のディーゼル発電機の場合を除けばほぼこの傾向を示し、船体側の振動は小さくなっていることが分かる。これは、未対策船及び対策船の計測値の L 特性並に A 特性の O. A. 値の差でもって評価した表 1.5.7 からもうかがうことができる。また、この表から空気圧縮機及び空調機の防振対策効果（伝達損失効果）がかなり顕著であることが分かる。

表 1.5.7 音源機器の防振支持による伝達損失
 L : L 特性の O. A. 値
 A : A 特性の O. A. 値

| 機 器 | | D/G | | VENT. FAN | | COMP. | | AIR CON. | |
|-----|---|-------|------|-----------|------|----------|------|----------|-------|
| | | エンジン側 | 発電機側 | 左 舷 | 右 舷 | コンプレッサ 側 | モータ側 | コンプレッサ 側 | モータ側 |
| 機器側 | L | 11.0 | 17.0 | -8.0 | 1.0 | -1.5 | 0 | 0 | -19.0 |
| | A | 10.0 | 16.0 | -13.5 | 2.0 | -5.5 | -4.0 | -6.5 | -11.5 |
| 船体側 | L | 8.0 | 10.0 | 1.0 | 1.0 | 7.0 | 6.0 | 17.0 | 11.0 |
| | A | 3.0 | 7.5 | 0.0 | -1.5 | 14.5 | 3.0 | 9.0 | 1.0 |

ディーゼル発電機も、船体側の振動がかなり小さくなっているが、機器側の振動も小さくなっている。これらのデータからは防振効果を把握することができない。ディーゼル発電機の場合、ディーゼル発電機架構周りが非常に狭隘のため、理想的な計測位置で計測できず、計測可能な位置で計測している。これらのことを考え合せると、今回の結果は計測位置が適切でなかったことによるものと思われる。

また、機関室通風機の防振効果はこれらの結果からも分かるようにはほとんど見受けられない。これは先に記した居住区に対する効果からも明らかである。

(4) エンジンストアの騒音対策効果

エンジンストアの騒音対策は、機関室内のコントロールルームを想定し、将来の規制値 65 dB A の達成を目指して対策を行っている。エンジンストアの騒音対策としては、1.3.1 に記すようにエンジンストア全体を防振ゴム

で完全に浮かす浮構造と、内装材のグレードを上げる対策を実施している。ここでは、これらの各騒音対策の効果について検討してみる。

(a) 浮構造による対策効果（伝達損失効果）

エンジンストアの防振設計は、エンジンストアの最低次の固有振動数を30HZ以上になるようにし、主機の回転数の一次及び二次ハーモニックス、プロペラの励振周波数などの低域励振周波数と共振しないように、また可聴域振動に対しては防振効果が働くように設計している。

まず、これらの防振対策の効果を把握するため、防振ゴムを介し防振ゴム取付台の船体側（外部取付台）とエンジンストア側（内部取付台）において振動を計測した。その結果を図1.5.82に示す。図1.5.82(a)は取付台の上下方向振動を、図1.5.82(b)は水平方向振動を示す。また、図1.5.82(a)には参考までに未対策船及び対策船のエンジンストア周りのパネル部4面の平均振動レベルを示す。上記のようにエンジンストアの固有振動数を比較的高くしているため、低周波数域においてはほとんど防振効果が現われておらず、1000HZ以上になってようやく効果が現われている。

次にエンジンストア周り4面のパネル部の平均振動レベルとエンジンストアの床を除く5壁のパネル部の平均振動レベルの差でもってエンジンストア浮構造による効果をみると図1.5.83のようになる。また、同図には対策船のエンジンストアの伝達損失をSEA法(Statistical Energy Analysis)を用いて計算した結果を併記し比較してみた。この時の計算モデルを図1.5.84(b)に示す。図1.5.83に示すように実測値は計算値に比べて損失が小さい。これは単なる計算誤差の外に、比較するベースが異なっていることによるものと思われる。即ち、実際のエンジンストアは固体加振と空気加振を受けており、計算は固体加振のみを取り扱っている。

(b) 内装材の挿入損失

船内居室の騒音を推定するには、まず鋼板から内装壁までの振動伝搬の量を把握する必要がある。エンジンストアのこの振動伝搬量を把握するため、エンジンストアの外壁並に内装壁の振動を計測している。これらの計測結果を図1.5.85に示す。

外壁振動レベルに対する内装の振動レベルの差をその内装材の挿入損失と定義し、図1.5.85に示す計測結果から各内装材（壁、天井、床）の挿入損失を求める表1.5.8のようになる。表1.5.8の4KHZ以上の挿入損失はかなり小さいが、これはデータレコーダのダイナミックレンジの影響によるものと思われ信頼性に欠ける。この結果によるとエンジンストア内装材の挿入損失は一般の内装材に比べると多少大きく、特に高周波数域で大きい結果になっている。

表1.5.8 エンジンストア内装材の挿入挿失

| 内装材 | | オクターブ中心周波数 | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | (dB) |
|-----|--|------------|------|------|------|------|------|------|--------|--------|----|------|
| 壁 | | 0 | 3.0 | -1.5 | 4.0 | 6.0 | 13.0 | 25.0 | (16.0) | (10.0) | | |
| 天井 | | -11.0 | -7.0 | -6.5 | -1.5 | 7.0 | 10.5 | 25.5 | (15.0) | (8.5) | | |
| 床 | | 8.0 | 11.5 | 7.5 | 6.0 | 10.5 | 12.5 | 16.0 | (9.5) | (15.5) | | |

(c) エンジンストアの固体音

エンジンストアの騒音についてはあらかじめ騒音予測計算を実施しており、その時の固体音は63 dB Aであった。騒音対策についてもストア内騒音が空気音と合せて65 dB A以下になるよう計画されており、その結果として対策船には1.3.1に示す騒音対策が施された。

今回の実船実験においてエンジンストア各内装壁の振動並にストア内の吸音率を計測しており、先に予測しており、先に予測計算のフォローならびに今後の騒音予測の参考データに供するため、これらの実測値を用いてエンジンストアの固体音を再計算してみた。

エンジンストアの固体音は次式に基づいて計算した。

$$\left. \begin{aligned} L_{si} &= L_{vd} - \Delta L_v - IL_i + 10 \log \sigma_i + 10 \log A_i \\ L_s &= \sum_{i=1}^6 L_{si} + 10 \log 4/Aw \end{aligned} \right\} \quad (1.5.3)$$

ここに L_s : 固体音の音圧レベル

L_{si} : 壁 i の放射音レベル

ΔL_v : 伝達損失

Aw : 室内の吸音力

A_i : 壁 i の面積

σ_i : 壁 i の放射効率

IL_i : 壁 i の挿入損失

L_{vd} : Deck の振動速度レベル

式中のデッキの振動レベル L_{vd} 、伝達損失 ΔL_v 、内装材の挿入損失 IL 、そして室内的吸音力 Aw には実測データを用いた。また、内装材の放射効率は昭和51年度研究報告の実験結果から推定して用いた。

これらの計算過程を表1.5.9に示す。この結果エンジンストアの固体者は表1.5.9に示すように62 dB Aとなる。固体音の予測値は上記のように63 dB Aであるから予測結果はほぼ一致していたことになる。

1.5.1(2)で求めた空気音の計算値、上記固体音計算値、これらの和である総合音、エンジンストア内の実測値をグラフにしたもの図1.5.86に示す。A特性のO.A.値で評価すると実測値と計算値の総合音はほとんど一致している。しかし、周波数別に比較すると低周波数域では31.5Hzバンドを除いてほぼ一致しているが、高周波数域では実測値がかなり大きくなっている。31.5Hz成分の不一致の理由は1.5.1(2)に述べたが、高周波数域の相違の原因はエンジンストア内備品の振動による二次発生音の影響と考えられる。

表 1.5.9(a) 固体伝搬音の計算

| オクターブ中心周波数 | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| ① 外部床の振動レベル Lvd | 87.0 | 83.0 | 81.0 | 81.0 | 75.5 | 71.5 | 64.5 | 64.0 | 57.5 | 46.0 | 実測平均値 |
| ② ΔL_v | | -5.5 | -2.0 | 9.5 | 11.5 | 14.0 | 13.5 | 13.0 | 23.0 | 25.0 | |
| ③ ストア外壁の振動レベル ① - ② | 89.5 | 88.5 | 83.0 | 71.5 | 64.0 | 57.5 | 51.0 | 51.0 | 34.5 | 20.5 | 実測平均値 |

| | | | | | | | | | | | |
|-----------------|--|-------|------|------|------|------|------|------|--------|--------|--|
| ④ 内装壁の挿入損失 ILw | | 0 | 3.0 | -1.5 | 4.0 | 6.0 | 13.0 | 25.0 | (16.0) | (10.0) | |
| ⑤ 内装天井の挿入損失 ILc | | -11.0 | -7.0 | -6.5 | -1.5 | 7.0 | 10.5 | 25.5 | (15.0) | (8.5) | |
| ⑥ 内装床の挿入損失 ILF | | 8.0 | 11.5 | 7.5 | 6.0 | 10.5 | 12.5 | 16.0 | (9.5) | (15.5) | |

| | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|--------|--------|-------------------|
| ⑦ 内装壁の振動レベル ③ - ④ | 89.5 | 88.5 | 80.0 | 73.0 | 60.0 | 51.5 | 38.0 | 26.0 | (18.5) | (10.5) | 実測平均値 |
| ⑧ 内装天井の振動レベル ③ - ⑤ | 100.0 | 99.5 | 90.0 | 78.0 | 65.5 | 50.5 | 40.5 | 25.5 | (19.5) | (12.0) | 実測値 |
| ⑨ 内装床の振動レベル ③ - ⑥ | 81.0 | 80.5 | 71.5 | 64.0 | 58.0 | 47.0 | 38.5 | 35.0 | (25.0) | (5.0) | 実測値 |
| ⑩ 壁の放射効率 | | -26.0 | -22.0 | -18.0 | -13.0 | -11.0 | -8.0 | -5.0 | -3.0 | 0.0 | 研究資料 No.270による |
| ⑪ 天井の放射効率 | | -26.0 | -22.0 | -18.0 | -13.0 | -11.0 | -8.0 | -5.0 | -3.0 | 0.0 | " |
| ⑫ 床の放射効率 | | -15.0 | -8.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | " |
| ⑬ 壁の放射面積 | | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | |
| ⑭ 壁の放射面積 | | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | |
| ⑮ 天井の放射面積 | | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | |
| ⑯ 床の放射面積 | | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | |
| ⑰ 壁の放射音 Ls1, 2 ⑦ + ⑩ + ⑬ | | 73.5 | 69.0 | 66.0 | 58.0 | 51.5 | 41.0 | 32.0 | 26.5 | 21.5 | |
| ⑱ 壁の放射音 Ls3, 4 ⑦ + ⑩ + ⑭ | | 72.0 | 67.5 | 64.5 | 56.5 | 50.0 | 39.5 | 30.5 | 25.0 | 20.0 | |
| ⑲ 天井の放射音 Ls5 ⑧ + ⑪ + ⑮ | | 87.5 | 82.0 | 74.0 | 66.5 | 53.5 | 46.5 | 34.5 | 30.5 | 26.0 | |
| ⑳ 床の放射音 Ls6 ⑨ + ⑫ + ⑯ | | 79.5 | 77.5 | 78.0 | 72.0 | 61.0 | 52.5 | 49.0 | 39.0 | 19.0 | |
| ㉑ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | 90.5 | 88.5 | 84.0 | 80.0 | 73.5 | 63.0 | 54.0 | 49.5 | 40.0 | 30.0 | |

表 1.5.9(b) 固体伝搬音の計算

| オクターブ中心周波数 | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|---------------|-----|---------|---------|--------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ㉒ エンジンストアの吸音率 | | (0.032) | (0.062) | (0.32) | 0.23 | 0.22 | 0.18 | 0.18 | 0.19 | 0.23 | 実測値 |
| ㉓ 吸 音 力 Aw | | 3 | 5.8 | 33.1 | 21.8 | 20.4 | 17.0 | 16.6 | 18.1 | 21.8 | |
| ㉔ 吸音による損失 | | 1.0 | -1.5 | -9.0 | -7.5 | -7.0 | -6.5 | -6.0 | -6.5 | -7.5 | |

| | | | | | | | | | | | | |
|----------------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------|
| ㉕ 固 体 音 ㉑+㉔ | Ls | 90.5 | 89.5 | 82.5 | 71.0 | 66.0 | 56.0 | 47.5 | 43.5 | 33.5 | 22.5 | 62 dBA |
|----------------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------|

(5) 内装材対策の効果

Tally Off. 及び O.S. LKR の内装は図 1.5.87に示すように、内装材のグレードをアップするなどの対策を施している。ここでは、これらの対策による効果を内装材の挿入損失の観点から検討する。

挿入損失という言葉は一般に空気音関係で用いられているものであるが、振動に関しても空気音で用いられている定義を援用し、ここでは鋼板パネル部の振動レベルに対する内装表面の振動レベル差をその内装材の挿入損失と定義する。また、対策内装材の効果は、他の対策していない居室の内装材の挿入損失と比較することによって検討することにする。

上記の定義に基づいて Tally Off. 及び O.S. LKR に用いられている内装材の挿入損失を求めるところ 1.5.88のようになる。図中の一般居室の挿入損失は Ship Off. (A-DECK), Bosun (B-DECK), Chief Off. (C-DECK), Capt. Day Room (D-DECK) の計 4 室の平均値である。

図 1.5.88に示すように O.S. LKR の天井及び壁の挿入損失はかなり大きく対策の効果があがっていることがわかる。一方 Tally Off. の挿入損失は一般居室とほぼ変らず、かえって床の挿入損失は悪くなっている傾向さえ示している。

(6) 音源機器の寄与度

船内音源機器のうちディーゼル発電機、空調機、空気圧縮機、機関室通風機の 4 つの機器に対しては未対策及び対策船について単体運転を実施している。これらの単体機器運転時の各点の振動・騒音レベルと、全ての音源機器が稼動している航走中の振動・騒音レベルを比較することによって、上記の単体運転をした機器をはじめ、その他の機器の寄与をある程度把握することが可能と思われる。そこで、ここでは上記の観点から音響域振動並に騒音の二つの面から各音源の寄与について検討する。

音響域振動の場合、ある点の計測値がその計測点付近の平均的な振動レベルを表わしているかどうか非常に疑問である。従って、ある特定の計測点の計測値でもって音源の寄与を検討することは困難なように思われる。そこで比較的ばらつきの少ないコーナ部の振動レベルを用い、各デッキごとにデッキの全計測点の平均値でもって評価することを試みた。

UPP. DECK, A-DECK, N-DECK の 3 DECK に対して、上記の方法でもって検討した結果を図 1.5.89～図 1.5.91に示す。これらの図が示すように、各デッキともディーゼル発電機単体運転時の振動レベルは航走時の振動レベルに最も近く、単体運転した 4 つの機器の中で最も寄与が大きい。次いで UPP. DECK, A-DECK では空調機が、また N-DECK では機関室通風機が寄与が大きい。A-DECK では空調機及び機関室通風機と

もにディーゼル発電機の振動レベルに比べて10dB程度低くなっている。しかし、250HZ以下の低周波数域に着目すると航走時とディーゼル発電機との間にかなりの振動レベル差があり、他の機器の寄与が大きいことがうかがえる。これらの低周波数の音源としては航走中に稼動する主機及びプロペラが考えられる。

1.5.3 総合

(1) 音響域振動の低減量と空気音低減量の対応

表1.5.1及び1.5.6に示した空気音と音響域振動の低減量の集約表を整理し、両者の対応関係を調べたものを表1.5.10に示す。両者の計測箇所、データ数が異なること、振動と音圧の間には周波数に関して非線型特性を有する音響放射係数なる量が介在すること等のため、絶対値的な一致を期待するのは無理であるが、低減量に対する傾向はよく一致していると見られる。特に居住区では音響域振動の低減が、全体の空気音の低減に結びついていると考えられる。

次に各音源機器の単体運転時の空気音と固体音を総合的に検討した結果、対策効果について着目すべき点をまとめてみる。

(a) ディーゼル発電機、防振支持

- (i) 発電機設置デッキである 2ND DECK では音響域振動は低減しているが、空気音は低減していない。
- (ii) 3RD. DK, LOWER FLOOR, UPPER DECK 等、空気が遮へいされる箇所では空気音、音響域振動とも低減している。
- (iii) 居住区においては、音源から最も遠い船左舷では、振動・空気音ともほとんど低減せず、音源に近い船右舷では両者とも数dB以上の効果が現われている。
- (iv) 以上から、ディーゼル発電機の防振支持は機関室内の固体音を低減させることによって、居住区の音響域振動を低減し、空気音低減に効果のあることが判明した。

(b) ディーゼル発電機の防音ケーシング

- (i) 2ND DECK では音響域振動・空気音とも高周波成分を主体として低減しているが、空気音に較べ振動の低減量は約10dB少ない。
- (ii) 3RD DECK・UPPER DECK 等では空気音はある程度低減しているが、振動はほとんど低減していない。
- (iii) 居住区では空気音・振動ともほとんど低減していない。
- (iv) 以上から防音ケーシングは音源近傍の限られた領域の空気音、音響域振動の低減に効果があるが、居住区を含む船全体の騒音低減には余り効果は無い。

(c) 機関室通風機防音対策

居住区騒音低減に効果を期待していた防振支持は、音響域振動、空気音ともにはほとんど効果なく、振動に関しては対策後の方がレベルが増加しているところもある。しかし、結果は不満足なものであったにしろ、音響域振動と空気音の対応はついているので防振構造の設計を適切に行えば、居住区空気音の低減につながるものと考えられる。

(d) 機関室用主コンプレッサ防振支持

空気音、振動ともに顕著な効果は得られていない。これも機関室通風機の場合と同様、防振支持の設計を見直せば、少なくとも居住区に対しては効果のある支持方式を見出すことは出来ると考えられるが、音源寄与度が小さいのでその必要性はない。

(e) 空調用コンプレッサの防振支持により機器据付箇所の船体側の振動レベルはかなり低減しているにもかかわらず、空気音、音響域振動とも、音源に近い船左舷ではほとんど効果なく、設置位置から離れた右舷側において効果が著しい。その理由は今のところ不明であるが、船体の振動伝搬特性に關係していると考えられる。

表 1.5.10 音響域振動低減量と空気音低減量の関係

| | | 機関室 (2 _{ND} , 3 _{RD} DK) | | 居住区 (A D _K) | | 居住区 (C(D) D _K) | | dB(A) | |
|---------------------------------|----------------------|--|-------|-------------------------|------|----------------------------|----------|-------|--|
| | | 振 動 | 空気音 | 振 動 | 空気音 | 振 動 | 空気音 | | |
| 航 走 時 | | 4.4~5.2 | 2 | 8.7 | 7.6 | 1.0 | (3.3) | | |
| 機 器 单 体 運 転 時 | デ発電機・防振支持 | 1.3~5.6 | 0~7 | 9.4 | 8.7 | 4.9 | (-0.7) | | |
| | デ発電機・防振支持 防音ケーシング | 3.0~11.6 | 16 | 9.0 | 7.1 | 7.4 | (2.6) | | |
| | 機 関 室 通 風 機 | - | -3~-1 | -3.8 | 0.8 | -3.0 | (-2) | | |
| | 空 気 圧 縮 機 | 1.7~2.9 | 0~1 | - | 4.3 | - | - | | |
| | 空 調 設 備 | - | - | 6.7 | 10.7 | - | 0.7 | | |

(2) 二次固体音の影響

ディーゼル発電機の騒音対策としては、先に記したように固体音対策を目的にした防振対策と主に空気音対策を目的にした防音ケーシング施工の二通りの対策を実施している。防音ケーシングを施工した場合の機関室内の騒音は、施工しない場合に比べて約15 dB A低下しており、もし、機関室内の騒音によって機関室並に居住区が加振されているとすれば、この騒音の低減によって各部の振動は何らかの影響を受けるはずである。

一般に騒音によって空気加振された振動が伝搬して、また音に変換される音を二次音といっている。従って、防音ケーシングを施工する前後において計測した各部の振動レベルを比較すれば機関室の二次固体音の影響を把握することができるものと思われる。

ディーゼル発電機単体運転時の振動計測は防振対策だけを実施した場合と防振と防音ケーシングの双方の対策を実施した場合の2回を行っている。この時の計測データを用いて防音ケーシングがある場合の振動レベルに対する無い場合の振動レベルの差を各周波数別に平均値と標準偏差を求めてみると図1.5.92のようになる。

表 1.5.11 防音ケーシングの有無による振動レベル差

| オクターブ中心 周波数 | | O.A(L) の差 | O.A(L) の差 | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K |
|----------------|------|--------------|--------------|------|----|-----|-----|-----|----|----|----|----|
| 3D-2 | コーナ部 | -5 | 8 | -8 | -7 | 1 | 4 | 8 | 7 | 3 | 8 | 6 |
| | パネル部 | -2 | 0 | 3 | -7 | 1 | -5 | 5 | 5 | 11 | 8 | 4 |
| 2D-3 | コーナ部 | 6 | 11 | 4 | 6 | 0 | 6 | 9 | 8 | 12 | 7 | 10 |
| | パネル部 | 2 | 8 | 1 | 2 | -3 | 7 | 13 | 4 | 15 | 15 | 10 |
| U6 | コーナ部 | 0 | 1 | 0 | -1 | -2 | 1 | -2 | 1 | 6 | 6 | 6 |
| | パネル部 | -9 | 1 | 10 | -4 | -1 | -2 | 2 | 6 | 7 | 7 | 9 |
| A5 | コーナ部 | 1 | 2 | 3 | -6 | -5 | 4 | 3 | 3 | 0 | 2 | 1 |
| | パネル部 | 2 | 0 | -1 | -3 | -5 | -1 | 1 | 5 | 7 | 0 | 3 |
| C5 | コーナ部 | 2 | 0 | 2 | 4 | 1 | -3 | -1 | 2 | 0 | -1 | -4 |
| | パネル部 | 4 | 4 | 3 | 5 | 6 | -1 | 0 | 1 | -1 | -4 | 3 |

図1.5.92(a), (b) は機関室並び居住区の全計測点に対する結果であり、(a)及び(b) はそれぞれコーナ部及びパネル部の計測データから求めた結果である。また、図1.5.92(c), (d) は居住区だけの計測点から求めたものであり、(c)及び(d) は同じくコーナ部及びパネル部に対する結果である。これらの図に示すように、計測データのはらつきが大きく差の平均値が標準偏差内に入ってしまい、有意の差がある結果になっていない。

そこで、機関室及び内部ケーシングなど、空気音の影響が大きいと思われる計測点に絞って比較してみた。この結果を表1.5.11に示す。このようにある特定の点に絞って比較すると防音ケーシングがない場合の方が高周波数域及び甲板の低い方において振動レベルが大きく、二次固体音の影響がある結果になる。これらのことから、取巻型の船舶においてはA - DEKC 程度までは機関室空間と接する部分において二次固体音の影響があるものと考える。

このように機関室内の特定の個所では音響域振動に対する二次固体音の影響が認められるが、居住区の音響域振動、空気音については図1.5.92(c)(d)及び1.5.1.(1)(e)に述べた様に防音ケーシングの有無によって、ほとんど有意の差が現れていない。これらの事実について考察を加えてみる。居住区の空気音に占める固体音の寄与を L_v (dB)、二次固体音（透過音を含む）の寄与を L_A (dB) とする。いま、ディーゼル発電機の防音ケーシングによって、二次固体音の寄与が ΔL_A (dB) 低減したとすると、居住区空気音の低減量は次の様になる。

$$\begin{aligned} L &= 10 \log \left(10^{\frac{L_v}{10}} + 10^{\frac{L_A}{10}} \right) \\ L' &= 10 \log \left(10^{\frac{L_v}{10}} + 10^{\frac{L_A - \Delta L_A}{10}} \right) \\ \therefore L' - L &= 10 \log \left(\frac{\frac{L_v}{10} + 10^{\frac{L_A - \Delta L_A}{10}}}{\frac{L_v}{10} + 10^{\frac{L_A}{10}}} \right) \\ &= 10 \log \left(\frac{10^{-\frac{\Delta L_A}{10}} + 10^{\frac{L_v - L_A}{10}}}{1 + 10^{-\frac{\Delta L_A}{10}}} \right) \quad (1.5.4) \end{aligned}$$

ここに

- | | | |
|--------------|--------------------------|------|
| L | : 防音ケーシング設置前の居住区の空気音 | (dB) |
| L' | : 防音ケーシング設置後の居住区の空気音 | (dB) |
| L_v | : 居住区空気音に占める固体音の寄与度 | (dB) |
| L_A | : 居住区空気音に占める二次固体音の寄与度 | (dB) |
| ΔL_A | : 防音ケーシングによる居住区二次固体音の低減量 | (dB) |

図1.5.93に上式の計算結果を $L_v - L_A$ をパラメータとして示す。防音ケーシングによる二次固体音低減量の評価が一つの問題点であるが、機関室内の平均的な音圧レベルの低減量である15 dB (250HZ以上)と考えると、図から居住区の空気音の低減量は $L_v - L_A = 0$ のとき 3dB, $L_v - L_A = 5$ のとき 1dB となる。実測の空気音には種々の誤差が含まれているので、定量化は難しいが、これらの結果から二次固体音の寄与は固体音の寄与以下であると考えられる。さらに、固体音はディーゼル発電機の防振支持によって、平均 4.4dB, A DECK では 10 dB 近く低減しているので、防振ゴム設置前の状態における二次固体音の寄与はその分だけ小さいことが推察される。50年度の研究で実施した実船のスピーカテストの結果でも、二次固体音は固体音より 10 dB 以上寄与が小さいことを示している。（昭和50年度報告書、研究資料No 252 図6.3.16～6.3.19）この場合には航走中の騒音に対する寄

与を分離したものであるので本文の結果と同一に論することは出来ないが、総合的に考えると、居住区の騒音は固体音の影響が強いと判断される。

(3) 居室内装材の振動と騒音の関係

未対策船の航走時において、内装材を対策した Tally Off. をはじめとして、Ship Off. (A -DECK), Bosun (B -DECK), Chief Off. (C -DECK), Capt. Day Room (D -DECK) の 4 室の内装材の振動を計測している。また、これらの居室に対しては 1.5.1 項に述べたように室内の吸音率を測定している。

そこで、これらの実測データを基に各居室の騒音を計算し、実測値と比較することによって、内装材の振動と騒音の関係を検討してみる。なお、各室の内装材の仕様を図 1.5.94 に示す。

騒音計算は (1.5.3) 式にもとづいて行った。各居室の計算過程を表 1.5.12～表 1.5.16 に示す。内装材の放射効率はエンジンストアの場合と同様、昭和51年度研究報告の実験結果から推定して用いた。各居室の計算結果と実測結果の比較を図 1.5.95～図 1.5.99 に示す。これらの図が示すように各居室ともほぼ計算結果と実測結果は一致しており、内装材の放射効率の推定が正しかったことがわかる。また、これらの結果は、内装材の振動レベルを把握できれば居室の騒音を推定することができる事を示している。

表 1.5.12 Tally Off. の固体音

| オクターブ中心周波数 (HZ) | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|-------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ① 床Deckの振動レベル L_{vd} | 71.0 | 68.0 | 64.0 | 62.0 | 58.0 | 52.0 | 45.0 | 39.0 | 30.0 | 20.0 | |
| ② 天井Deckの振動レベル L_{vd} | | 78.5 | 76.5 | 74.5 | 65.0 | 57.0 | 47.0 | 36.0 | 27.5 | 19.0 | |
| ③ 内装壁の挿入損失 IL_w | | -5.0 | 4.5 | 3.5 | 6.5 | 11.0 | 8.5 | 7.0 | 6.5 | -1.5 | |
| ④ 内装天井の挿入損失 IL_c | | -8.0 | -3.5 | 1.0 | 3.5 | 4.5 | 7.5 | 14.5 | 22.5 | 21.5 | |
| ⑤ 内装床の挿入損失 IL_f | | 8.0 | 15.5 | 9.0 | 4.0 | 8.5 | 4.5 | -2.5 | -1.0 | -5.5 | |
| ⑥ 内装壁の振動レベル ① - ③ | | 80.0 | 78.0 | 71.5 | 62.5 | 54.0 | 45.5 | 37.0 | 24.5 | 12.5 | 実測値 |
| ⑦ 内装天井の振動レベル ② - ④ | | 78.0 | 77.5 | 73.0 | 65.5 | 59.0 | 38.0 | 20.0 | 4.5 | -1.5 | " |
| ⑧ 内装床の振動レベル ① - ⑤ | | 78.0 | 74.5 | 68.5 | 64.5 | 58.5 | 50.5 | 45.0 | 27.0 | 3.5 | " |

| | | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------------------|
| ⑨ 壁の放射効率 | | -23.5 | -21.5 | -18.0 | -15.5 | -12.0 | -9.0 | -6.0 | -2.0 | -7.0 | 研究資料 No.270による |
| ⑩ 天井の放射効率 | | -27.5 | -23.0 | -19.0 | -14.0 | -11.0 | -5.0 | -6.0 | -5.0 | -1.0 | " |
| ⑪ 床の放射効率 | | -15.0 | -13.0 | -11.0 | -8.5 | -6.5 | -3.5 | -0.0 | -1.0 | -2.0 | " |
| ⑫ 壁の放射面積 | | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | |
| ⑬ 天井の放射面積 | | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | |
| ⑭ 床の放射面積 | | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | |
| ⑮ 壁の放射音 ⑥ + ⑨ + ⑫ $L_{s1,2,3,4}$ | | 72.0 | 72.0 | 69.0 | 62.5 | 57.5 | 52.0 | 46.5 | 38.0 | 21.0 | |
| ⑯ 天井の放射音 ⑦ + ⑩ + ⑬ L_{s5} | | 61.0 | 65.0 | 64.5 | 62.0 | 58.0 | 43.5 | 24.5 | 10.0 | 8.0 | |
| ⑰ 床の放射音 ⑧ + ⑪ + ⑭ L_{s6} | | 73.5 | 72.0 | 68.0 | 66.5 | 62.5 | 57.5 | 55.5 | 36.5 | 12.0 | |
| ⑱ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | | 76.0 | 75.5 | 72.5 | 69.0 | 64.5 | 58.5 | 56.0 | 40.5 | 21.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|---------|--------|--------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑲ 吸音率 $\bar{\alpha}$ | | (0.042) | (0.08) | (0.47) | 0.3 | 0.32 | 0.33 | 0.35 | 0.39 | 0.47 | 実測値 |
| ⑳ 吸音力 A_w | | 2.5 | 4.7 | 27.8 | 17.8 | 19.0 | 19.5 | 20.7 | 23.1 | 27.8 | |
| ㉑ 吸音による損失 | | 2.0 | -0.5 | -8.5 | -6.5 | -7.0 | -7.0 | -7.0 | -7.5 | -8.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉒ 固体音 ⑧ + ㉑ | 80.0 | 78.0 | 75.0 | 64.0 | 62.5 | 57.5 | 51.5 | 49.0 | 33.0 | 13.0 | 60 dB A |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉓ 実測値 | 94.0 | 79.0 | 74.0 | 71.0 | 66.0 | 59.0 | 55.0 | 52.0 | 42.0 | 32.0 | 62 dB A |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

表 1.5.13 Ship Off. の固体音

| オクターブ中心周波数 (HZ) | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ① 床 Deck の振動レベル L _{vd} | 83.5 | 79.0 | 80.0 | 75.5 | 66.0 | 61.5 | 53.0 | 43.0 | 32.5 | 16.0 | 実測値 |
| ② 天井 Deck の振動レベル L _{vd} | | 78.5 | 76.5 | 74.5 | 65.0 | 57.0 | 47.0 | 36.0 | 27.5 | 19.0 | 実測値 |
| ③ 内装壁の挿入損失 IL _w | | -5.0 | 4.5 | 3.5 | 6.5 | 11.0 | 8.5 | 7.0 | 6.5 | -1.5 | |
| ④ 内装天井の挿入損失 IL _c | | -8.0 | -3.5 | 1.0 | 3.5 | 4.5 | 7.5 | 14.5 | 22.5 | 21.5 | |
| ⑤ 内装床の挿入損失 IL _f | | 8.0 | 15.5 | 9.0 | 4.0 | 8.5 | 4.5 | -2.5 | -1.0 | -5.5 | |
| ⑥ 内装壁の振動レベル ① - ③ | | 84.0 | 75.5 | 72.0 | 59.5 | 50.5 | 44.5 | 36.0 | 26.0 | 17.5 | 実測値 |
| ⑦ 内装天井の振動レベル ② - ④ | | 86.5 | 80.0 | 73.5 | 61.5 | 52.5 | 39.5 | 21.5 | 5.0 | -2.5 | 実測値 |
| ⑧ 内装床の振動レベル ① - ⑤ | | 71.0 | 64.5 | 66.5 | 62.0 | 53.0 | 48.5 | 45.5 | 33.5 | 21.5 | 実測値 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|--------------------|
| ⑨ 壁の放射効率 | | -23.5 | -21.5 | -18.0 | -15.5 | -12.0 | -9.0 | -6.0 | -2.0 | -7.0 | 研究資料 No 270 による |
| ⑩ 天井の放射効率 | | -27.5 | -23.0 | -19.0 | -14.0 | -11.0 | -5.0 | -6.0 | -5.0 | -1.0 | " |
| ⑪ 床の放射効率 | | -15.0 | -13.0 | -11.0 | -8.5 | -6.5 | -3.5 | 0.0 | -1.0 | -2.0 | " |
| ⑫ 壁の放射面積 | | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | |
| ⑬ 天井の放射面積 | | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | |
| ⑭ 床の放射面積 | | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | |
| ⑮ 壁の放射音 ⑥ + ⑨ + ⑫ L _{s1, 2, 3, 4} | | 79.0 | 72.5 | 72.5 | 62.5 | 57.0 | 54.0 | 48.5 | 42.5 | 29.0 | |
| ⑯ 天井の放射音 ⑦ + ⑩ + ⑬ L _{s5} | | 75.0 | 73.0 | 70.5 | 63.5 | 57.5 | 50.5 | 31.5 | 16.0 | 12.5 | |
| ⑰ 床の放射音 ⑧ + ⑪ + ⑭ L _{s6} | | 72.0 | 67.5 | 71.5 | 69.5 | 62.5 | 61.0 | 61.5 | 48.5 | 35.5 | |
| ⑱ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | | 81.0 | 76.5 | 76.5 | 71.0 | 64.5 | 62.0 | 62.0 | 49.5 | 36.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|---------|---------|--------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑲ 吸音率 $\bar{\alpha}$ | | (0.028) | (0.054) | (0.31) | 0.2 | 0.16 | 0.16 | 0.18 | 0.19 | 0.21 | 実測値 |
| ⑳ 吸音力 A _w | | 4.4 | 8.4 | 48.3 | 31.2 | 24.9 | 24.9 | 28.0 | 29.6 | 32.7 | |
| ㉑ 吸音による損失 | | -0.5 | -3.0 | -11.0 | -9.0 | -8.0 | -8.0 | -8.5 | -8.5 | -9.0 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----------|
| ㉒ 固体音 ⑧ + ㉑ | 81.5 | 80.5 | 73.5 | 65.5 | 62.0 | 56.5 | 54.0 | 53.5 | 41.0 | 27.5 | 60.5 dB A |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----------|

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉓ 実測値 | 89.0 | 82.0 | 74.0 | 70.0 | 61.0 | 56.0 | 49.0 | 47.0 | 40.0 | 34.0 | 60 dB A |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

表 1.5.14 Bosun の固体音

| オクターブ中心周波数 (HZ) | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ① 床 Deck の振動レベル L_{vd} | 82.0 | 80.0 | 75.0 | 72.0 | 64.0 | 56.0 | 48.0 | 38.0 | 29.0 | 19.0 | 実測値 |
| ② 天井 Deck の振動レベル L_{vd} | | 80.5 | 76.5 | 67.5 | 59.0 | 54.0 | 44.0 | 34.5 | 24.0 | 9.5 | " |
| ③ 内装壁の挿入損失 IL_w | | -5.0 | -4.0 | 4.5 | 7.5 | 7.5 | 10.5 | 9.0 | 8.5 | 7.0 | |
| ④ 内装天井の挿入損失 IL_c | | -3.5 | 3.0 | -0.5 | 1.5 | 7.5 | 8.5 | 20.5 | 19.5 | 11.5 | |
| ⑤ 内装床の挿入損失 IL_p | | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 6.0 | 6.0 | 5.5 | 2.5 | 4.0 | 1.5 | |
| ⑥ 内装壁の振動レベル ① - ③ | | 85.0 | 79.0 | 67.5 | 56.5 | 48.5 | 37.5 | 29.0 | 20.5 | 12.0 | 実測値 |
| ⑦ 内装天井の振動レベル ② - ④ | | 84.0 | 73.5 | 68.0 | 57.5 | 46.5 | 35.5 | 14.0 | 4.5 | -2.0 | " |
| ⑧ 内装床の振動レベル ① - ⑤ | | 79.0 | 73.5 | 70.0 | 58.0 | 50.0 | 42.5 | 35.5 | 25.0 | 17.5 | " |

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|--------------------|
| ⑨ 壁の放射効率 | | -23.5 | -21.5 | -18.0 | -15.5 | -12.0 | -9.0 | -6.0 | -2.0 | -7.0 | 研究資料 No 270 による |
| ⑩ 天井の放射効率 | | -27.5 | -23.0 | -19.0 | -14.0 | -11.0 | -5.0 | -6.0 | -5.0 | -1.0 | " |
| ⑪ 床の放射効率 | | -15.0 | -13.0 | -11.0 | -8.5 | -6.5 | -3.5 | 0.0 | -1.0 | -2.0 | " |
| ⑫ 壁の放射面積 | | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | |
| ⑬ 天井の放射面積 | | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | |
| ⑭ 床の放射面積 | | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | |
| ⑮ 壁の放射音 ⑥ + ⑨ + ⑫ $L_{si, 2, 3, 4}$ | | 77.5 | 73.5 | 65.5 | 57.0 | 52.5 | 44.5 | 39.0 | 34.5 | 21.0 | |
| ⑯ 天井の放射音 ⑦ + ⑩ + ⑬ L_{ss} | | 67.5 | 61.5 | 60.0 | 54.5 | 46.5 | 41.5 | 19.0 | 10.5 | 8.0 | |
| ⑰ 床の放射音 ⑧ + ⑪ + ⑭ L_{se} | | 75.0 | 71.5 | 70.0 | 60.5 | 54.5 | 50.0 | 46.5 | 35.0 | 26.5 | |
| ⑱ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | | 79.5 | 76.0 | 71.5 | 63.0 | 57.0 | 51.5 | 47.0 | 38.0 | 27.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|---------|---------|--------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑲ 吸音率 $\bar{\alpha}$ | | (0.037) | (0.073) | (0.42) | 0.27 | 0.23 | 0.23 | 0.23 | 0.25 | 0.26 | 実測値 |
| ⑳ 吸音力 A_w | | 2.5 | 4.8 | 27.9 | 17.9 | 15.3 | 15.3 | 15.3 | 16.6 | 17.3 | |
| ㉑ 吸音による損失 | | 2.0 | -1.0 | -8.5 | -6.5 | -6.0 | -6.0 | -6.0 | -6.0 | -6.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉒ 固体音 ⑯ + ㉑ | 82.5 | 81.5 | 75.0 | 63.0 | 56.5 | 51.0 | 45.5 | 41.0 | 32.0 | 21.0 | 55 dB A |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉓ 実測値 | 91.0 | 80.0 | 71.0 | 63.0 | 56.0 | 50.0 | 44.0 | 40.0 | 33.0 | 29.0 | 54 dB A |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

表 1.5.15 Chief Off. の固体音

| オクターブ中心周波数 (HZ) | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|---------------------------|------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ① 床 Deck の振動レベル L_{vd} | 82.0 | 80.0 | 76.0 | 67.0 | 59.0 | 54.0 | 43.0 | 34.0 | 24.0 | 9.0 | 実測値 |
| ② 天井 Deck の振動レベル L_{vd} | | 80.0 | 70.0 | 64.0 | 59.0 | 56.5 | 47.0 | 39.0 | 25.5 | 17.5 | " |
| ③ 内装壁の挿入損失 IL_w | | -11.5 | -2.5 | -3.0 | 0.5 | 7.0 | 5.0 | 5.5 | 3.5 | -2.5 | |
| ④ 内装天井の挿入損失 IL_c | | -6.5 | -3.5 | -2.0 | 1.5 | 10.0 | 6.0 | 23.5 | 22.0 | 20.5 | |
| ⑤ 内装床の挿入損失 IL_f | | -3.0 | 3.0 | 3.0 | 2.0 | 5.5 | 5.0 | 3.0 | 0.0 | -5.0 | |
| ⑥ 内装壁の振動レベル ① - 3 | | 91.5 | 78.5 | 70.0 | 58.5 | 47.0 | 38.0 | 28.5 | 20.5 | 11.5 | 実測値 |
| ⑦ 内装天井の振動レベル ② - ④ | | 86.5 | 73.5 | 66.0 | 57.5 | 46.5 | 41.0 | 15.5 | 3.5 | -3.0 | " |
| ⑧ 内装床の振動レベル ① - ⑤ | | 83.0 | 73.0 | 64.0 | 57.0 | 48.5 | 38.0 | 31.0 | 24.0 | 14.0 | " |

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------------------|
| ⑨ 壁の放射効率 | | -23.5 | -21.5 | -18.0 | -15.5 | -12.0 | -9.0 | -6.0 | -2.0 | -7.0 | 研究資料 No 270による |
| ⑩ 天井の放射効率 | | -27.5 | -23.0 | -19.0 | -14.0 | -11.0 | -5.0 | -6.0 | -5.0 | -1.0 | " |
| ⑪ 床の放射効率 | | -15.0 | -13.0 | -11.0 | -8.5 | -6.5 | -3.5 | 0.0 | -1.0 | -2.0 | " |
| ⑫ 壁の放射面積 | | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | |
| ⑬ 天井の放射面積 | | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | |
| ⑭ 床の放射面積 | | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | 11.0 | |
| ⑮ 壁の放射音 ⑥ + ⑨ + ⑫ $L_{s1, 2, 3, 4}$ | | 84.0 | 73.0 | 68.0 | 59.0 | 51.0 | 45.0 | 38.5 | 34.5 | 20.5 | |
| ⑯ 天井の放射音 ⑦ + ⑩ + ⑬ L_{s5} | | 70.0 | 61.5 | 58.0 | 54.5 | 46.5 | 47.0 | 20.5 | 9.5 | 7.0 | |
| ⑰ 床の放射音 ⑧ + ⑪ + ⑭ L_{s6} | | 79.0 | 71.0 | 64.0 | 59.5 | 53.0 | 45.5 | 42.0 | 34.0 | 23.0 | |
| ⑱ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | | 85.5 | 75.5 | 70.0 | 63.0 | 55.5 | 50.5 | 43.5 | 37.5 | 25.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|-------|-------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑲ 吸音率 $\bar{\alpha}$ | | 0.037 | 0.073 | 0.42 | 0.27 | 0.21 | 0.19 | 0.20 | 0.20 | 0.21 | 実測値 |
| ⑳ 吸音力 A_w | | 2.4 | 4.8 | 27.9 | 17.9 | 13.9 | 12.6 | 13.3 | 13.3 | 13.9 | |
| ㉑ 吸音による損失 | | 2.0 | -1.0 | -8.5 | -6.5 | -5.5 | -5.0 | -5.0 | -5.0 | -5.5 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉒ 固体音 ⑯ + ㉑ | 87.5 | 87.5 | 74.5 | 61.5 | 56.5 | 50.0 | 45.5 | 38.5 | 32.5 | 19.5 | 55 dB A |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| ㉓ 実測値 | 95.0 | 84.0 | 71.0 | 64.0 | 58.0 | 50.0 | 44.0 | 38.0 | 33.0 | 25.0 | 55 dB A |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|

表 1.5.16 Capt. Day Room の固体音

| オクターブ中心周波数 (HZ) | O.A | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K | 備 考 |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ① 床 Deck の振動レベル L_{vd} | 85.0 | 81.0 | 82.0 | 73.5 | 62.5 | 54.5 | 45.5 | 40.5 | 24.5 | 16.5 | 実測値 |
| ② 天井 Deck の振動レベル L_{vd} | | 81.0 | 71.0 | 68.0 | 58.5 | 48.0 | 40.5 | 25.5 | 19.5 | 8.0 | " |
| ③ 内装壁の挿入損失 IL_w | | -8.0 | -1.0 | 0.0 | 4.5 | 6.0 | 6.0 | 14.5 | 10.0 | 12.5 | |
| ④ 内装天井の挿入損失 IL_c | | -2.5 | -9.5 | -6.0 | 0.5 | -6.0 | 3.5 | 12.5 | 18.0 | 10.5 | |
| ⑤ 内装床の挿入損失 II_F | | 8.0 | 20.0 | 22.0 | 21.5 | 22.0 | 25.0 | 28.0 | 16.0 | 19.0 | |
| ⑥ 内装壁の振動レベル ① - ③ | | 89.0 | 83.0 | 73.5 | 58.0 | 48.5 | 39.5 | 26.0 | 14.5 | 4.0 | 実測値 |
| ⑦ 内装天井の振動レベル ② - ④ | | 83.5 | 80.5 | 74.0 | 58.0 | 54.0 | 37.0 | 13.0 | 1.5 | -2.5 | " |
| ⑧ 内装床の振動レベル ① - ⑤ | | 73.0 | 62.0 | 51.5 | 41.0 | 32.5 | 20.5 | 12.5 | 8.5 | -2.5 | " |

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------------------|
| ⑨ 壁の放射効率 | | -23.5 | -21.5 | -18.0 | -15.5 | -12.0 | -9.0 | -6.0 | -2.0 | -7.0 | 研究資料 No 270による |
| ⑩ 天井の放射効率 | | -27.5 | -23.0 | -19.0 | -14.0 | -11.0 | -5.0 | -6.0 | -5.0 | -1.0 | " |
| ⑪ 床の放射効率 | | -15.0 | -13.0 | -11.0 | -8.5 | -6.5 | -3.5 | 0.0 | -1.0 | -2.0 | " |
| ⑫ 壁の放射面積 | | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | |
| ⑬ 天井の放射面積 | | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | |
| ⑭ 床の放射面積 | | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | 13.0 | |
| ⑮ 壁の放射音 ⑥ + ⑨ + ⑫ $L_{s1, 2, 3, 4}$ | | 82.5 | 78.5 | 72.5 | 59.5 | 53.5 | 47.5 | 37.0 | 29.5 | 14.0 | |
| ⑯ 天井の放射音 ⑦ + ⑩ + ⑬ L_{s5} | | 69.0 | 70.5 | 68.0 | 57.0 | 56.0 | 45.0 | 20.0 | 9.5 | 9.5 | |
| ⑰ 床の放射音 ⑧ + ⑪ + ⑭ L_{s6} | | 71.0 | 62.0 | 53.5 | 45.5 | 39.0 | 30.0 | 25.5 | 20.5 | 8.5 | |
| ⑲ 放射音 $\sum_{i=1}^6 L_{si}$ | | 83.0 | 79.0 | 74.0 | 61.5 | 58.0 | 49.5 | 37.5 | 30.0 | 16.0 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ⑲ 吸音率 $\bar{\alpha}$ | | 0.036 | 0.07 | 0.4 | 0.26 | 0.26 | 0.22 | 0.22 | 0.24 | 0.27 | 実測値 |
| ⑳ 吸音力 A_w | | 3.2 | 6.2 | 35.6 | 23.2 | 23.2 | 19.6 | 19.6 | 21.4 | 24.0 | |
| ㉑ 吸音による損失 | | 1.0 | -2.0 | -9.5 | -7.5 | -7.5 | -7.0 | -7.0 | -7.5 | -8.0 | |

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|----------|
| ㉒ 固体音 ⑯ + ㉑ | 85.0 | 84.0 | 77.0 | 64.5 | 54.0 | 50.5 | 42.5 | 30.5 | 22.5 | 8.0 | 55.5 dBA |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|----------|

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------|
| ㉓ 実測値 | 85.0 | 82.0 | 72.0 | 66.0 | 59.0 | 53.0 | 49.0 | 45.0 | 35.0 | 26.0 | 56 dBA |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------|

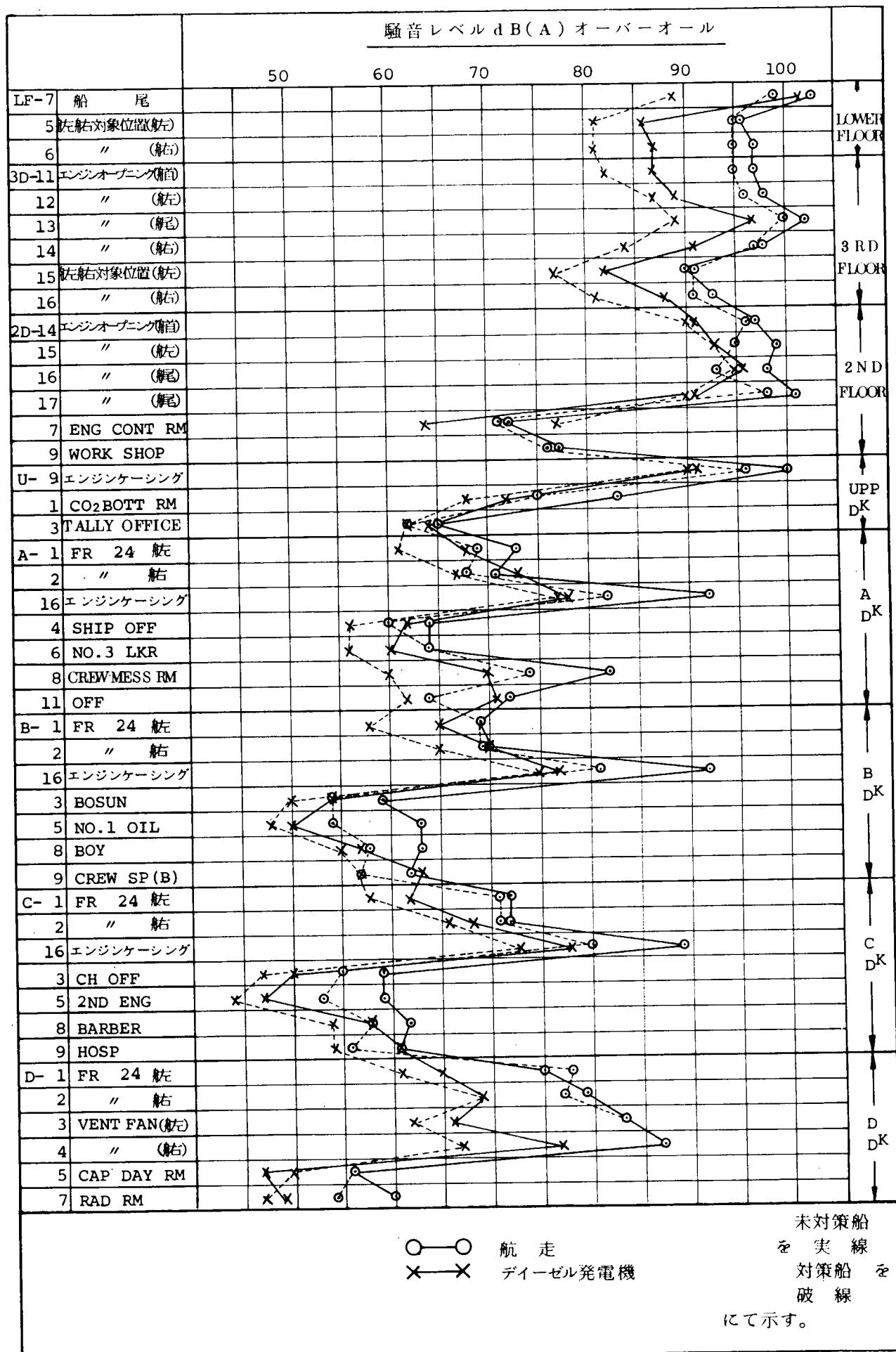


図 1.5.1 各デッキ代表点の騒音レベル

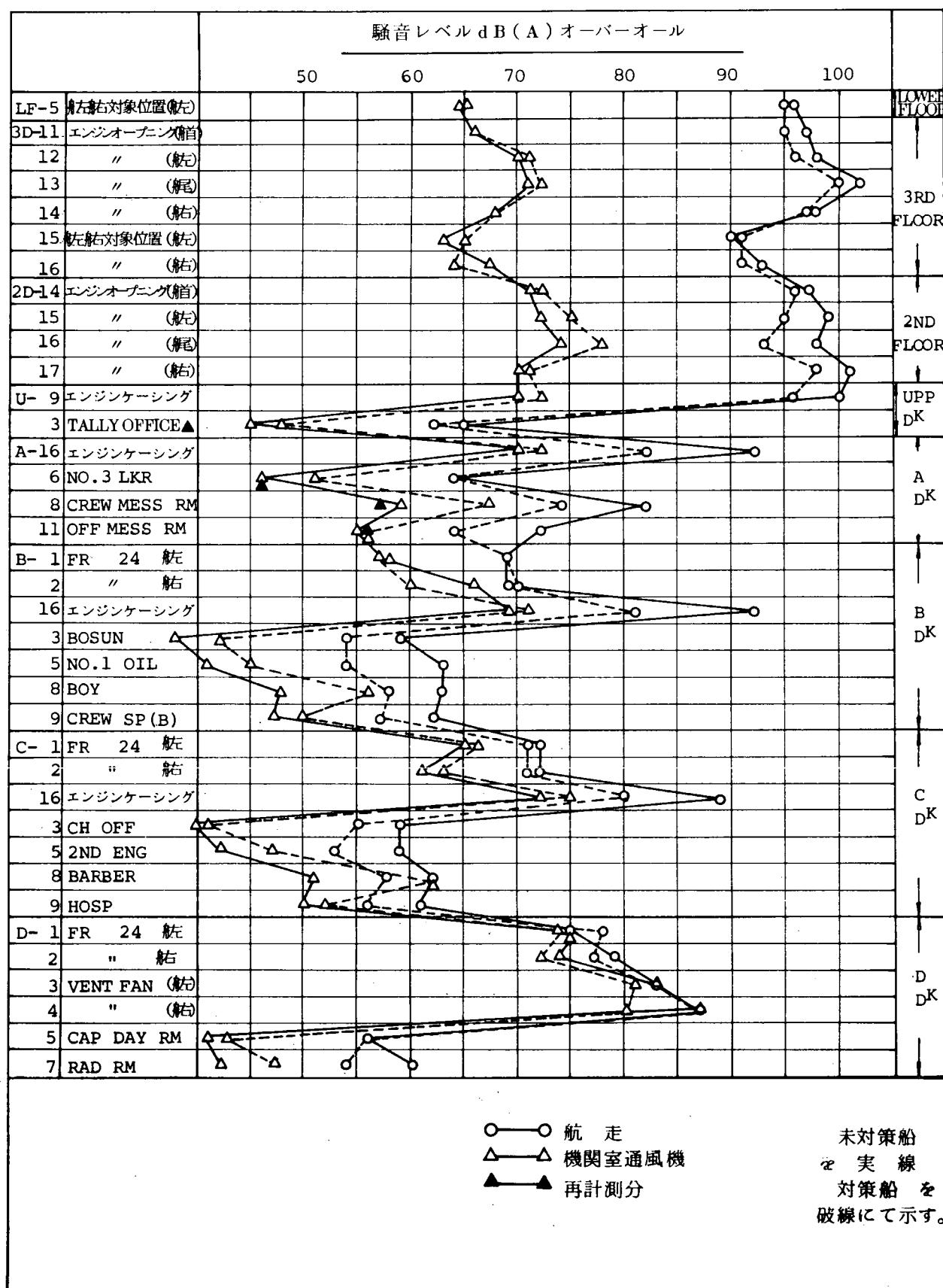


図 1.5.2 各デッキ代表点の騒音レベル

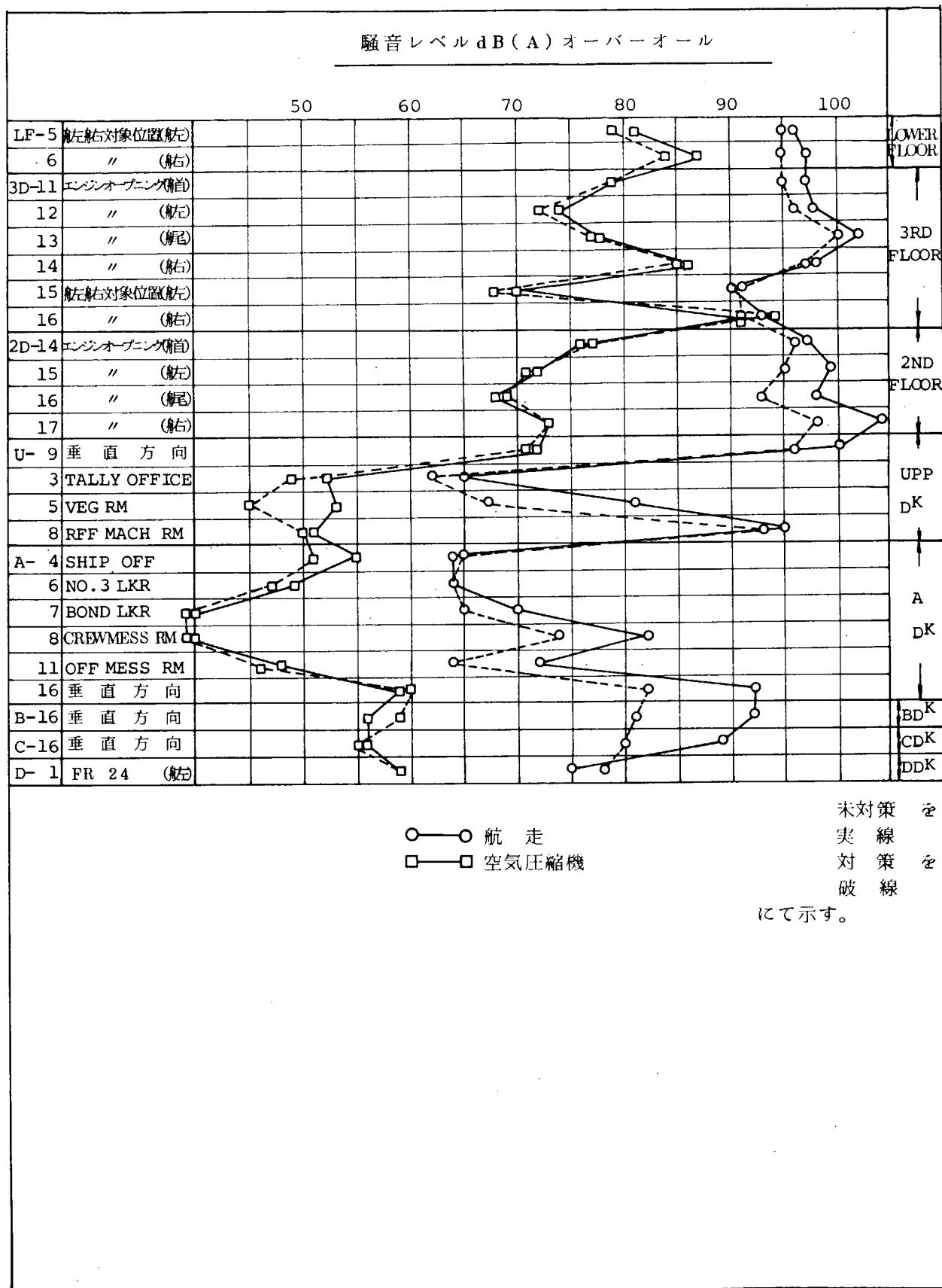


図 1.5.3 各デッキ代表点の騒音レベル

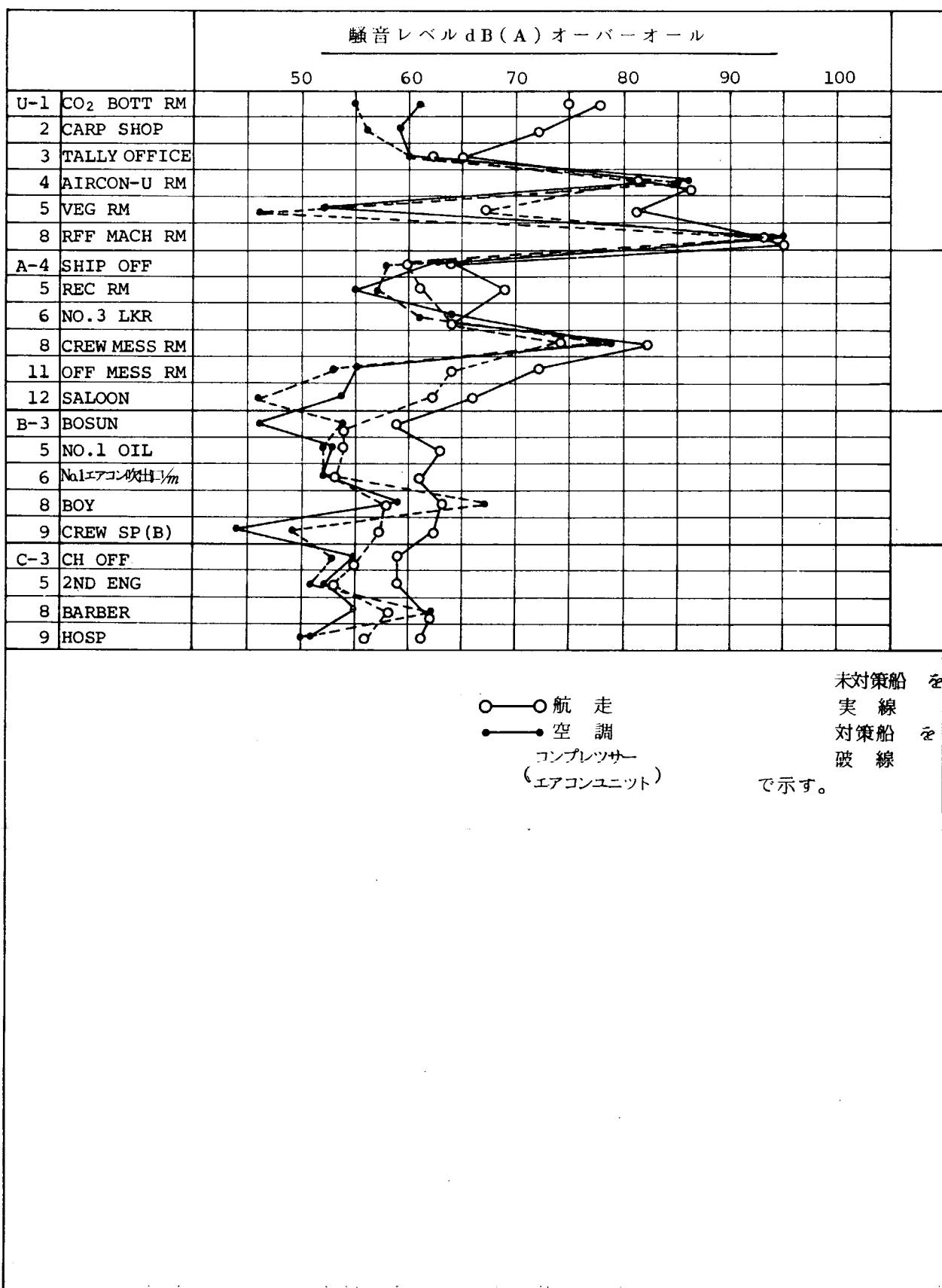


図 1.5.4 各デッキ代表点の騒音レベル

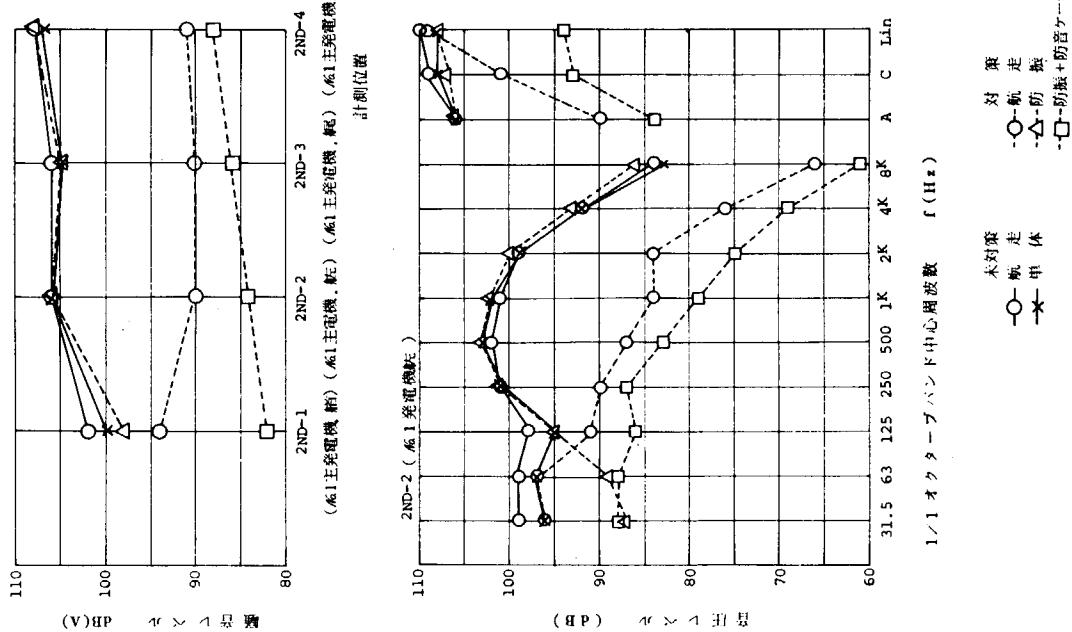


図 1.5.5 ディーゼル発電機側騒音

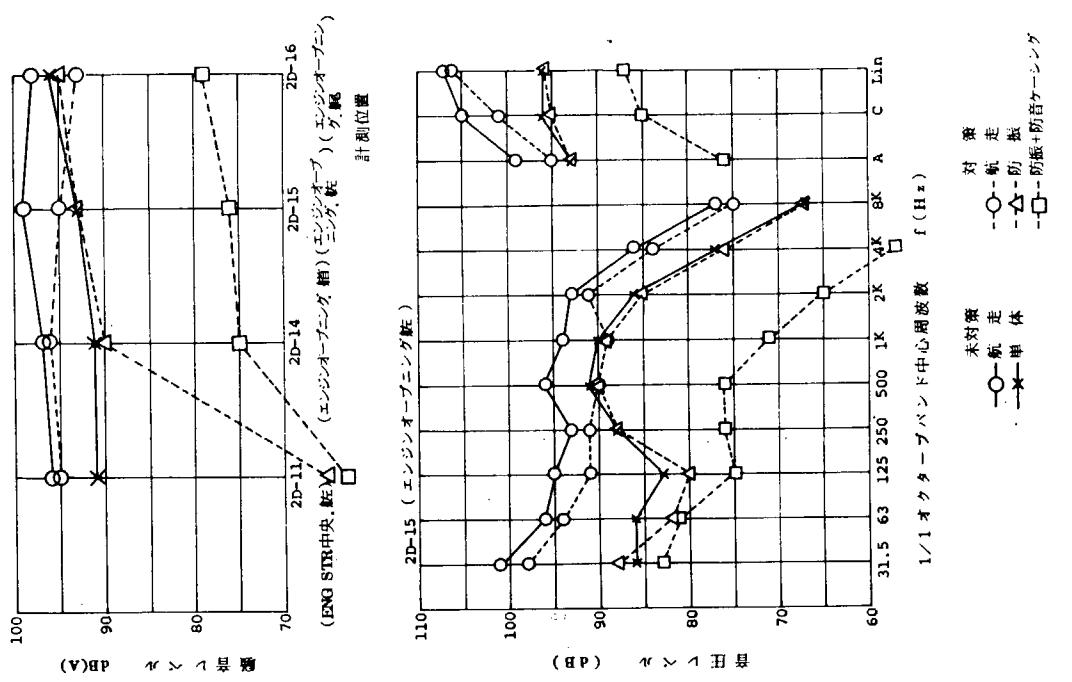


図 1.5.6 ディーゼル発電機運転時のエンジンオーバーニングの騒音

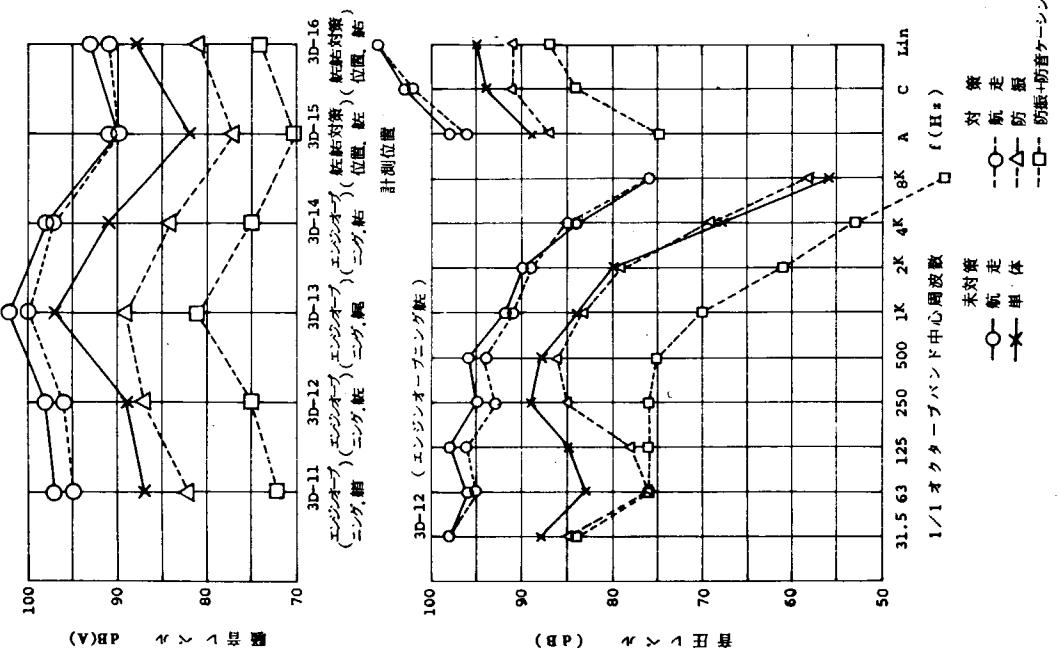


図 1.5.7 ディーゼル発電機運転時の 3 RD FL の騒音

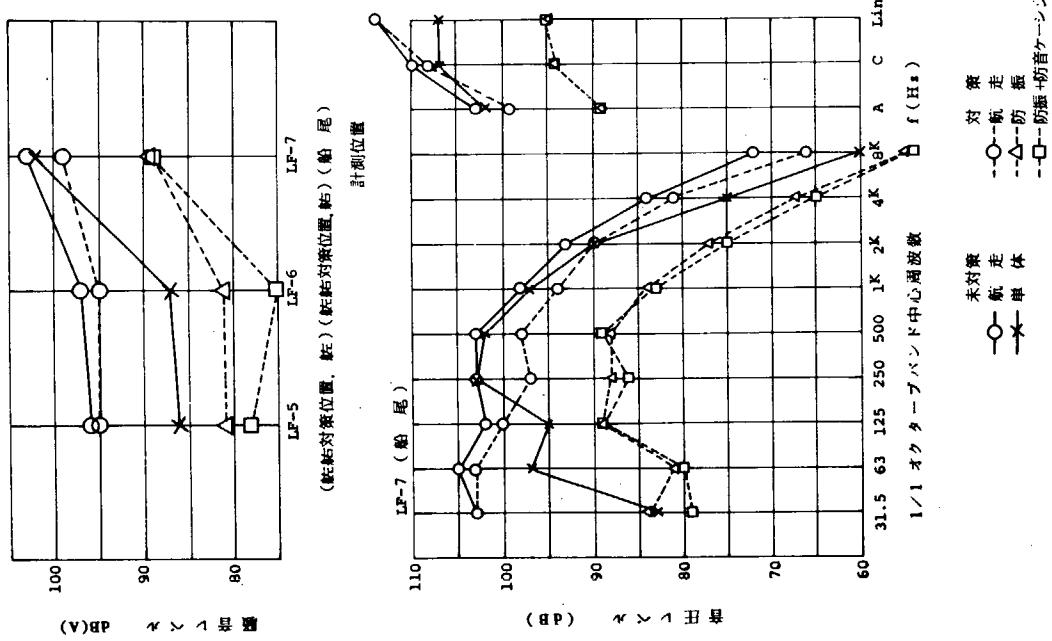


図 1.5.8 ディーゼル発電機運転時の LOWER-FL の騒音

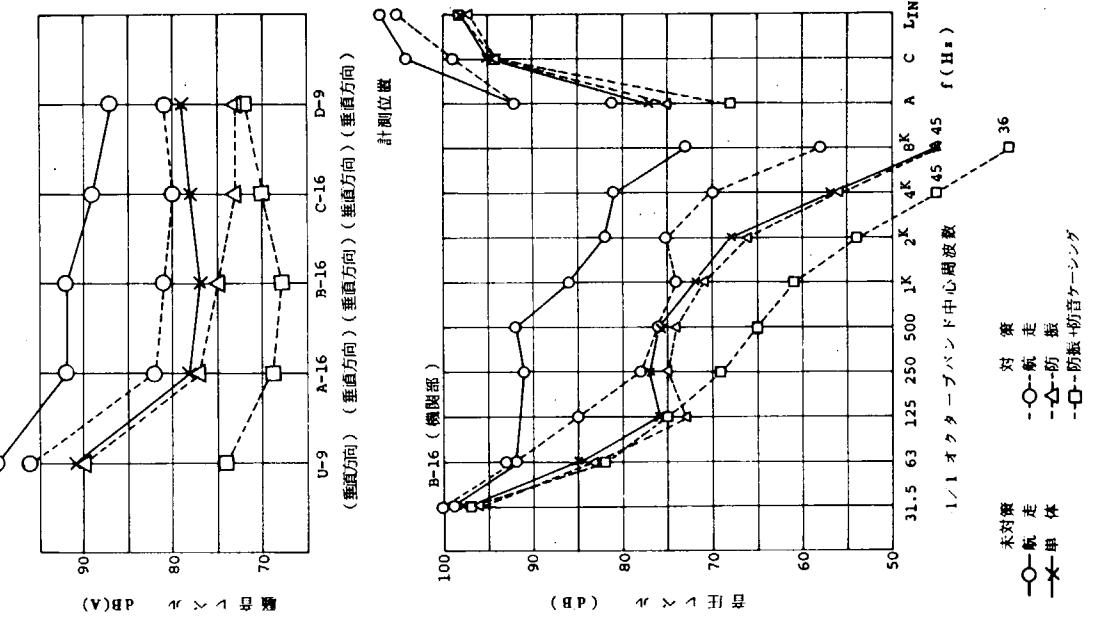


図 1.5.9 ディーゼル発電機運転時のエンジンケーシング内の騒音

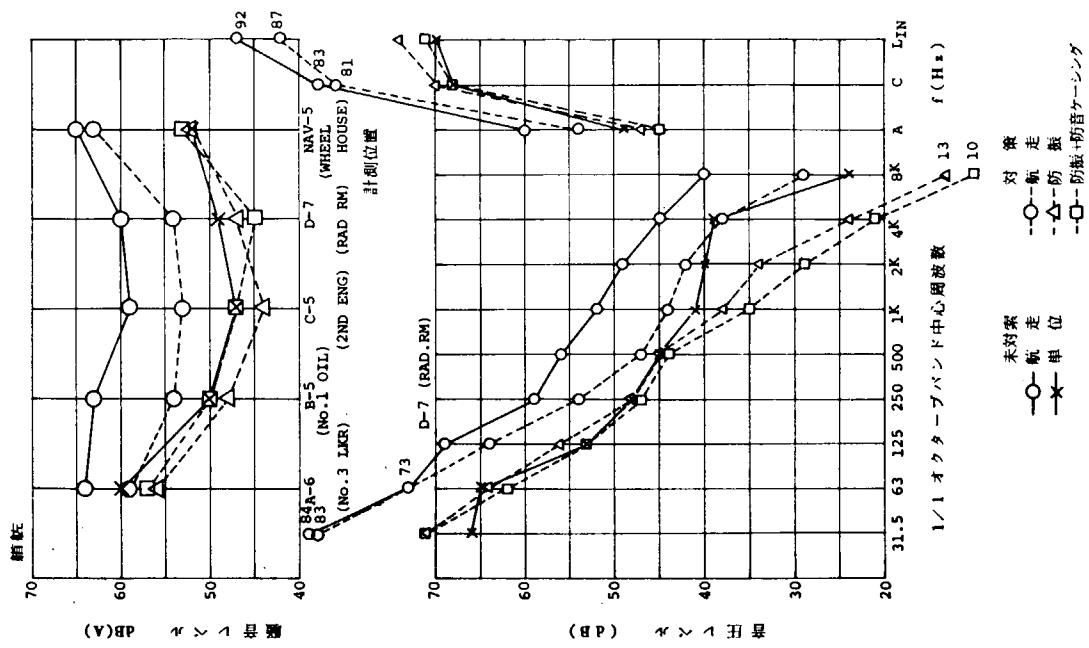


図 1.5.10 ディーゼル発電機運転時の船左舷側居室の騒音

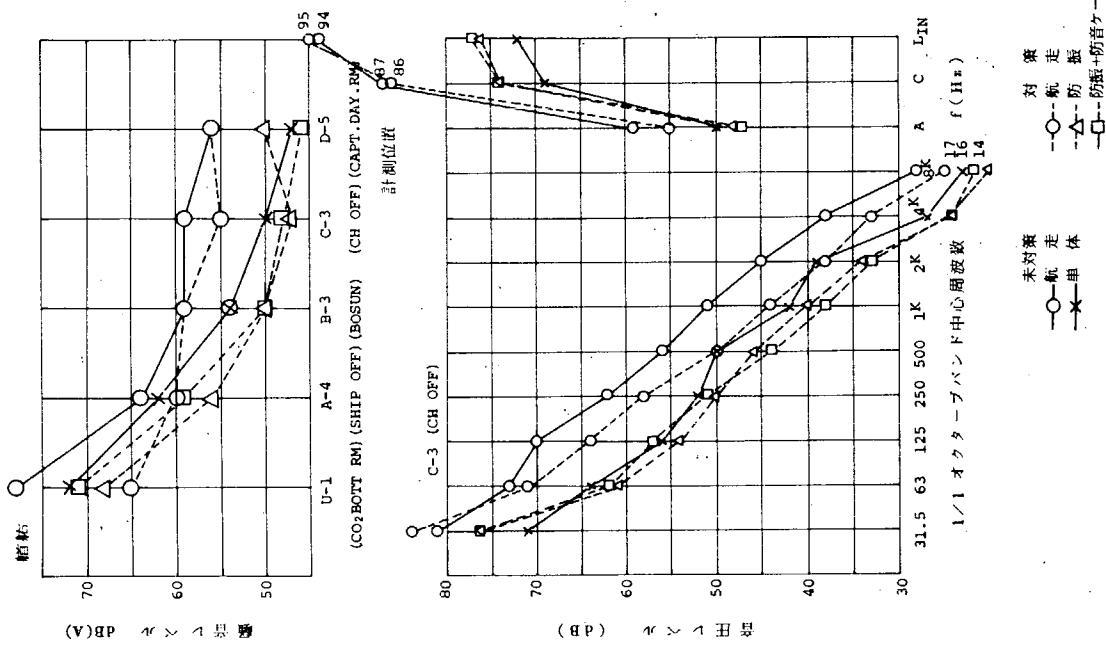


図 1.5.11 ディーゼル発電機運転時の船右舷側居室の騒音

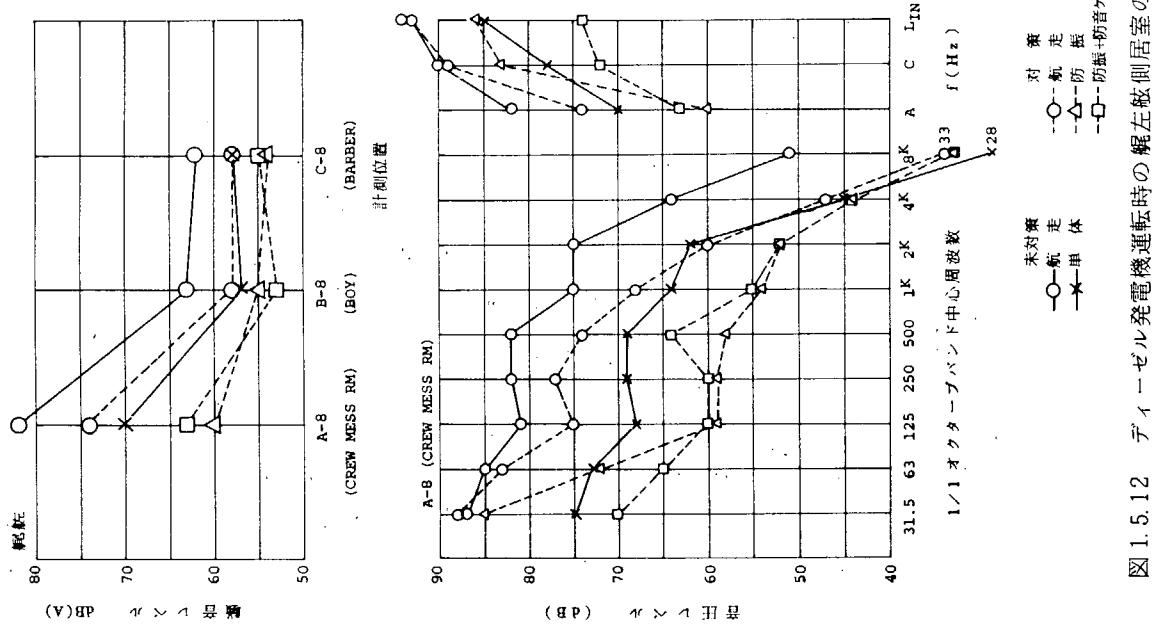


図 1.5.12 ディーゼル発電機運転時の船左舷側居室の騒音

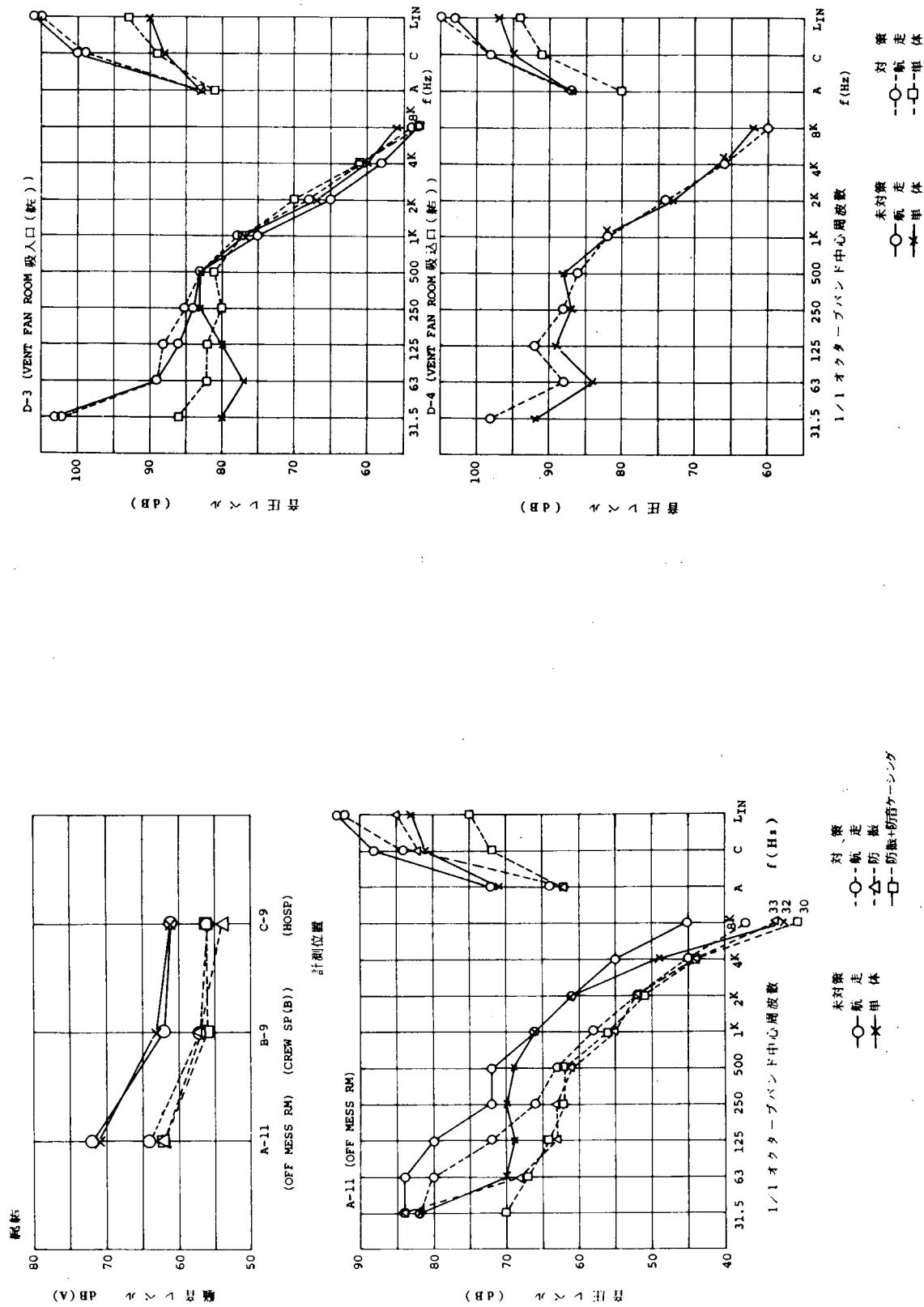


図 1.5.13 ディーゼル発電機運転時の艤右舷側居室の騒音

図 1.5.14 機関室通風機の騒音

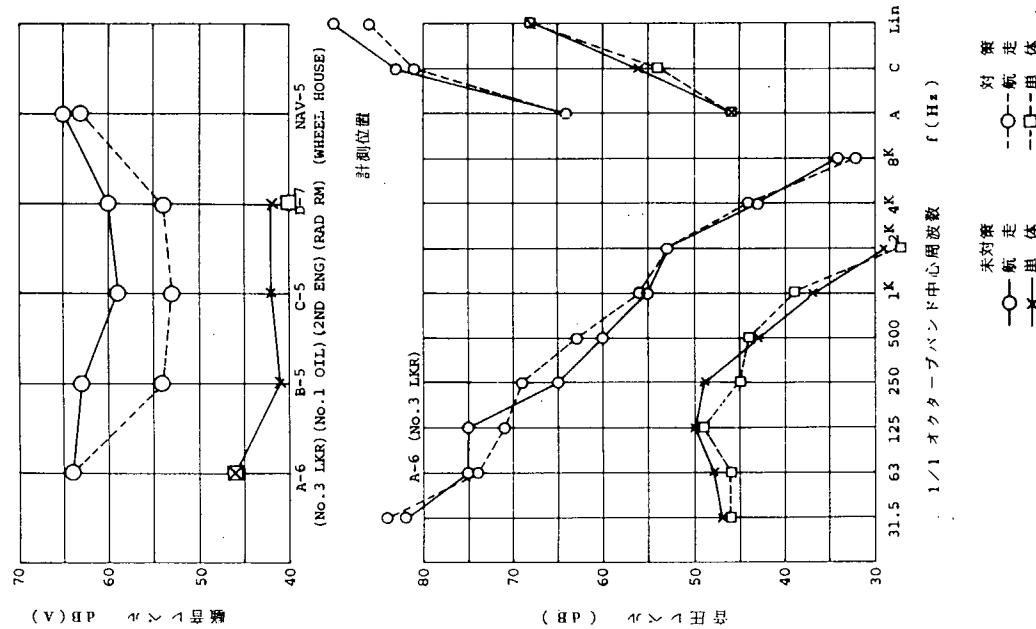
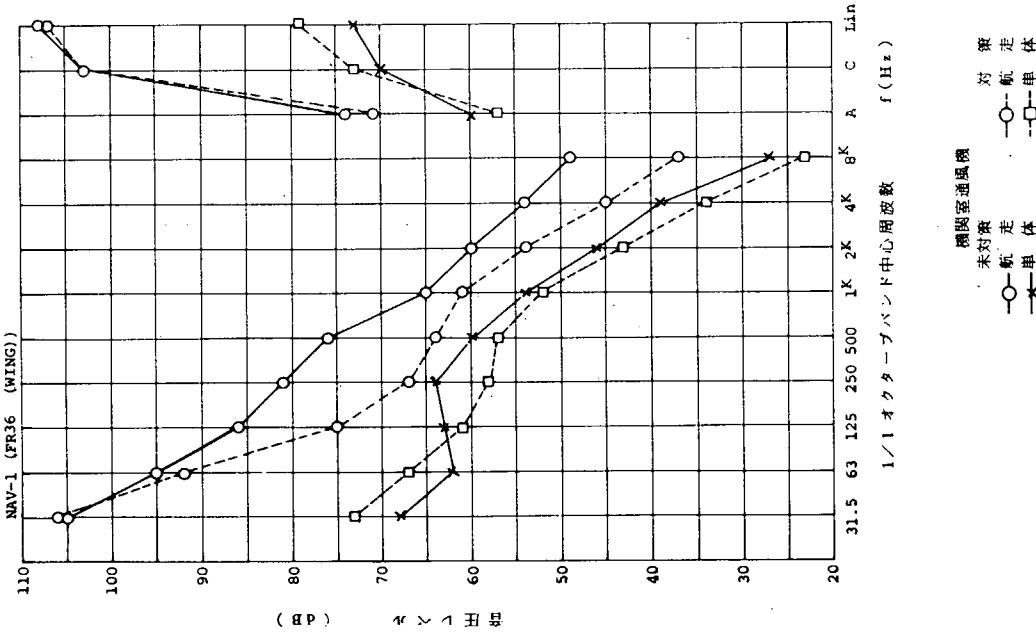


図 1.5.15 機関室通風機運転時の騒音

図 1.5.16 機関室通風機運転時の船左舷側居室の騒音

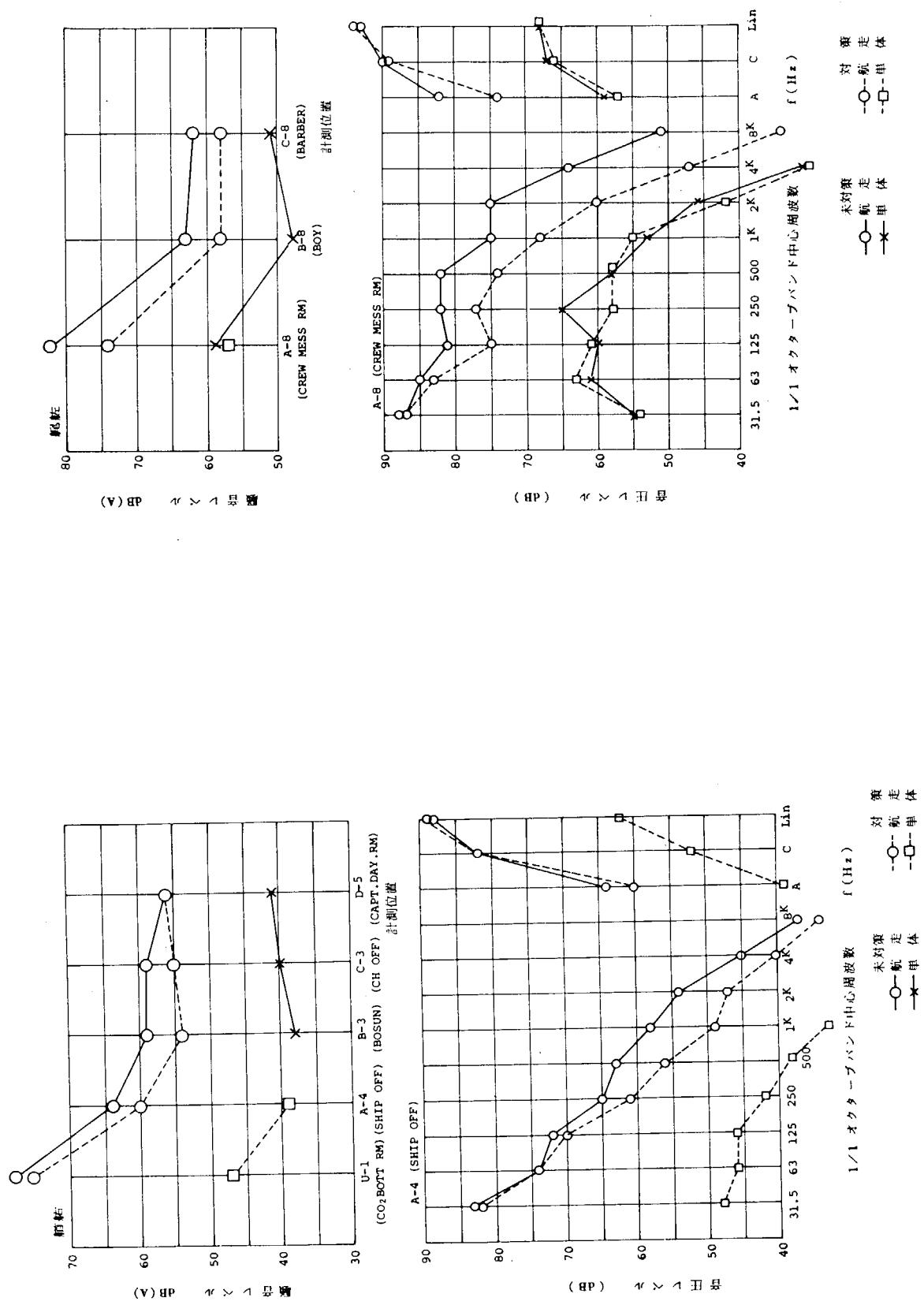


図 1.5.17 機関室通風機運転時の船右舷側居室の騒音
図 1.5.18 機関室通風機運転時の船左舷側居室の騒音

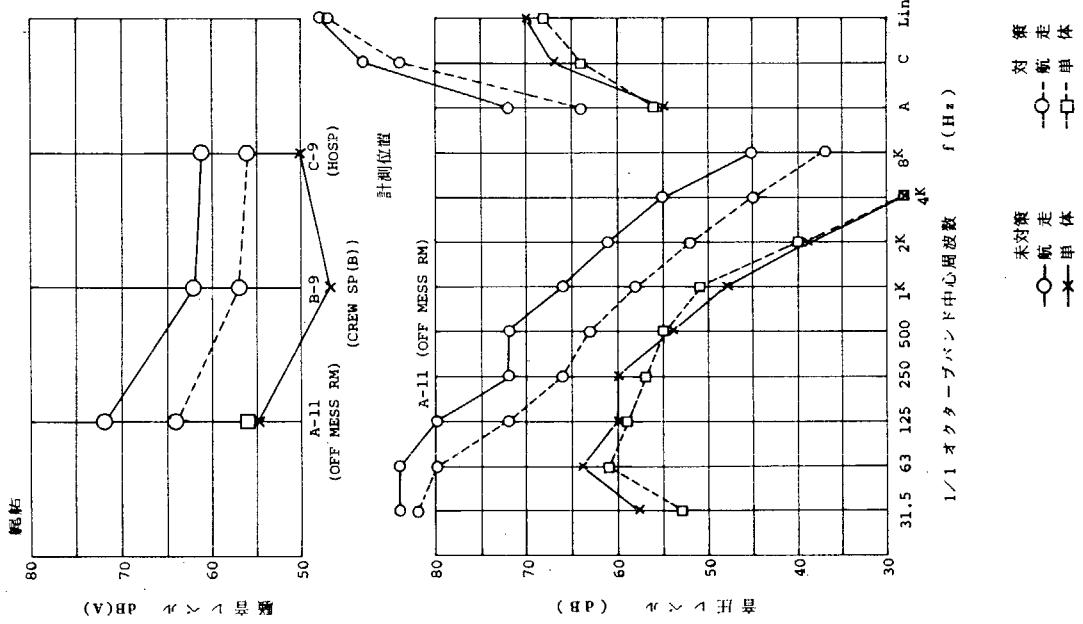


図 1.5.19 機関室通風機運転時の船右舷側居室の騒音

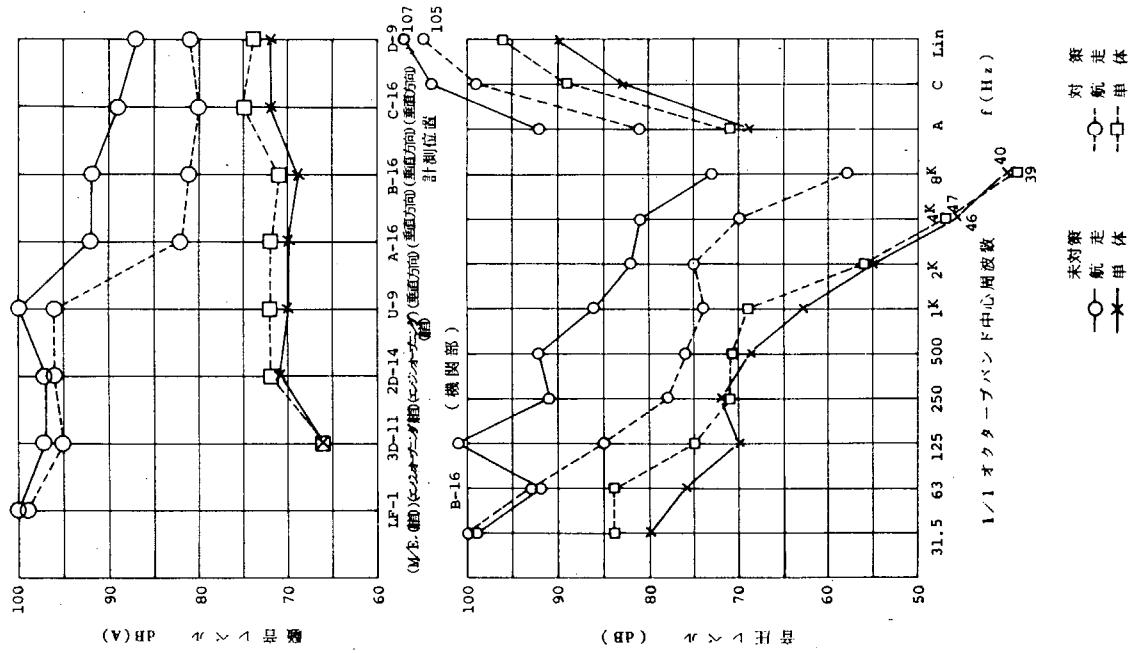


図 1.5.20 機関室通風機運転時のエンジンオーパニシングの騒音

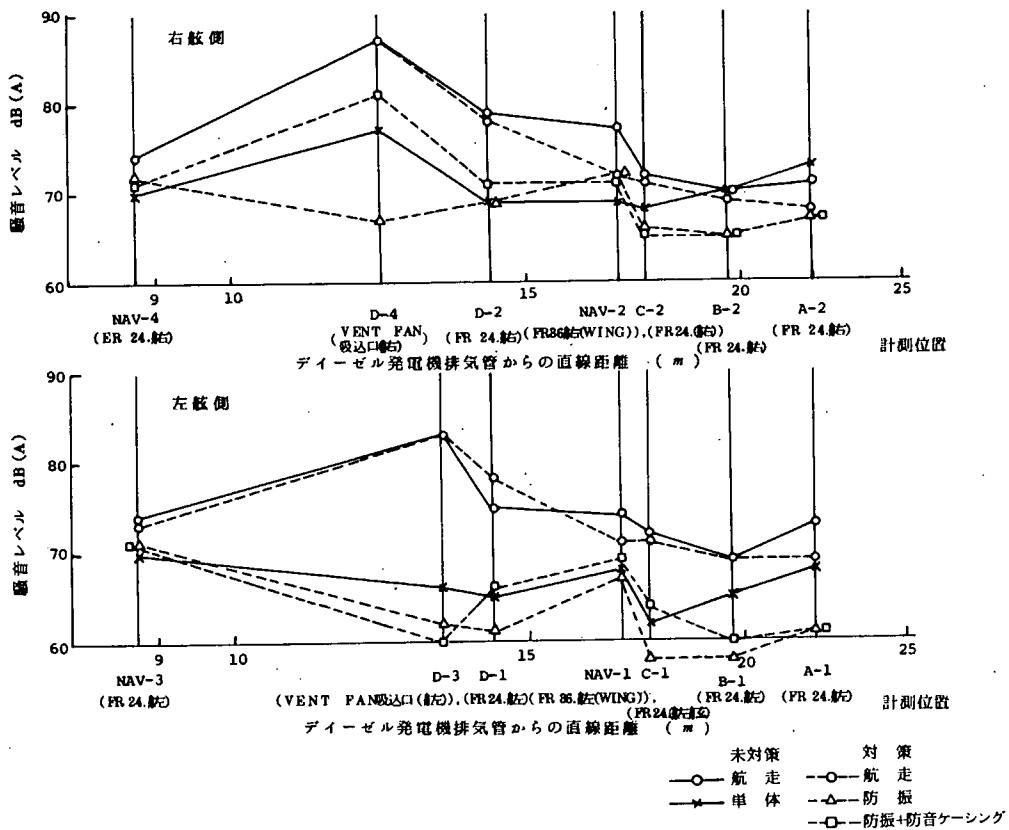


図 1.5.21 ディーゼル発電機運転時の排気管からの騒音伝搬

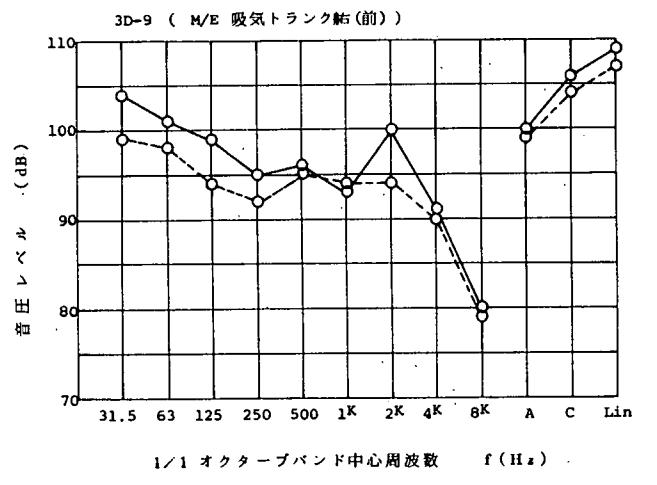


図 1.5.22 航走中における過給機ダクト近傍の騒音

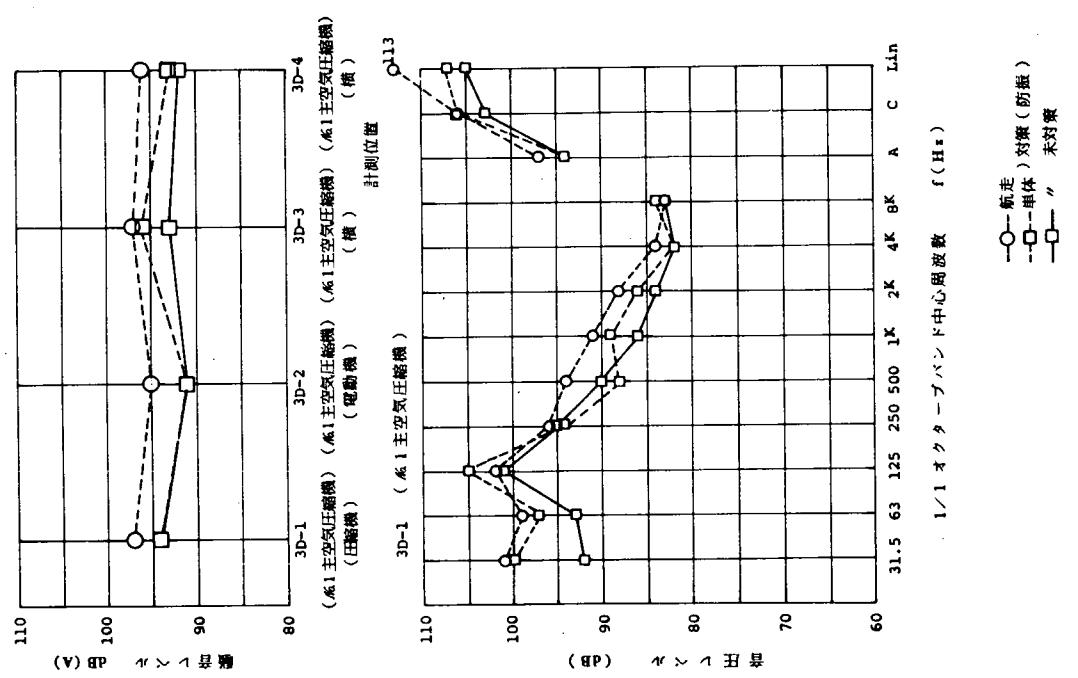


図 1.5.23 空気圧縮機機側の騒音

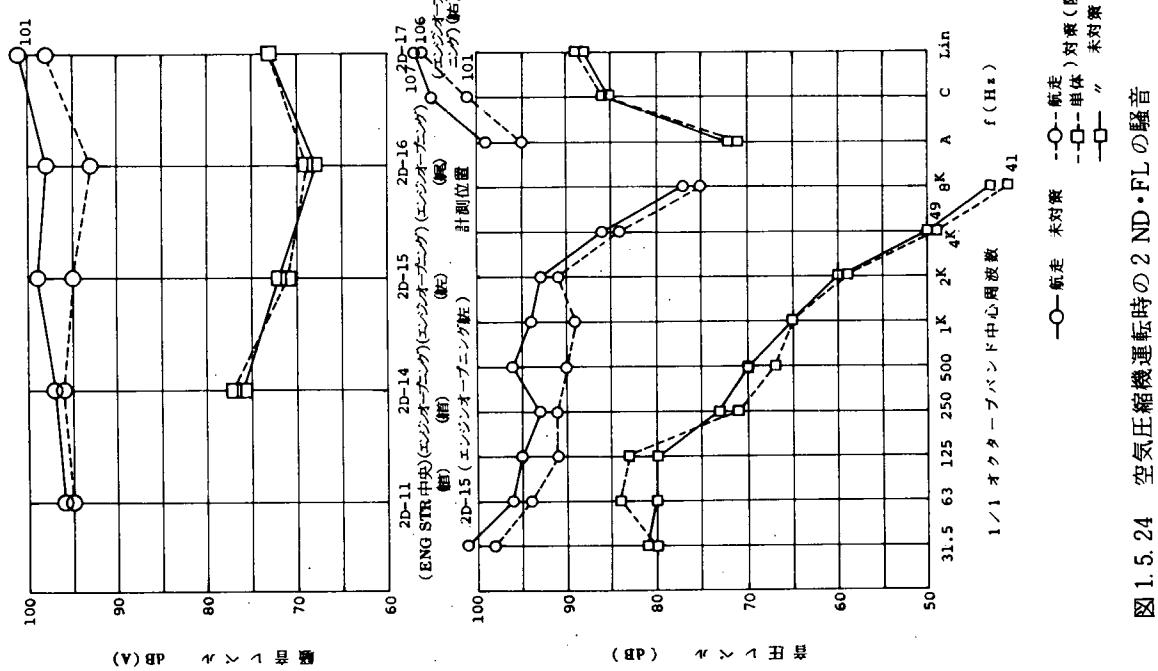


図 1.5.24 空気圧縮機運転時の 2 ND・FL の騒音

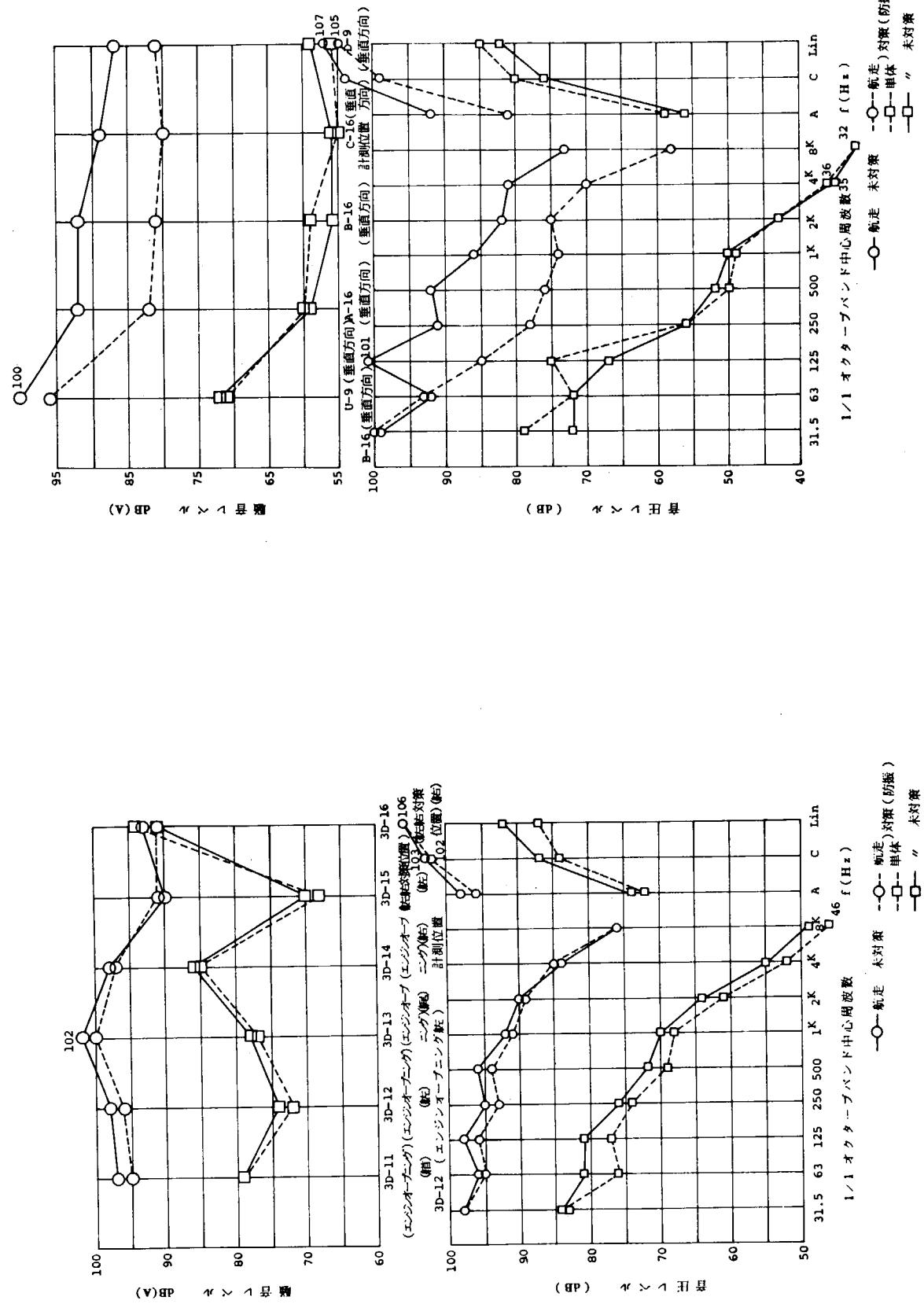
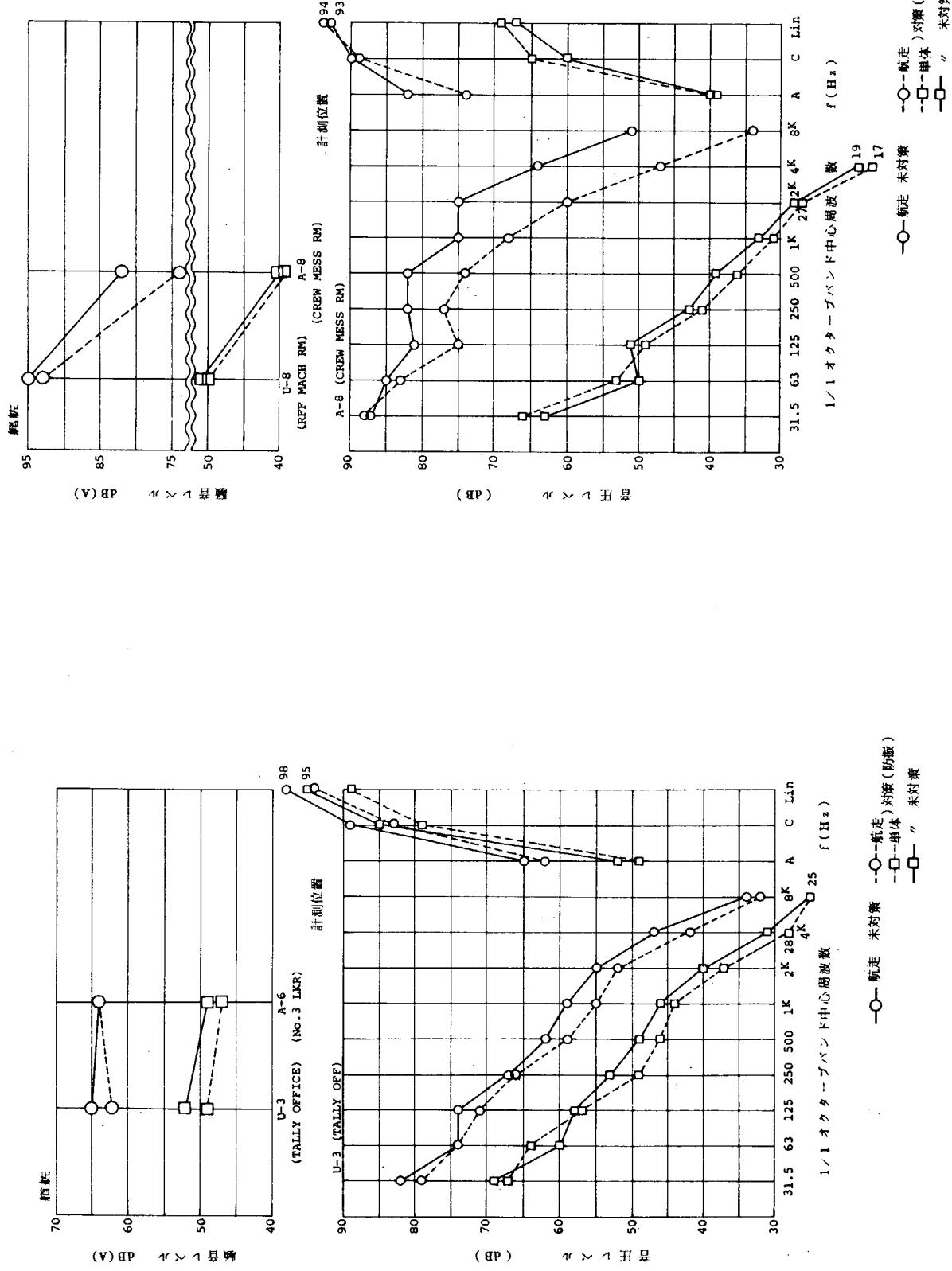


図 1.5.25 空気圧縮機運転時のエンジンオーバーニングの騒音

図 1.5.26 空気圧縮機運転時のエンジンケーシングの騒音



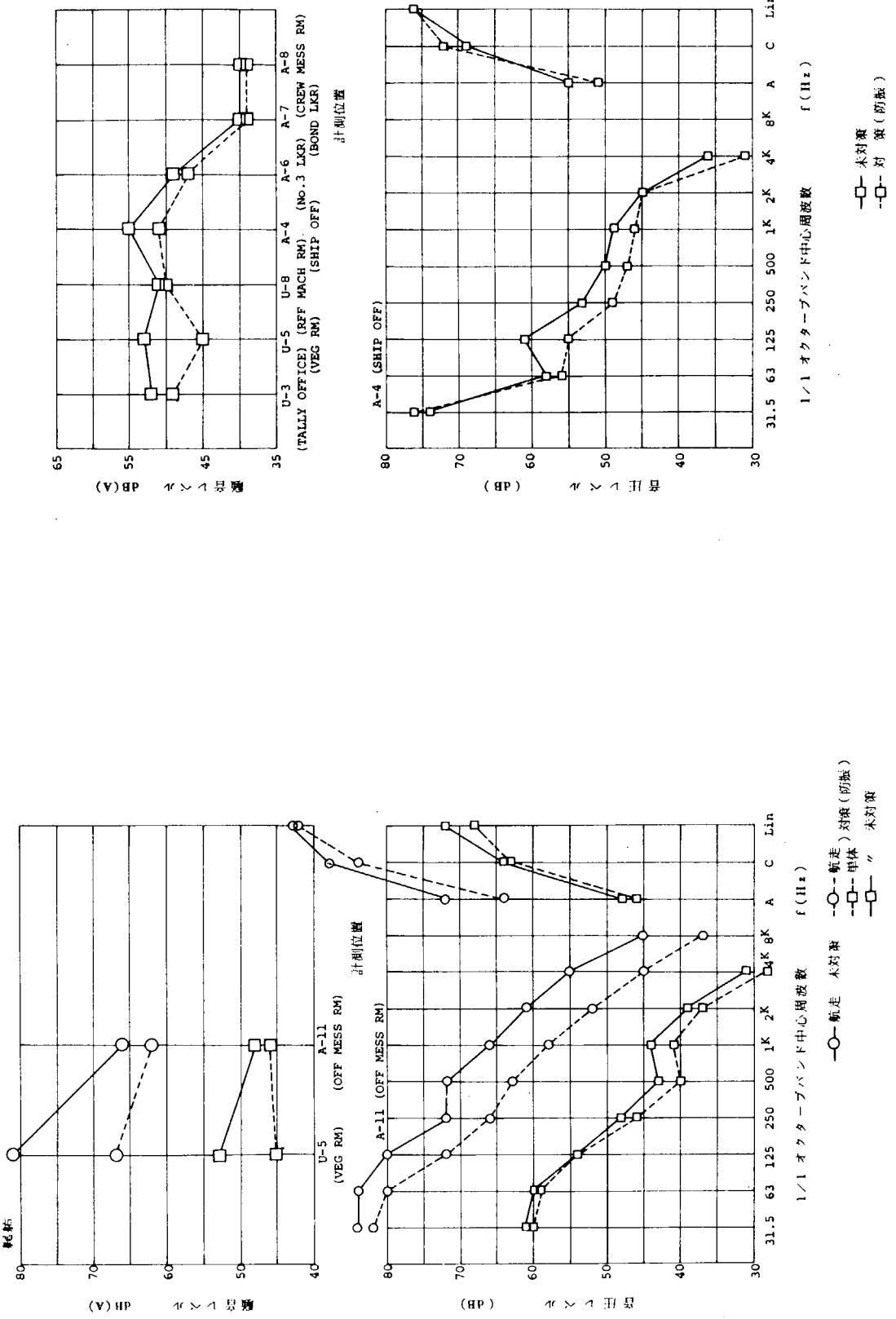


図 1.5.29 空気圧縮機運転時の船右舷側居室の騒音

図 1.5.30 空気圧縮機運転時の居室の騒音

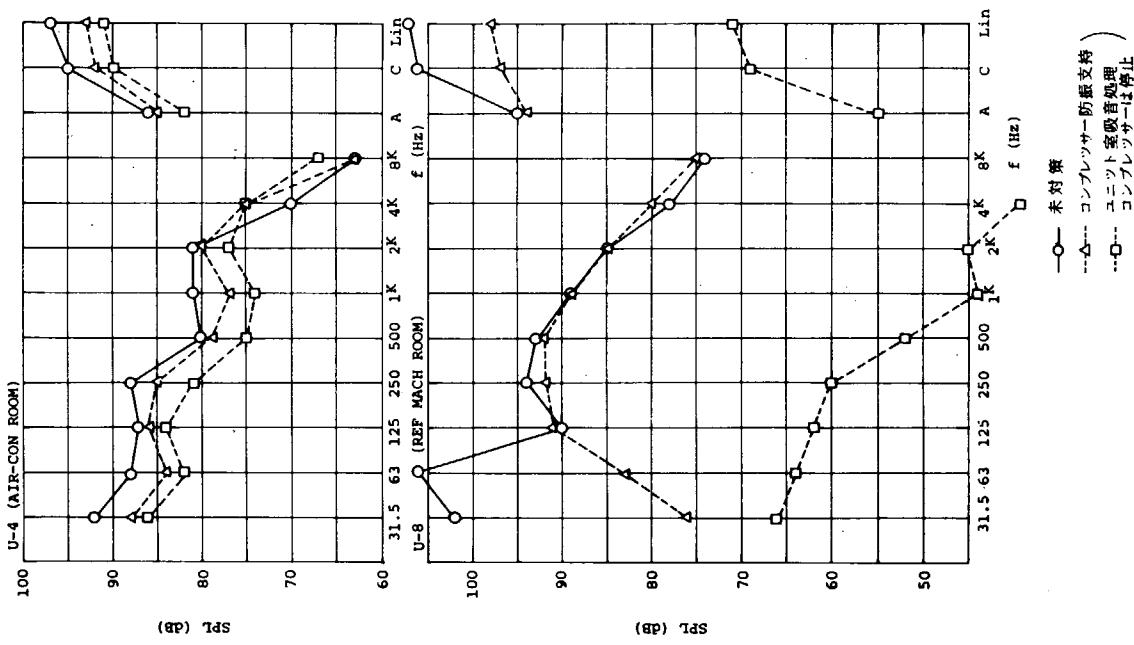


図 1.5.32 空調機機側の騒音スペクトル

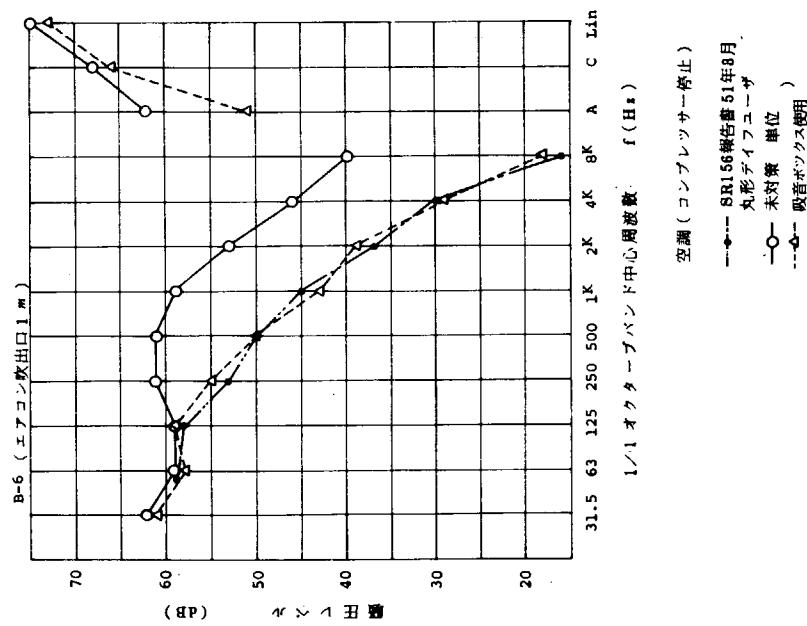


図 1.5.31 空調機運転時のエアコン吹出口の騒音

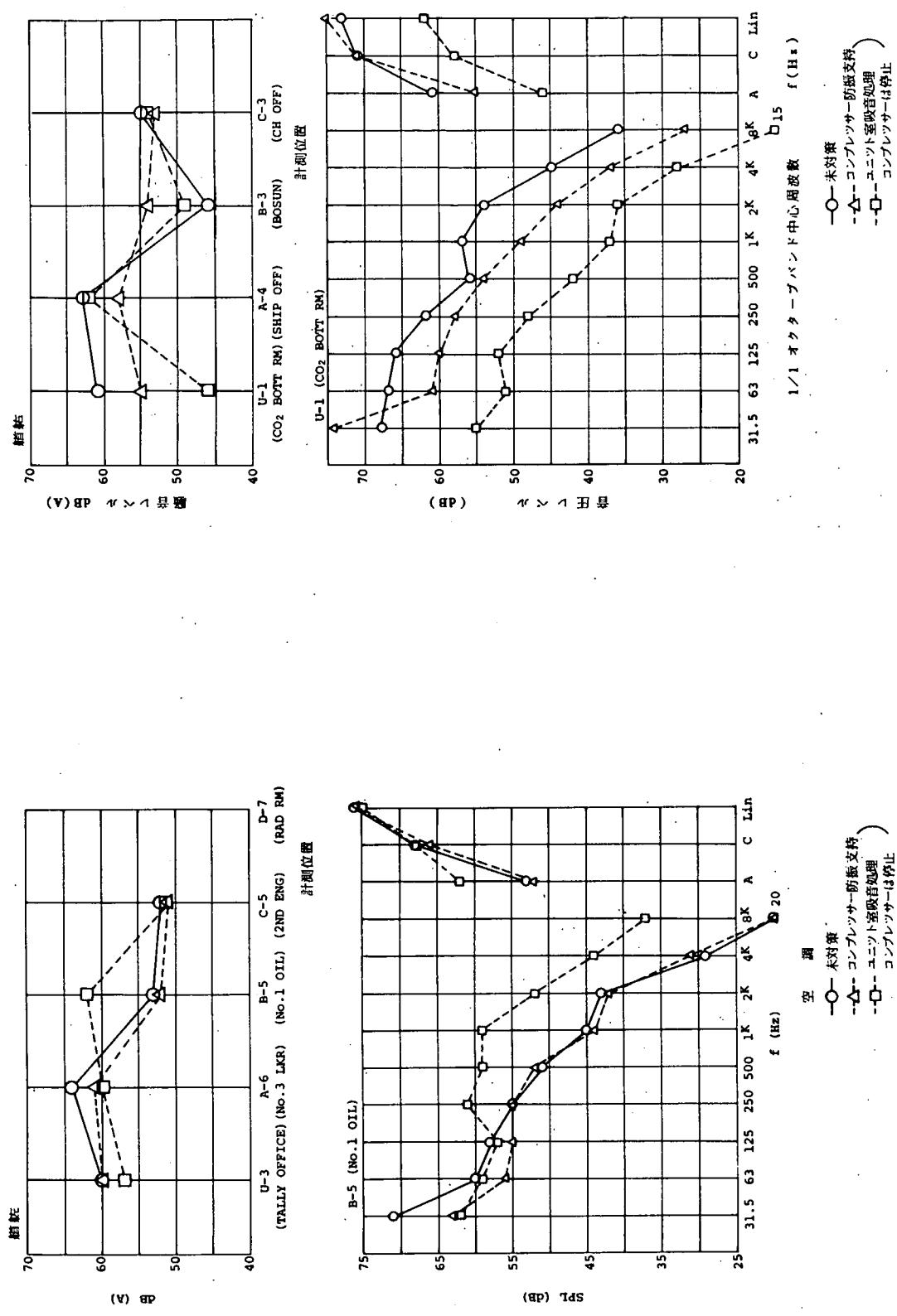
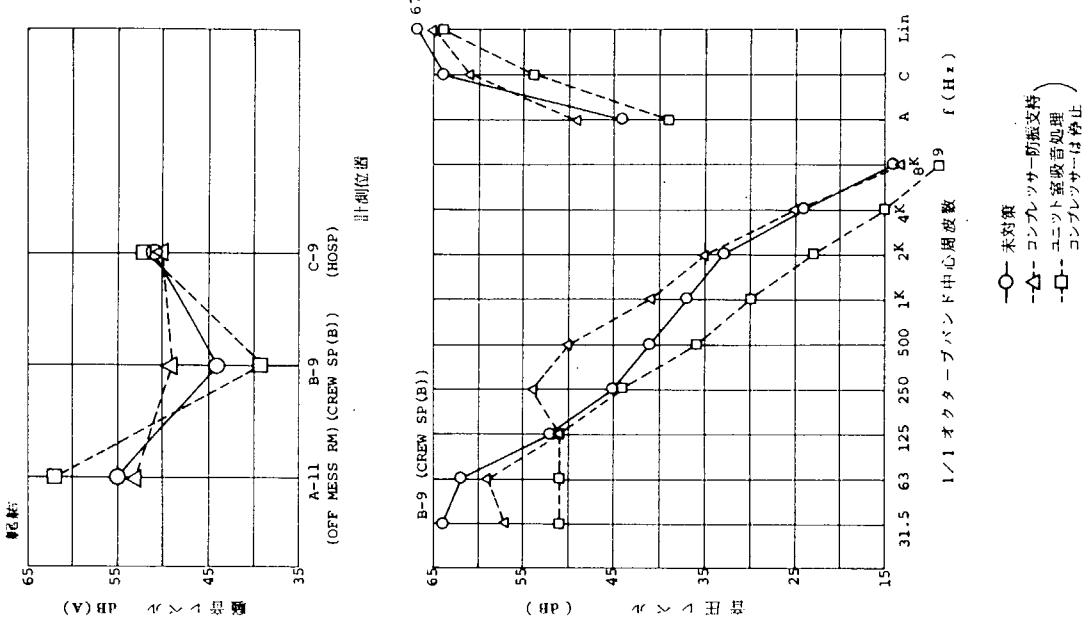
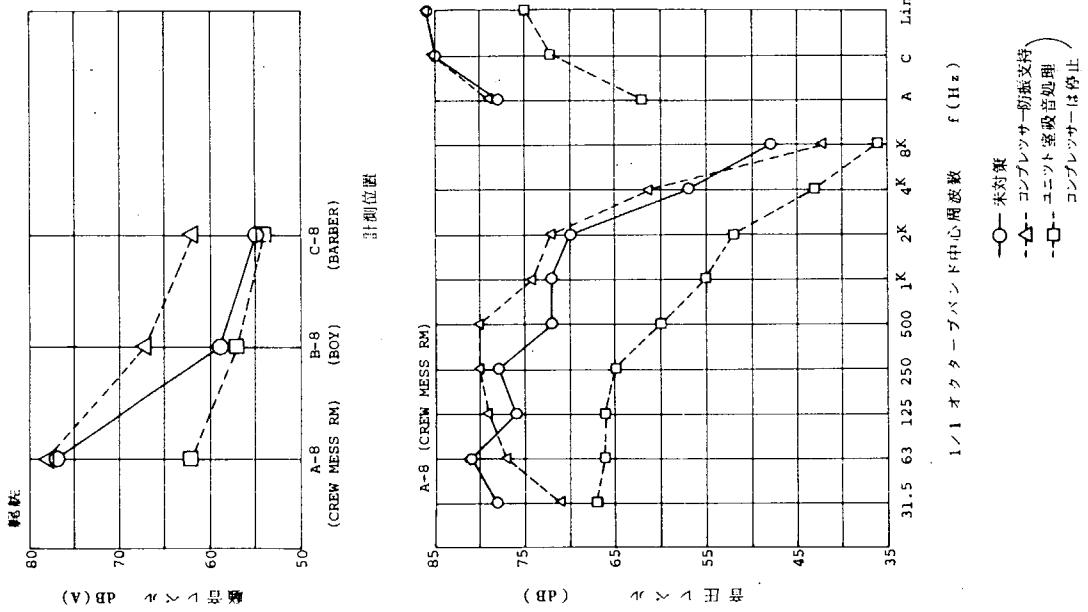


図 1.5.33 空調機運転時の船左舷側居室の騒音

図 1.5.34 空調機運転時の船右舷側居室の騒音



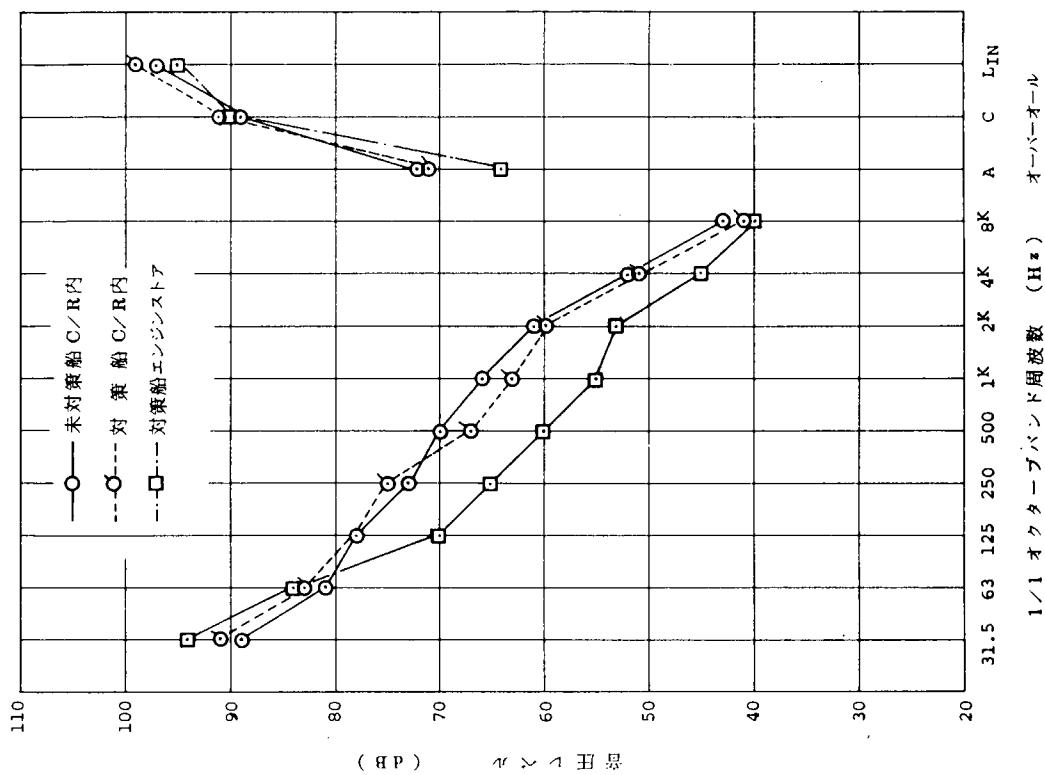


図 1.5.38 コントロール・ルームとエンジンストアの騒音比較

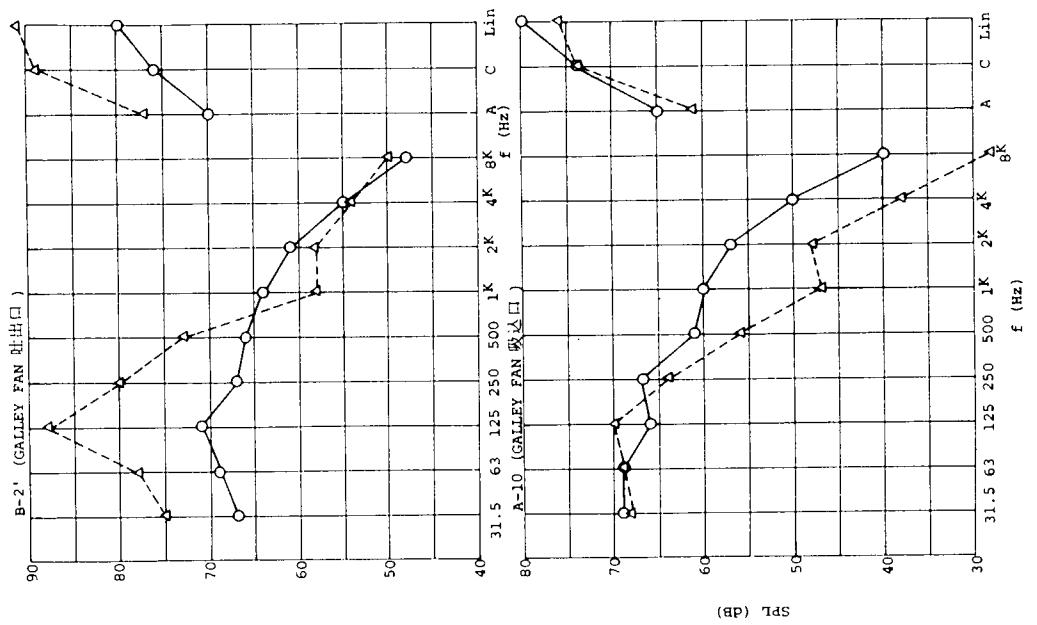


図 1.5.37 GALLEY FAN 連転時の吸込口、吐出口の騒音スペクトル

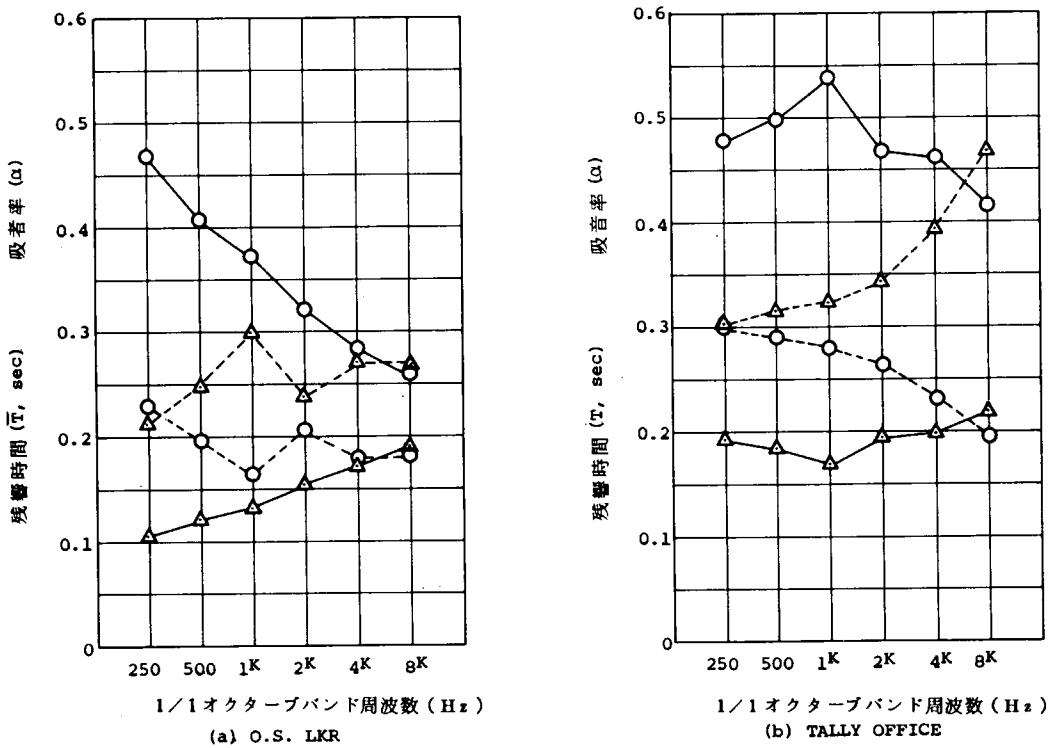


図 1.5.39 居室の防音仕様グレードアップによる室内平均吸音率の変化

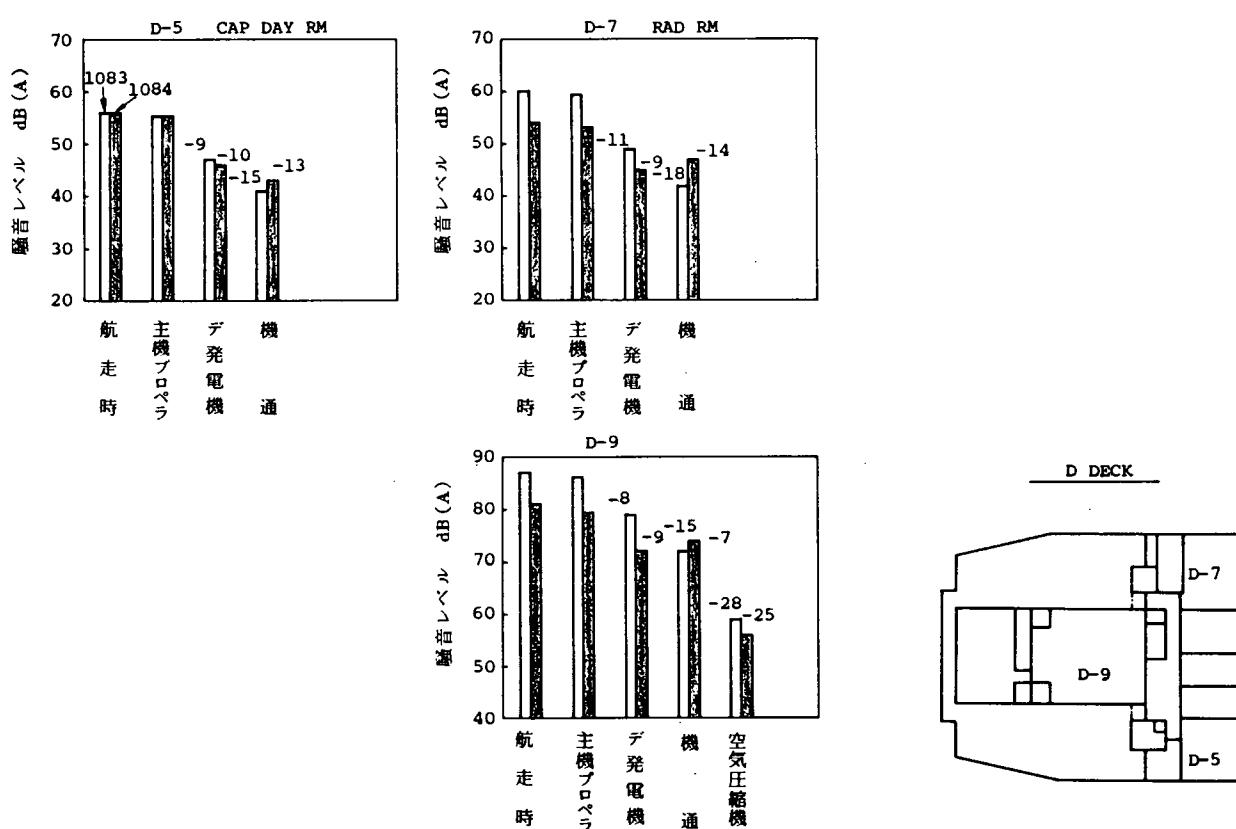


図 1.5.40 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（居住区 D-DECK）

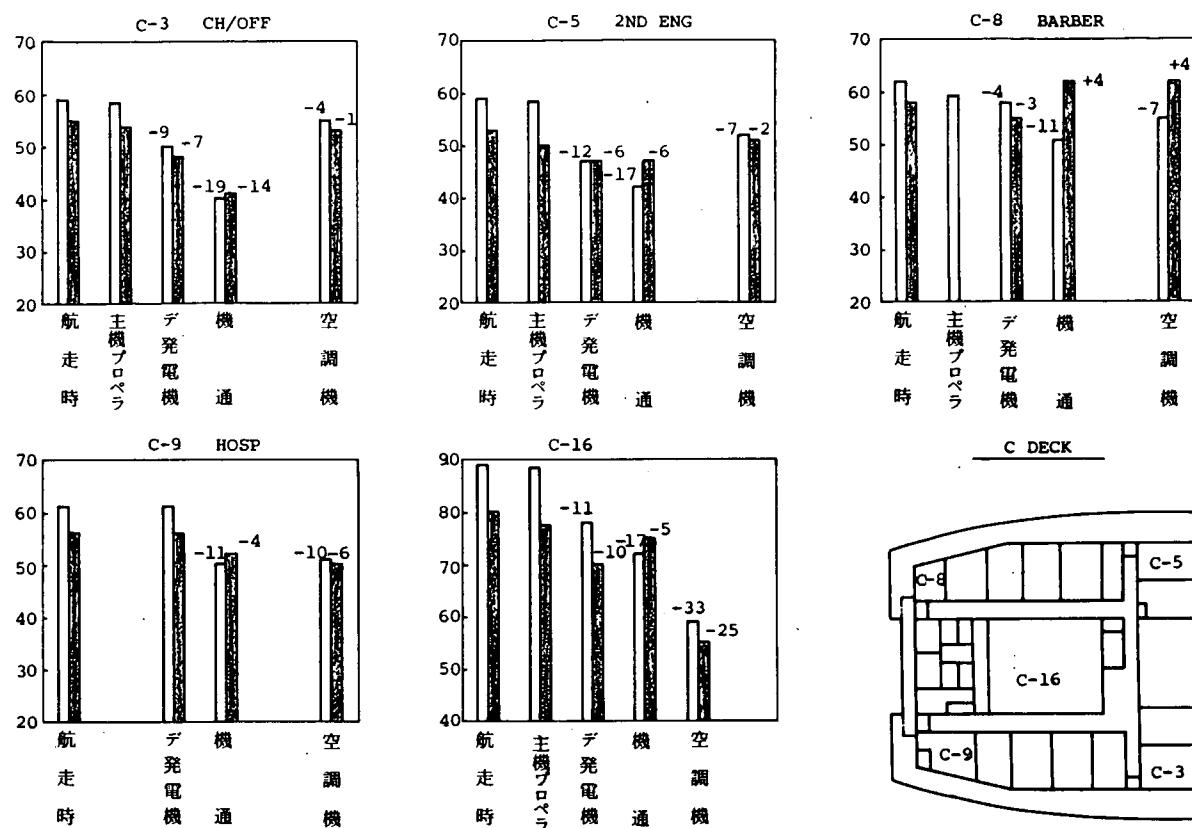


図 1.5.41 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（居住区C DECK）

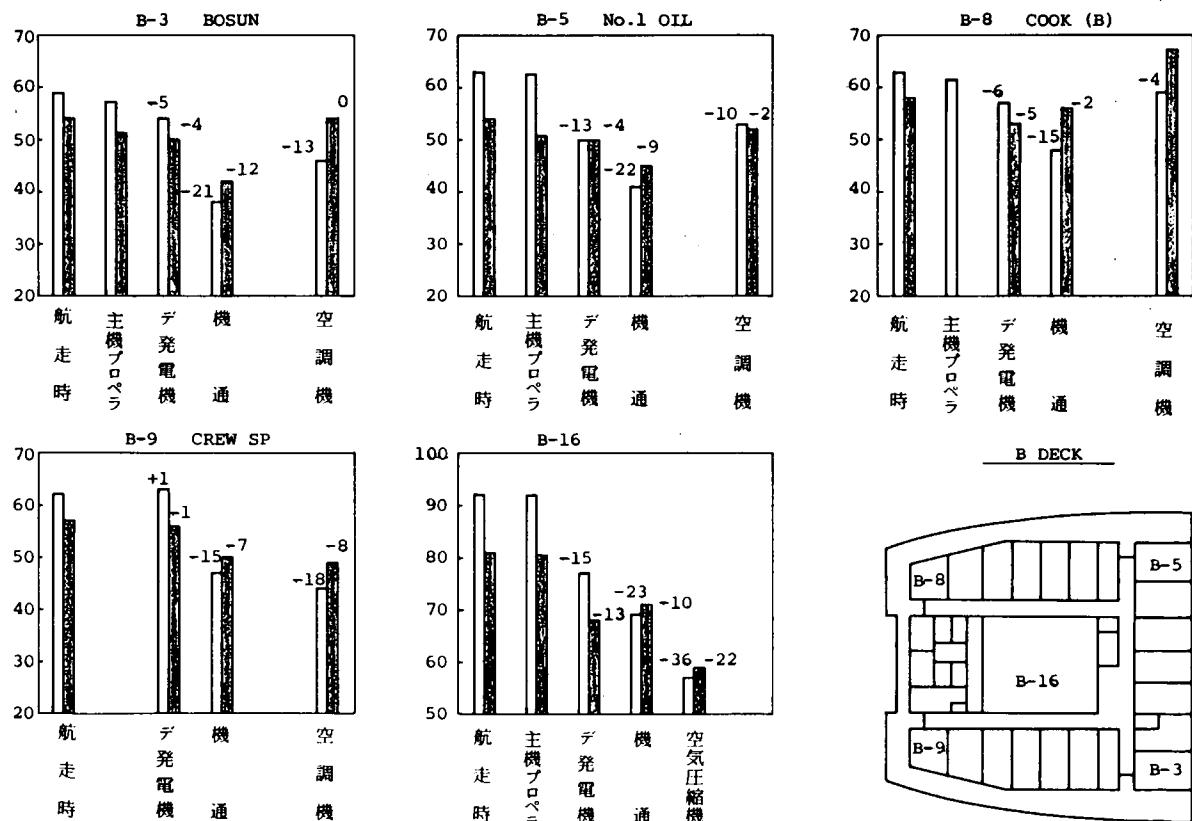


図 1.5.42 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（居住区B DECK）

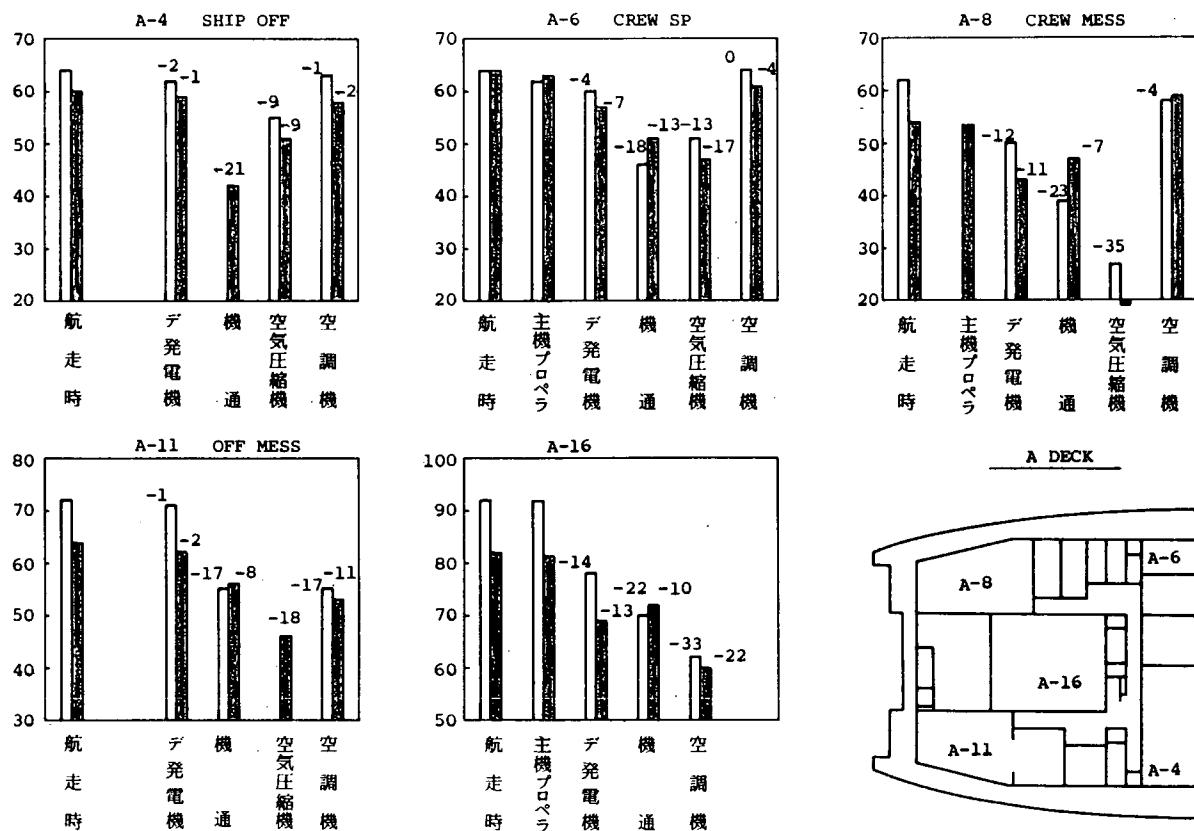


図 1.5.43 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（居住区 A DECK）

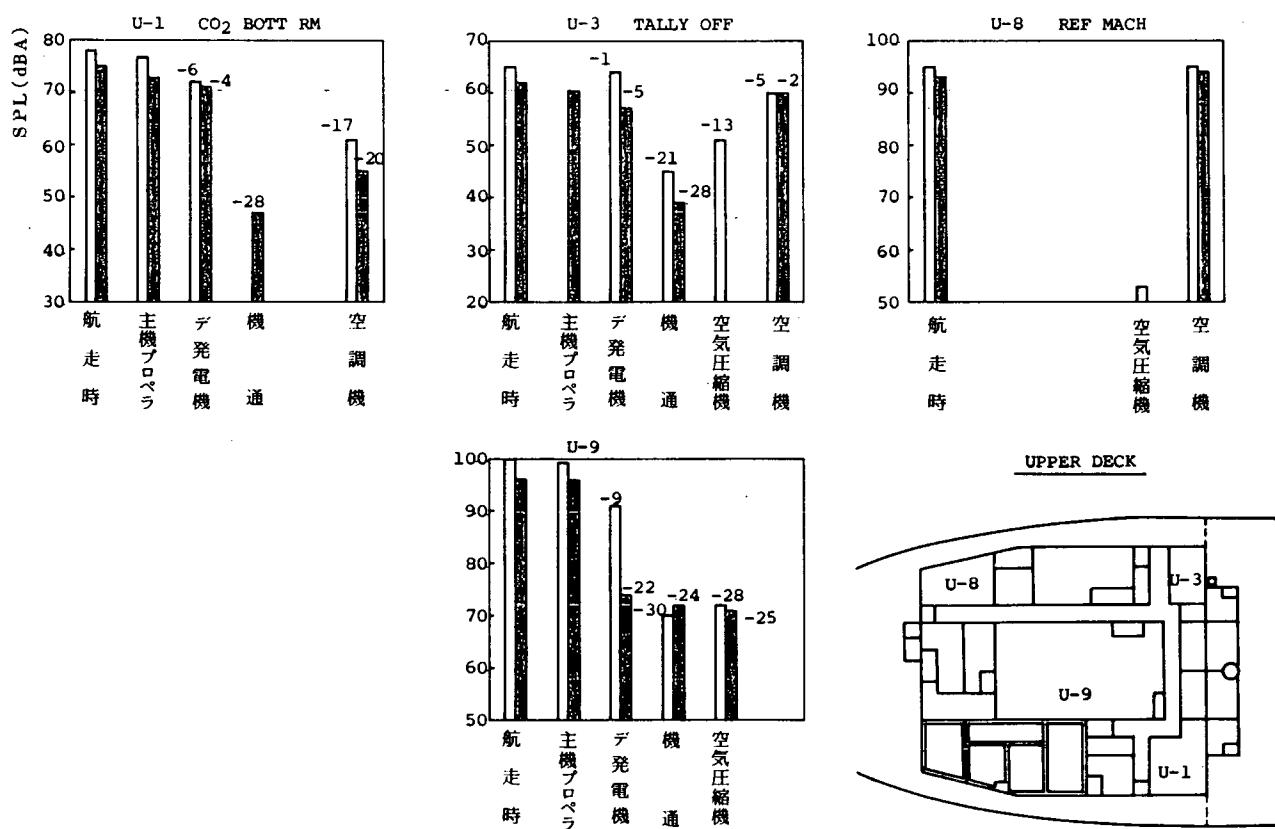


図 1.5.44 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（居住区 Upp DECK）

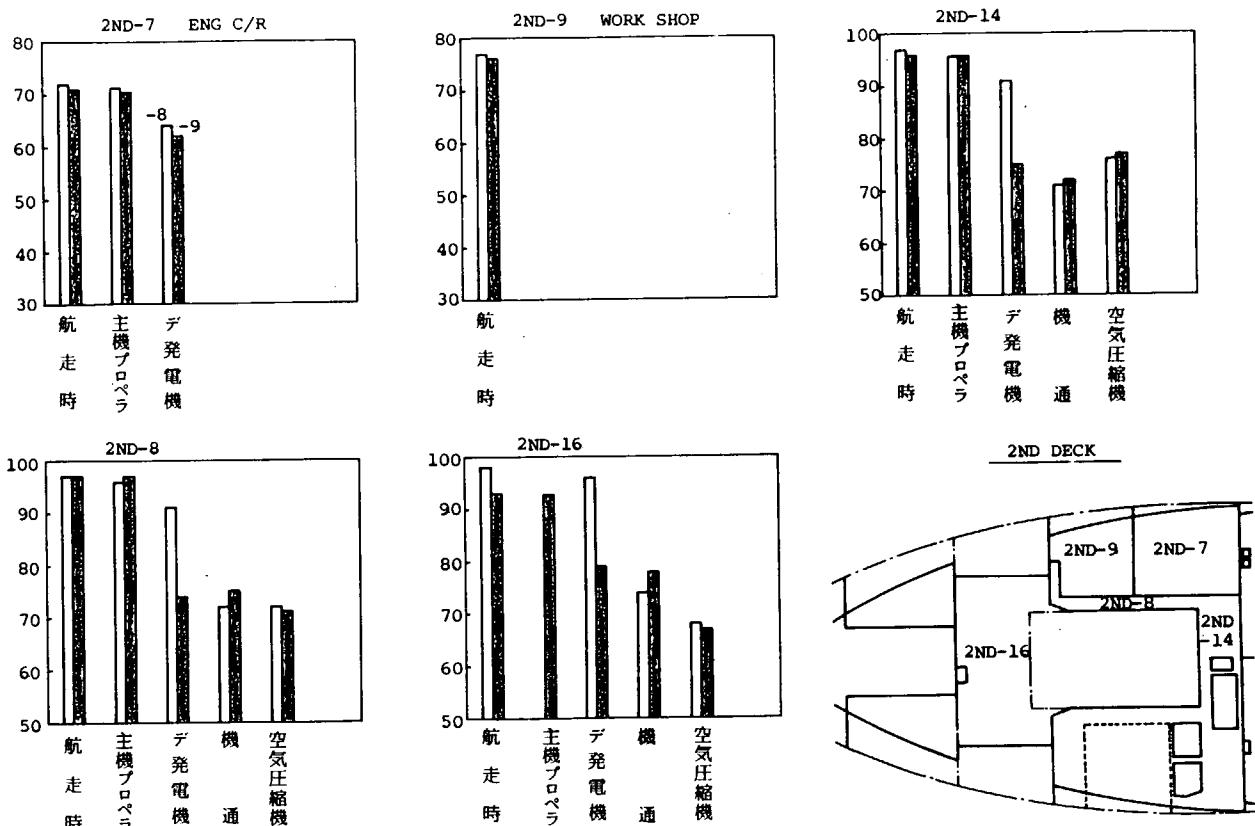


図 1.5.45 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（機関室 2 ND DECK）

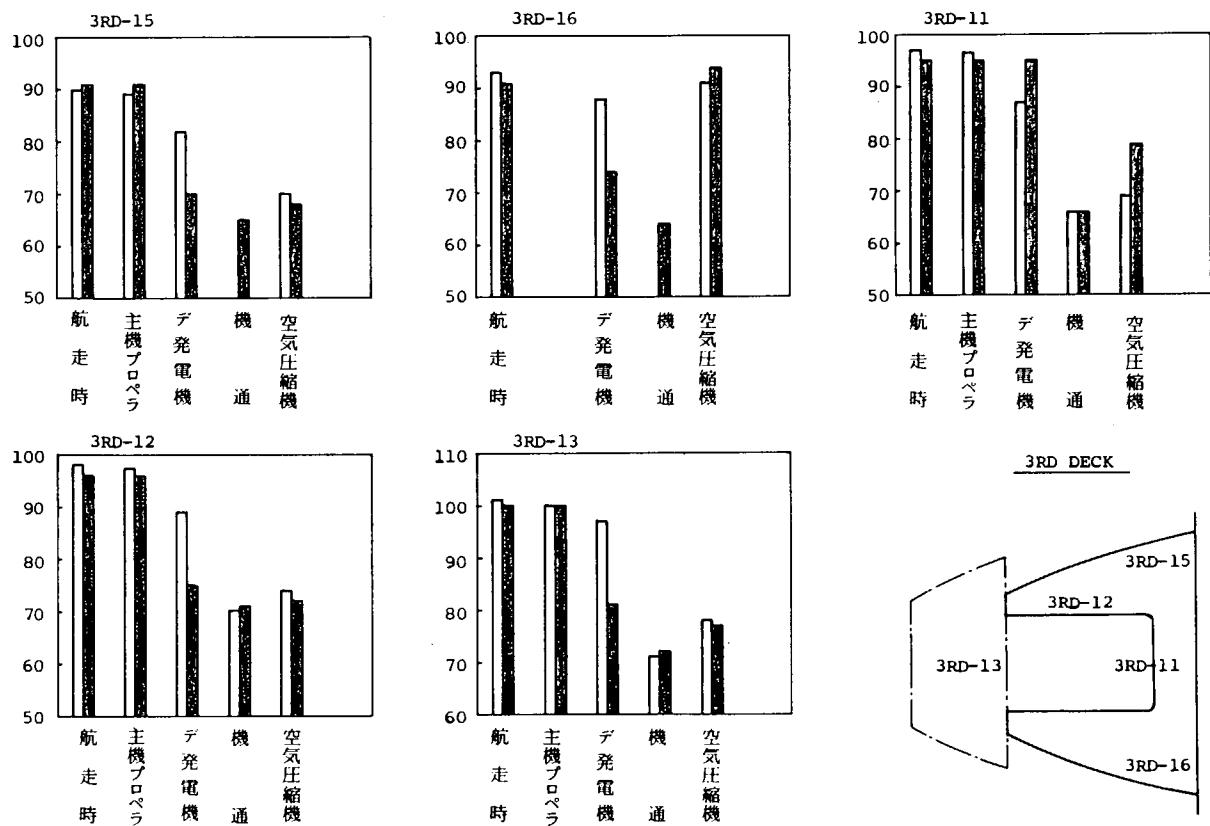


図 1.5.46 航走時と単体機器運転時のオーバー・オール騒音レベルの比較（機関室 3 RD DECK）

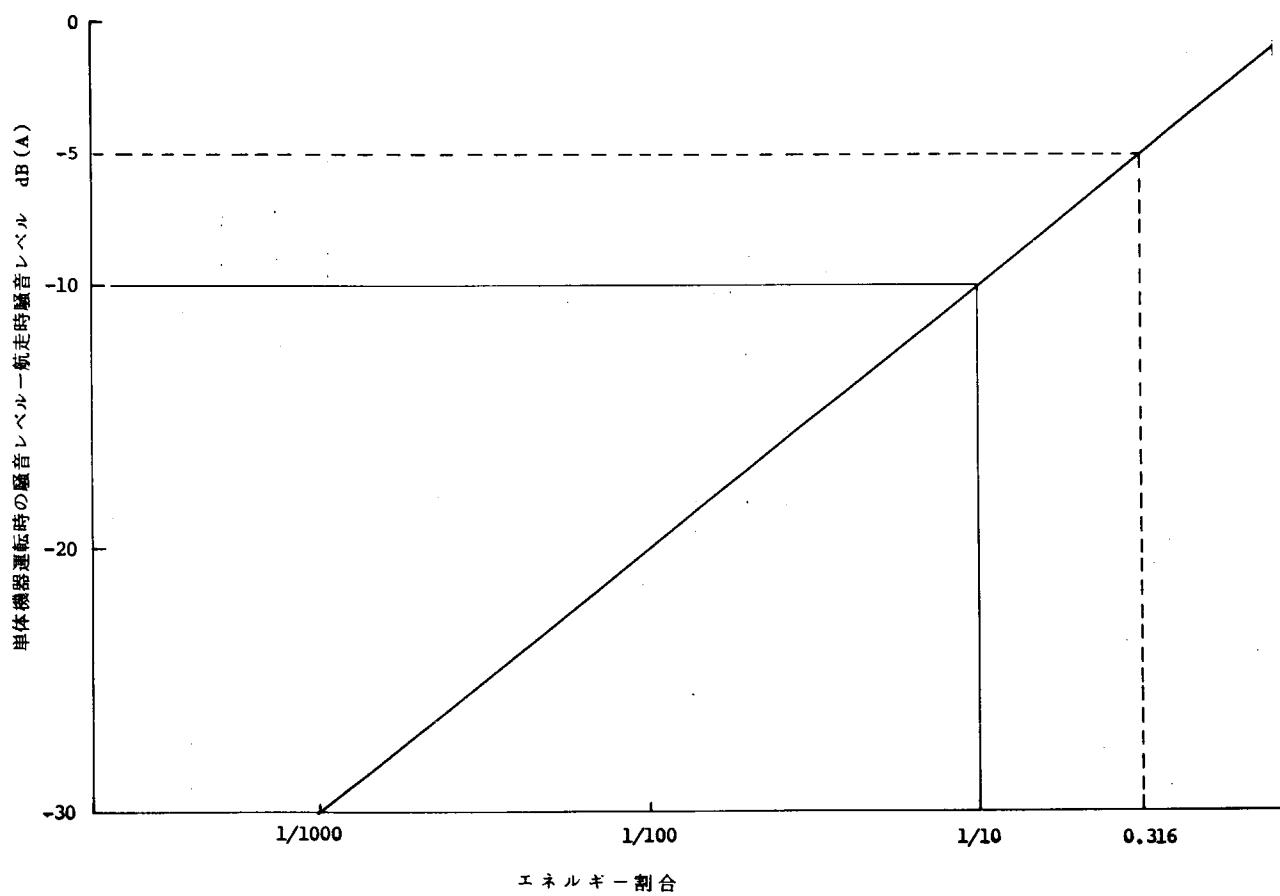


図 1.5.47 単体運転時騒音の全騒音に占めるエネルギー割合とデシベル差の関係

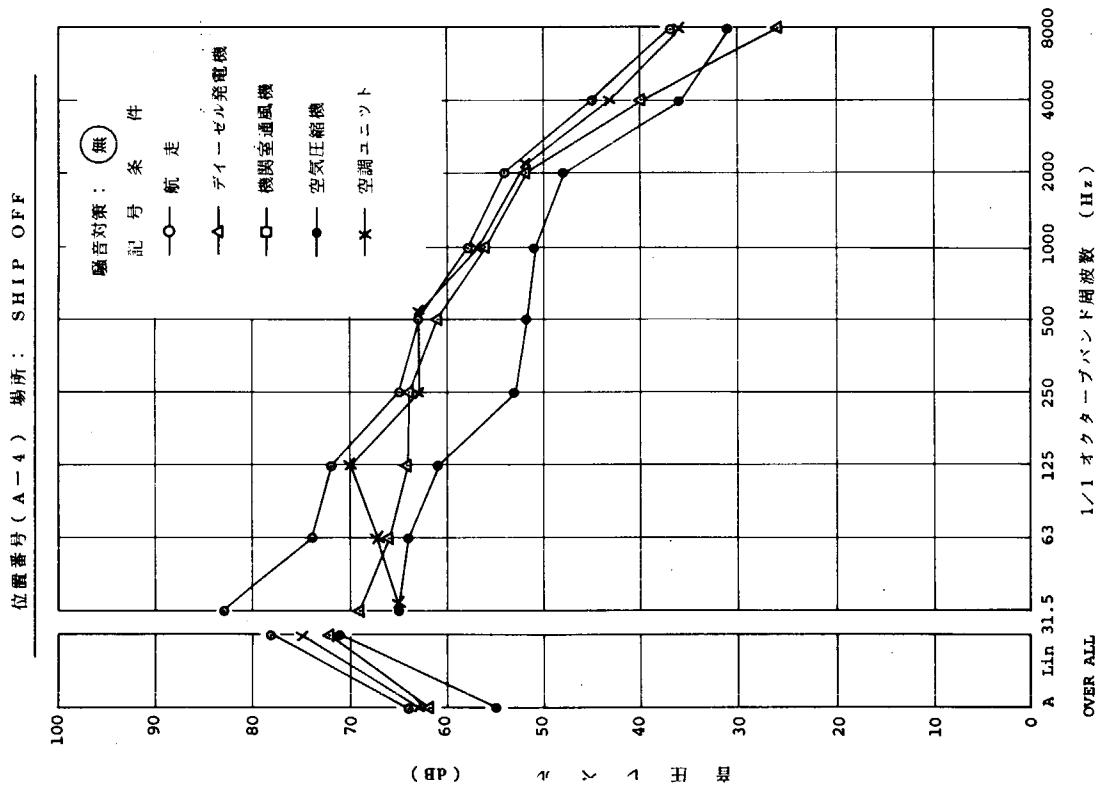


図 1.5.48 単体音源寄与度のスペクトル比較

位置番号 (A - 4) 場所 : SHIP OFF

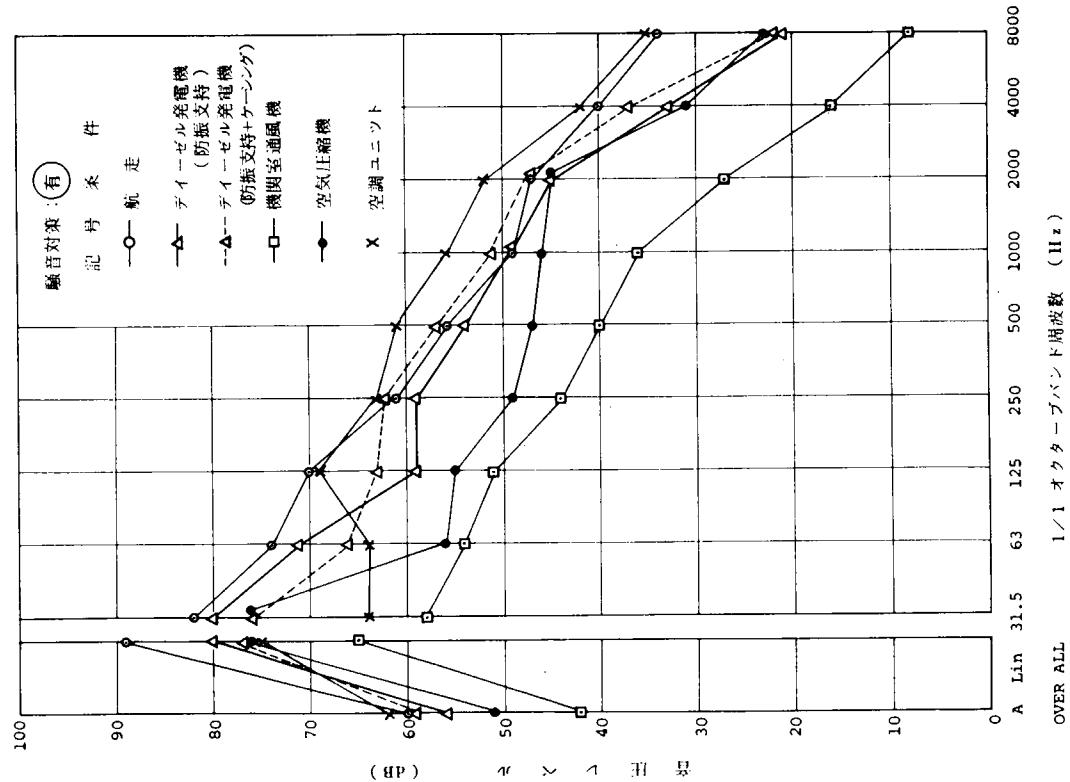


図 1.5.49 単体音源寄与度のスペクトル比較

位置番号 (C - 3) 場所 : CHIEF OFFICER

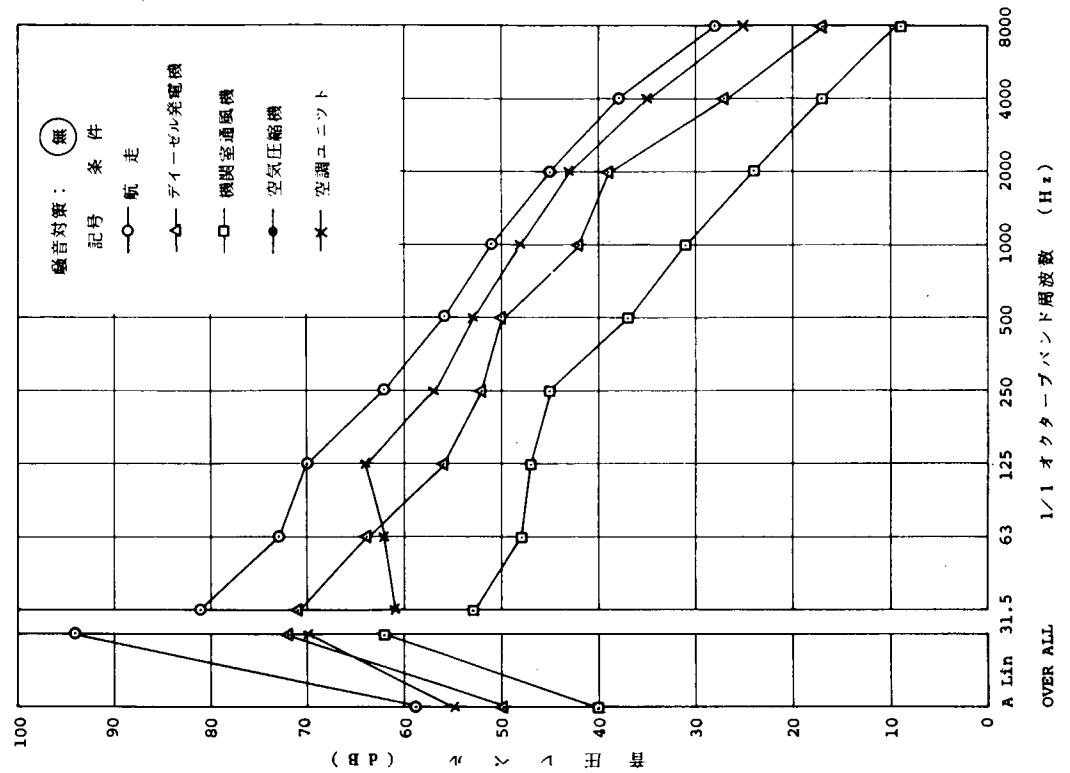
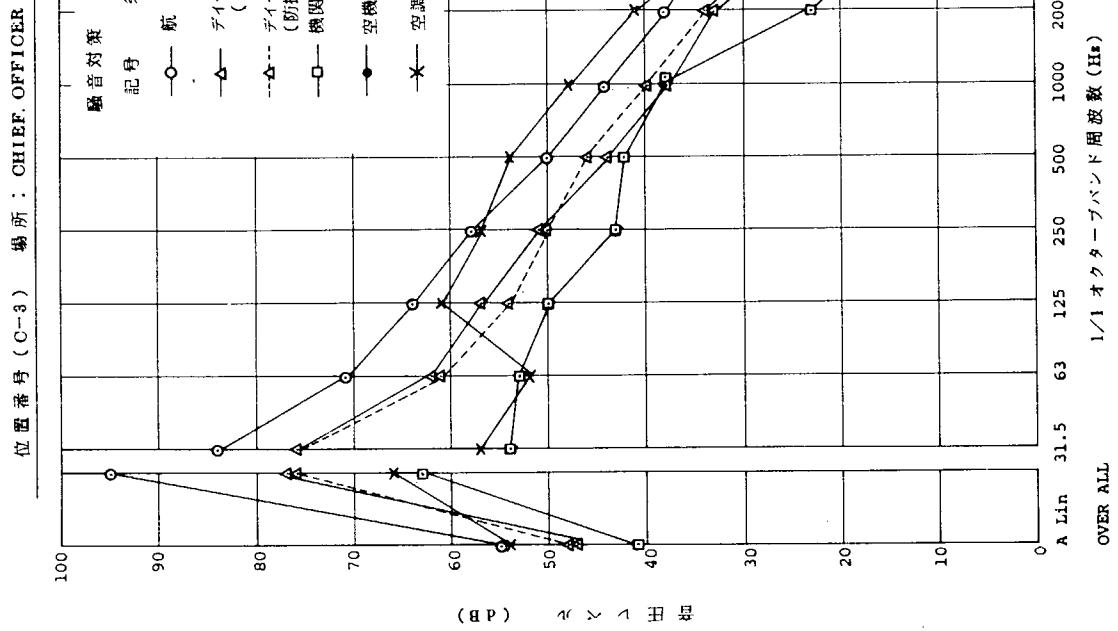


図 1.5.50 単体音源寄与度のスペクトル比較



位置番号 (2ND-7) 場所 : ENG. CONT. RM

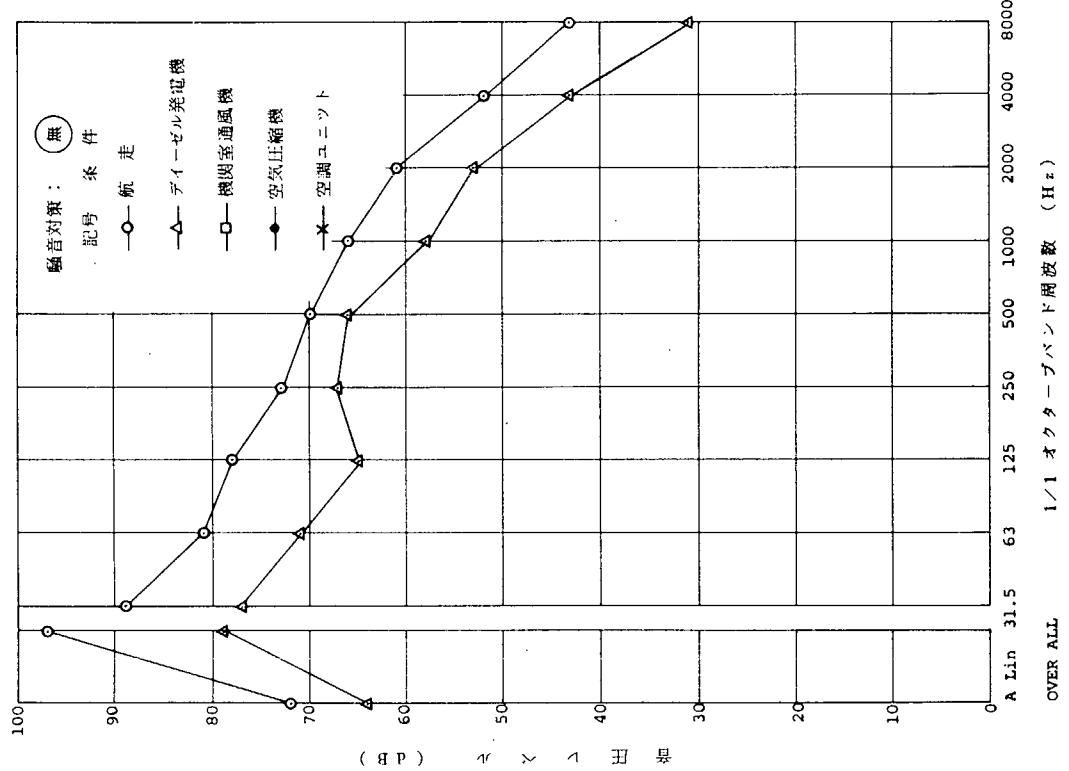


図 1.5.51 単体音源寄与度のスペクトル比較

図 1.5.52 単体音源寄与度のスペクトル比較

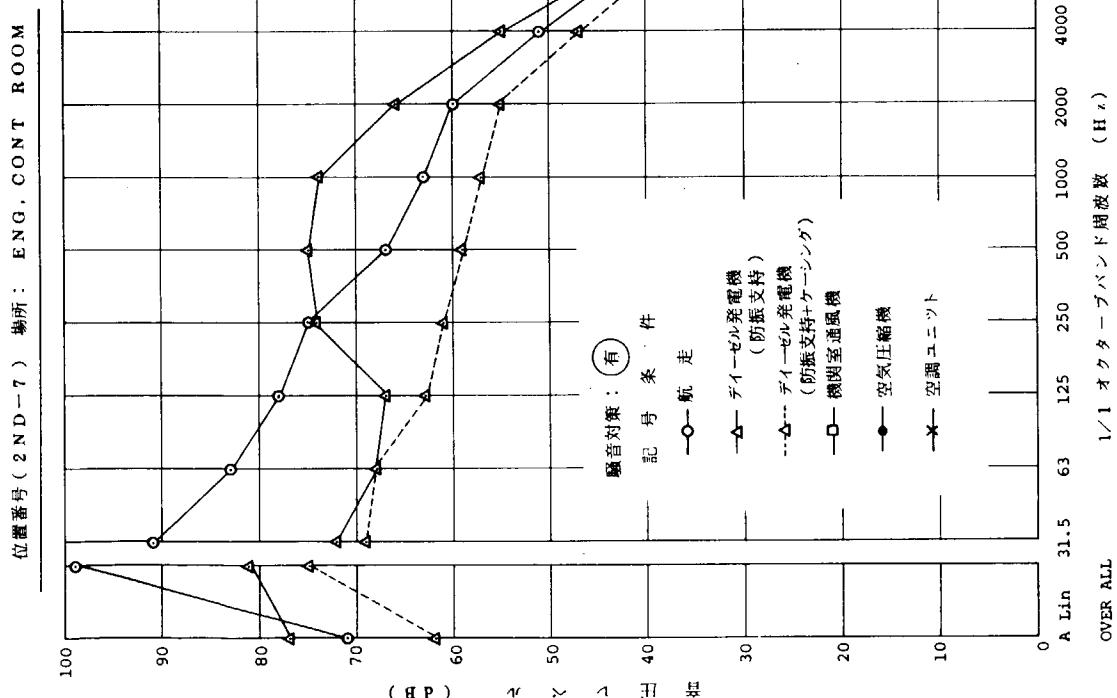


図 1.5.53 単体音源寄与度のスペクトル比較

位置番号(3RD-12) 場所: エンジンルーム内

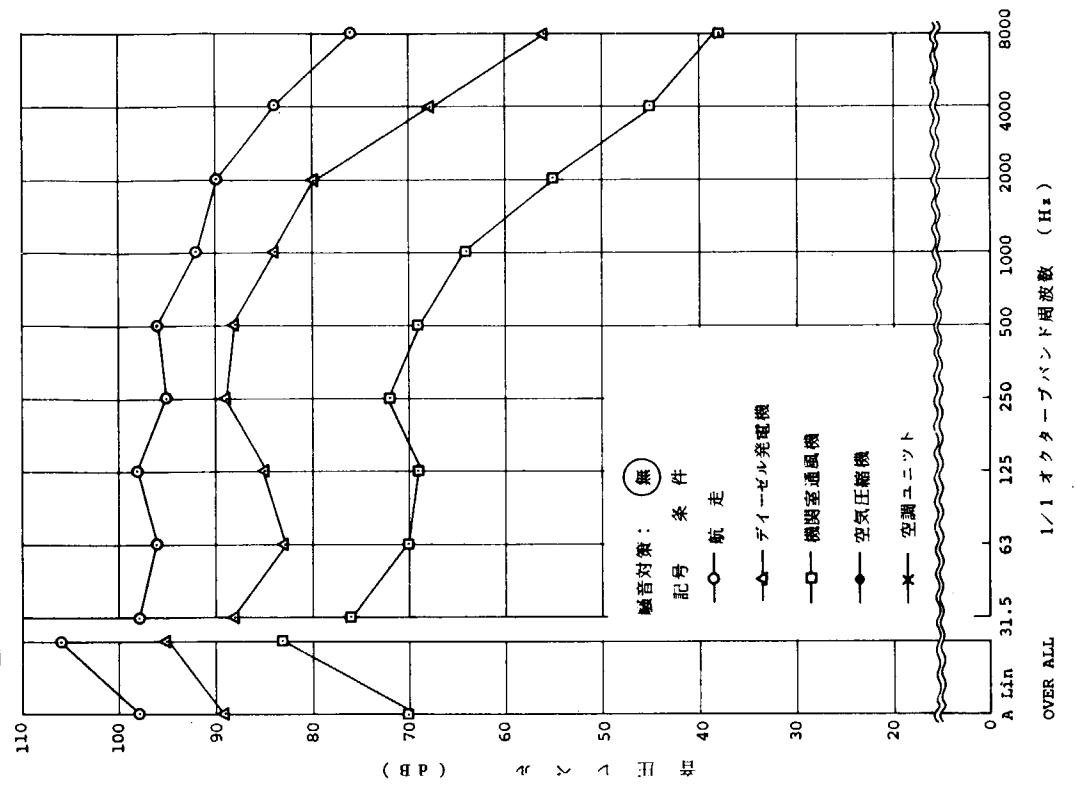


図 1.5.54 単体音源寄与度のスペクトル比較

位置番号 (3 RD-12) 場所 : エンジンルーム内

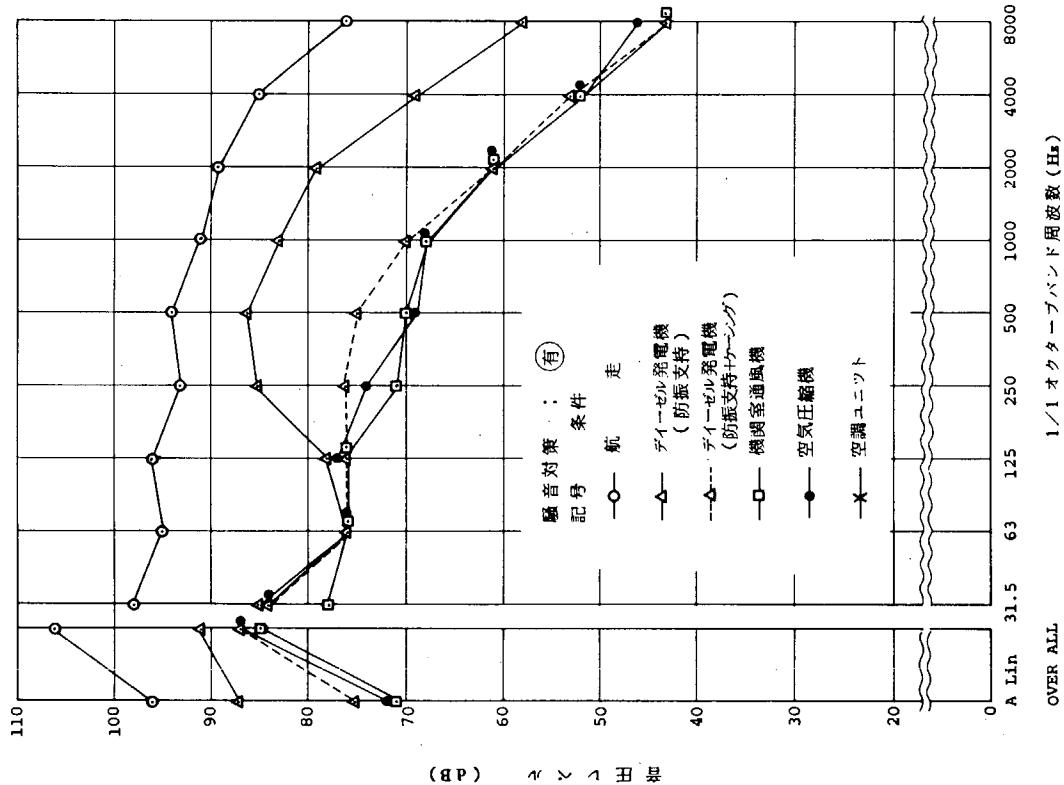


図 1.5.55 単体音源寄与度のスペクトル比較

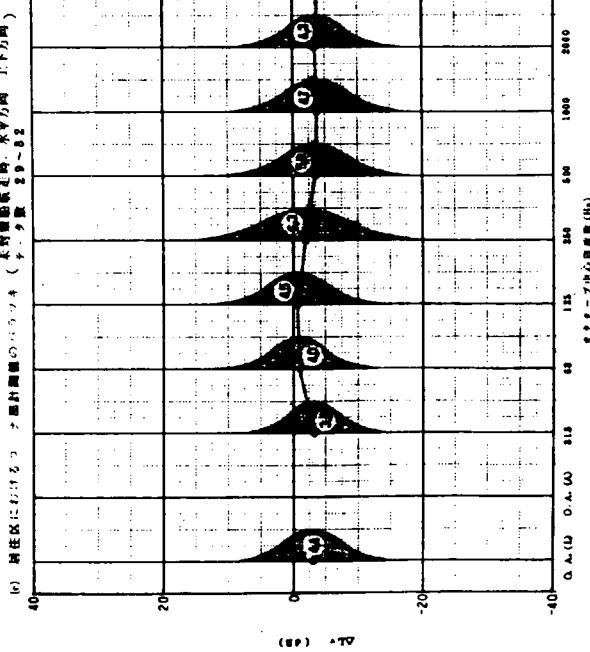
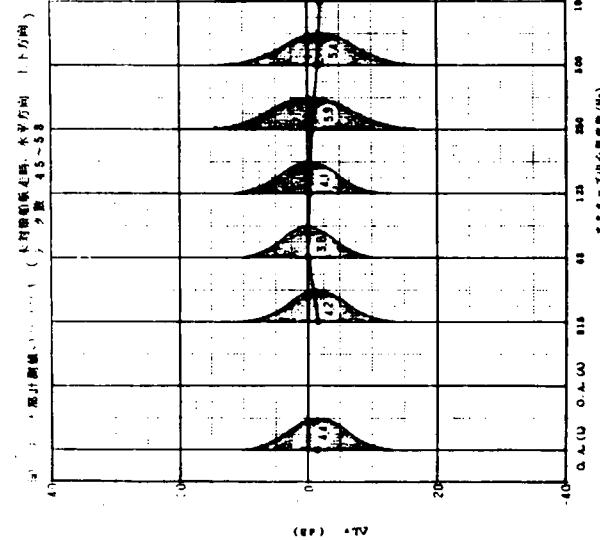
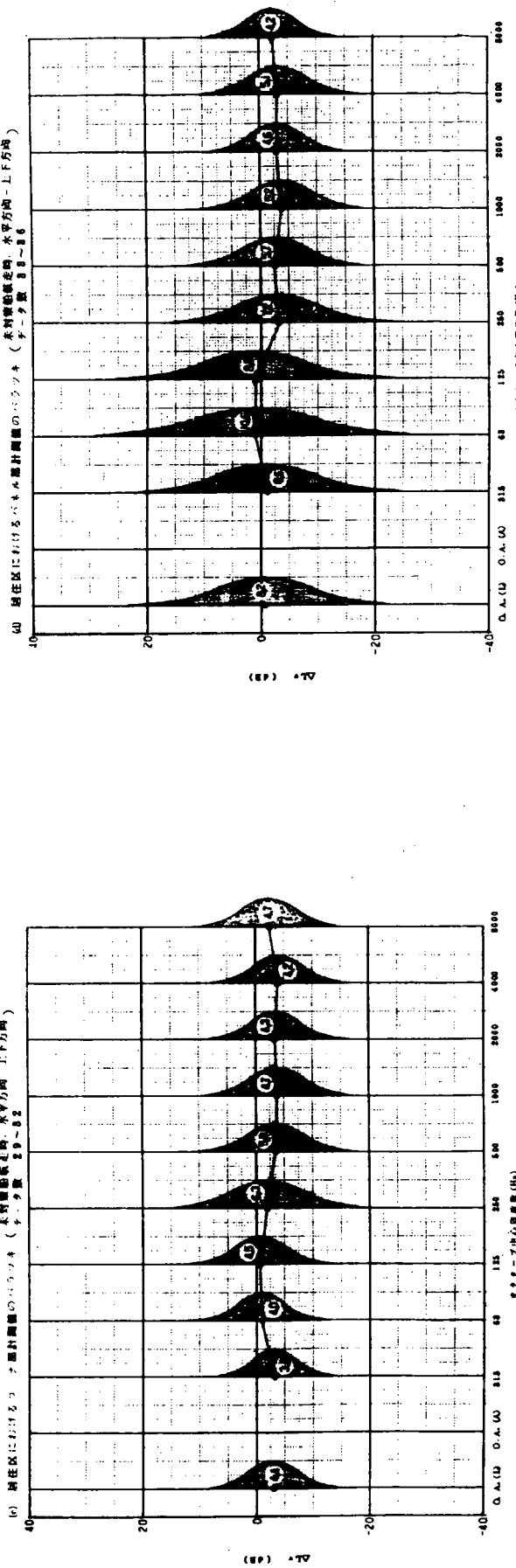
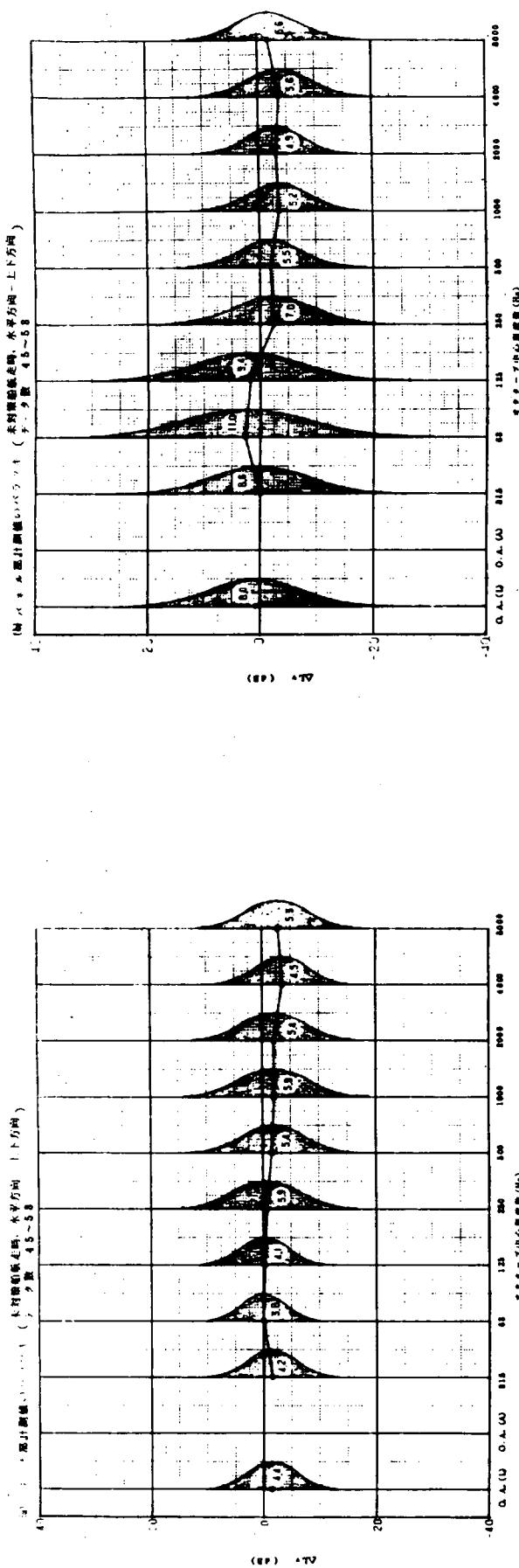
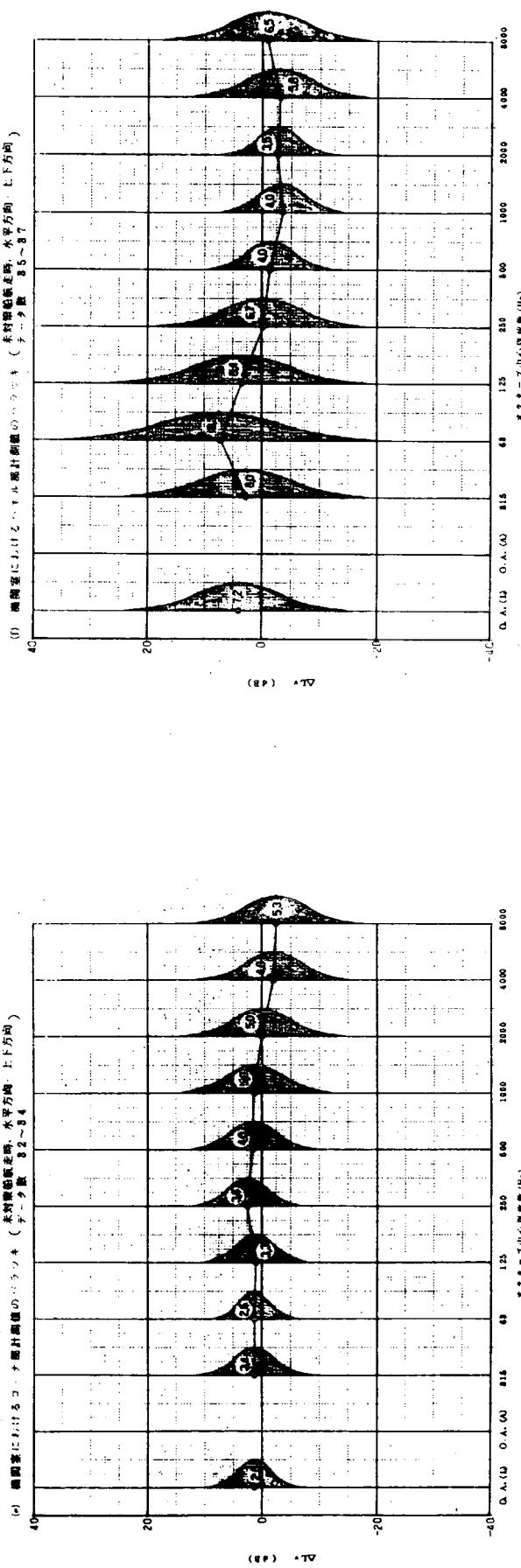
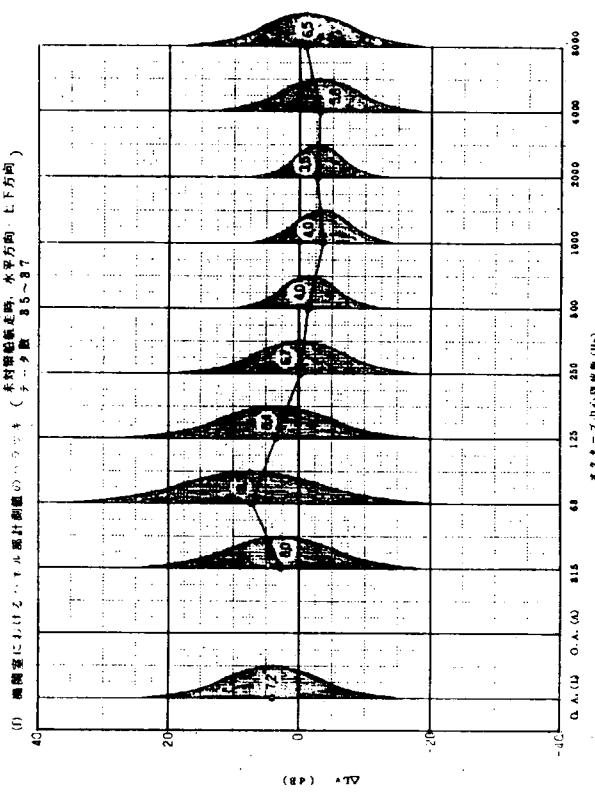


図 1.5.56(a) 計測データのばらつき

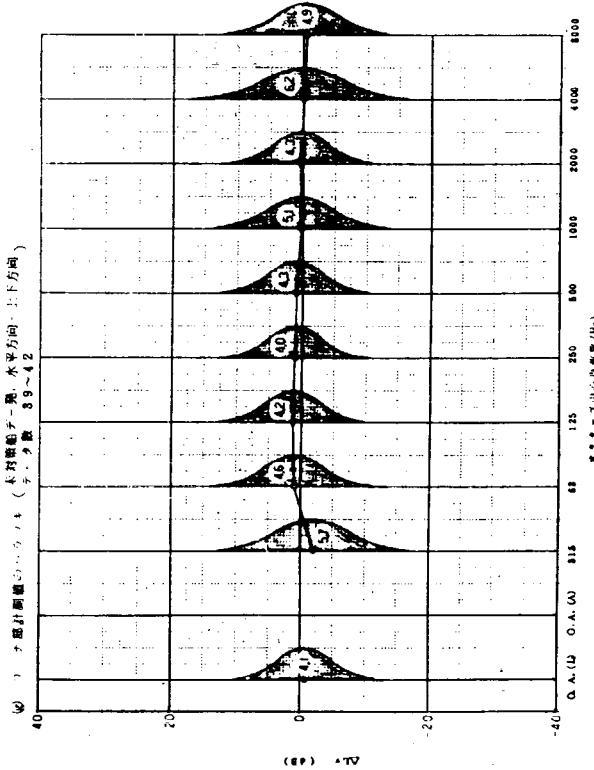
(c) 調査室におけるコナ度計測値のヒュッキ (木対鋼船走行、水平方向、上下方向)



(f) 調査室におけるヒュッキ度計測値のヒュッキ (木対鋼船走行、水平方向、上下方向)



(e) ヒュッキ度計測値のヒュッキ (木対鋼船デラック、水平方向、上下方向)



(b) ヒュッキ度計測値のヒュッキ (木対鋼船デラック、水平方向、上下方向)

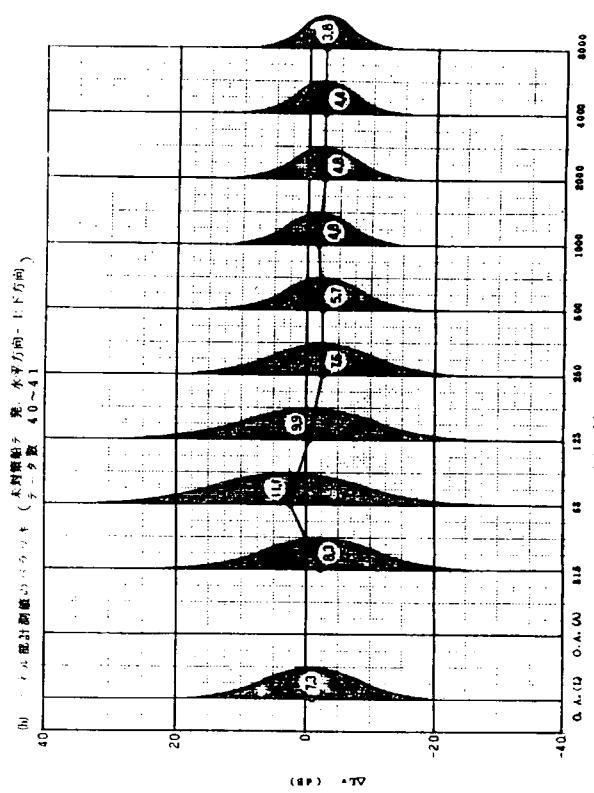
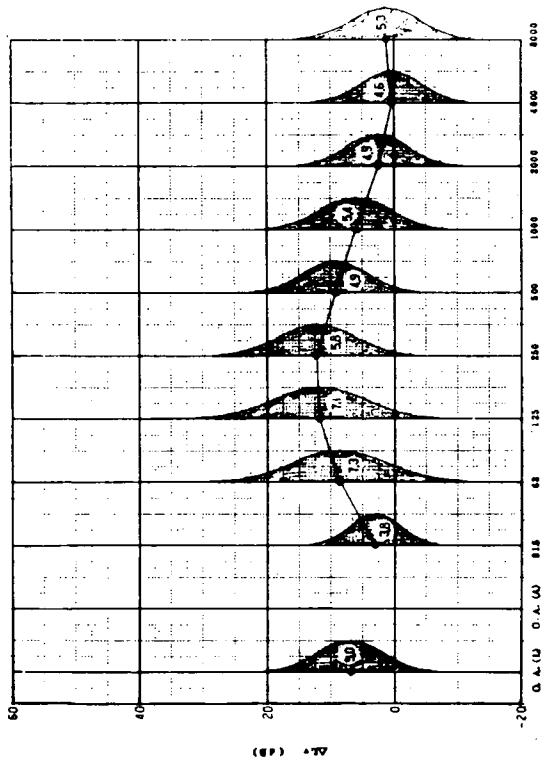
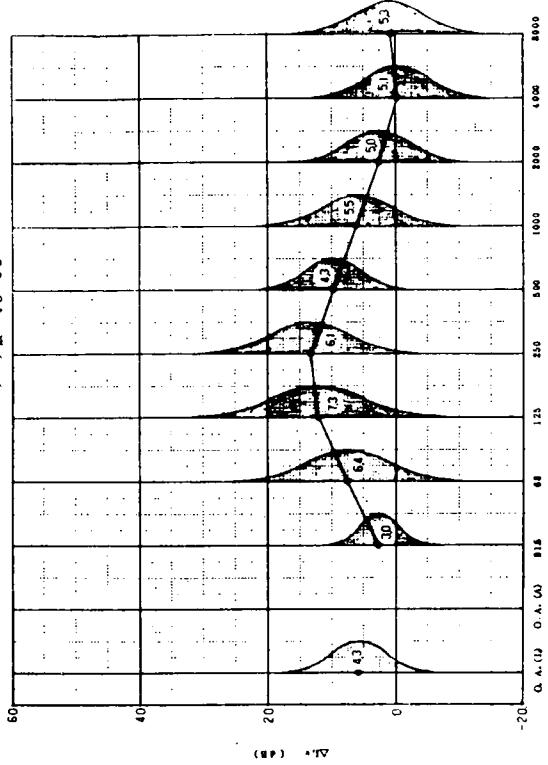


図 1.5.56(b) 計測データのばらつき

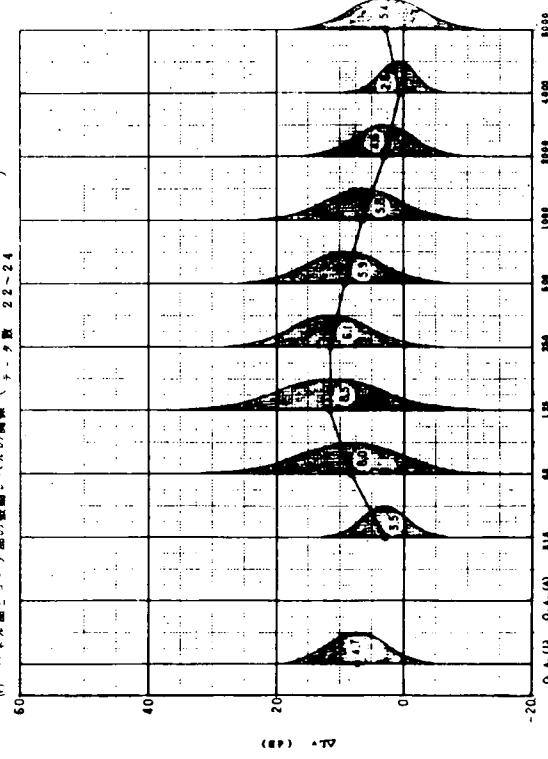
(a) バキル部とコーナ部の振動レベルの関係（未対策船航行時、全計測点）



(b) バキル部とコーナ部の振動レベルの関係（未対策船走航時、上下方向振動）



(c) バキル部とコーナ部の振動レベルの関係（未対策船航行時、船尾方向振動）



(d) バキル部とコーナ部の振動レベルの関係（未対策船走航時、左右方向振動）

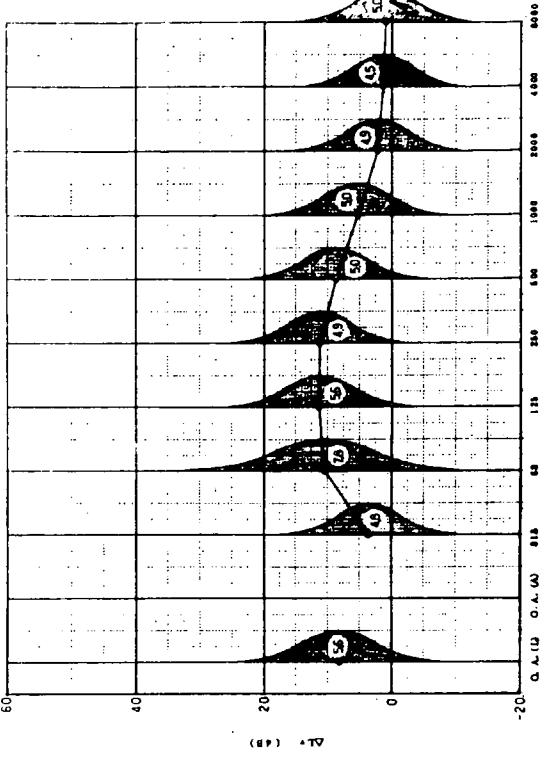


図 1.5.57 ハネル部とコーナ部の振動レベルの関係（未対策船航行時）

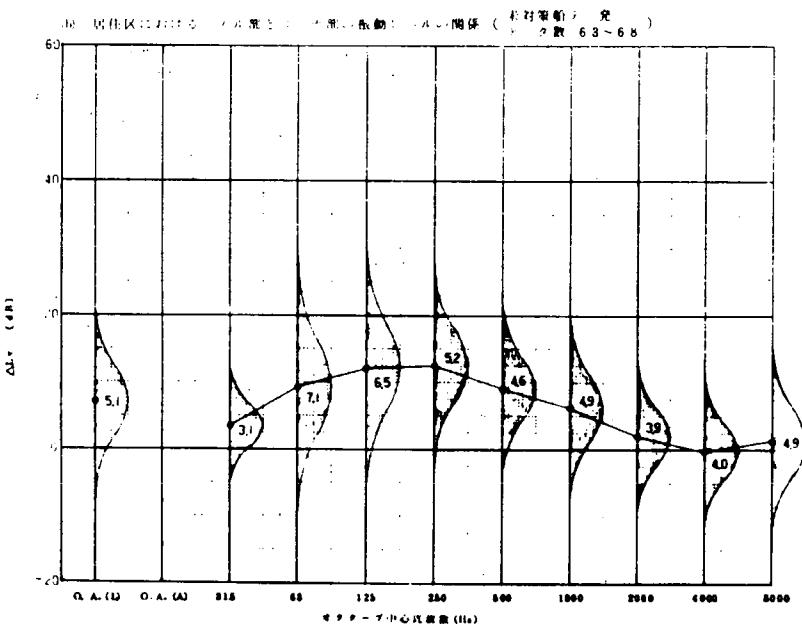
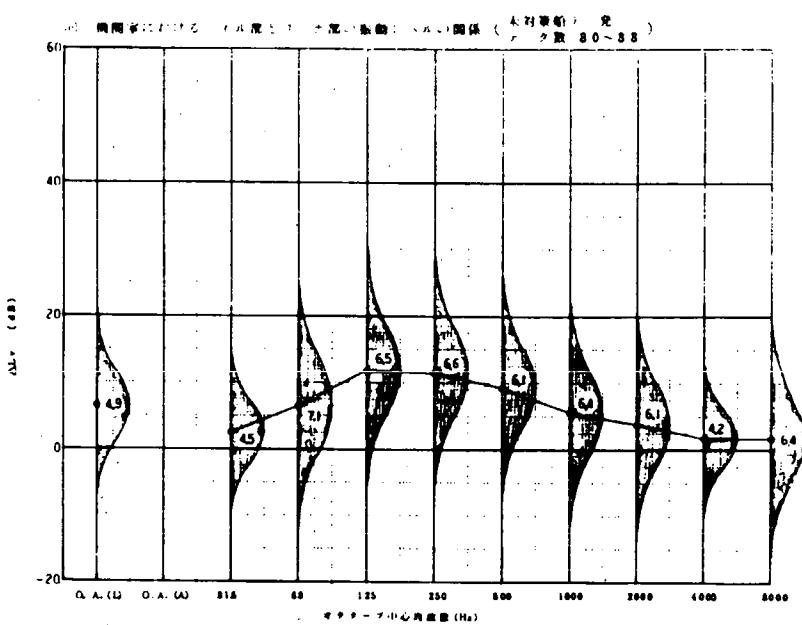
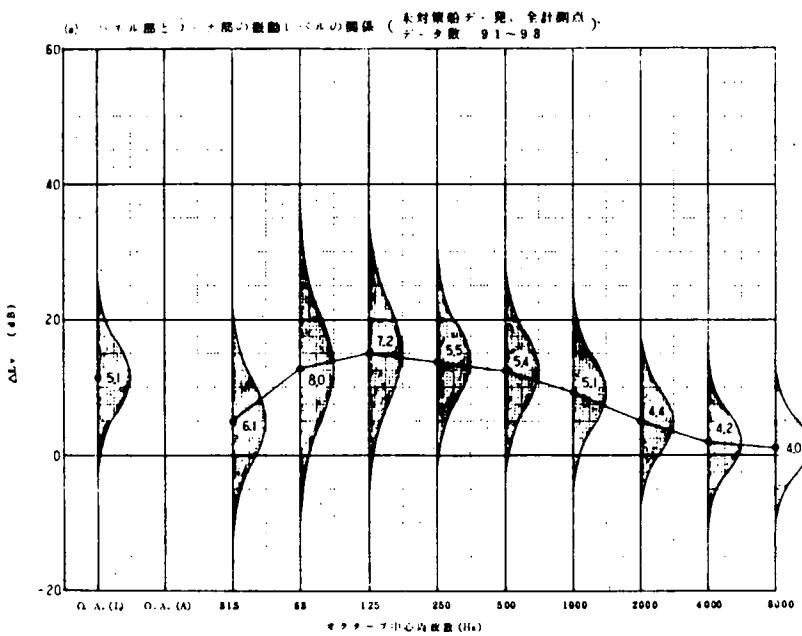


図 1.5.58 パネル部とコーン部の振動レベルの関係(ディーゼル発電機単体運転時)

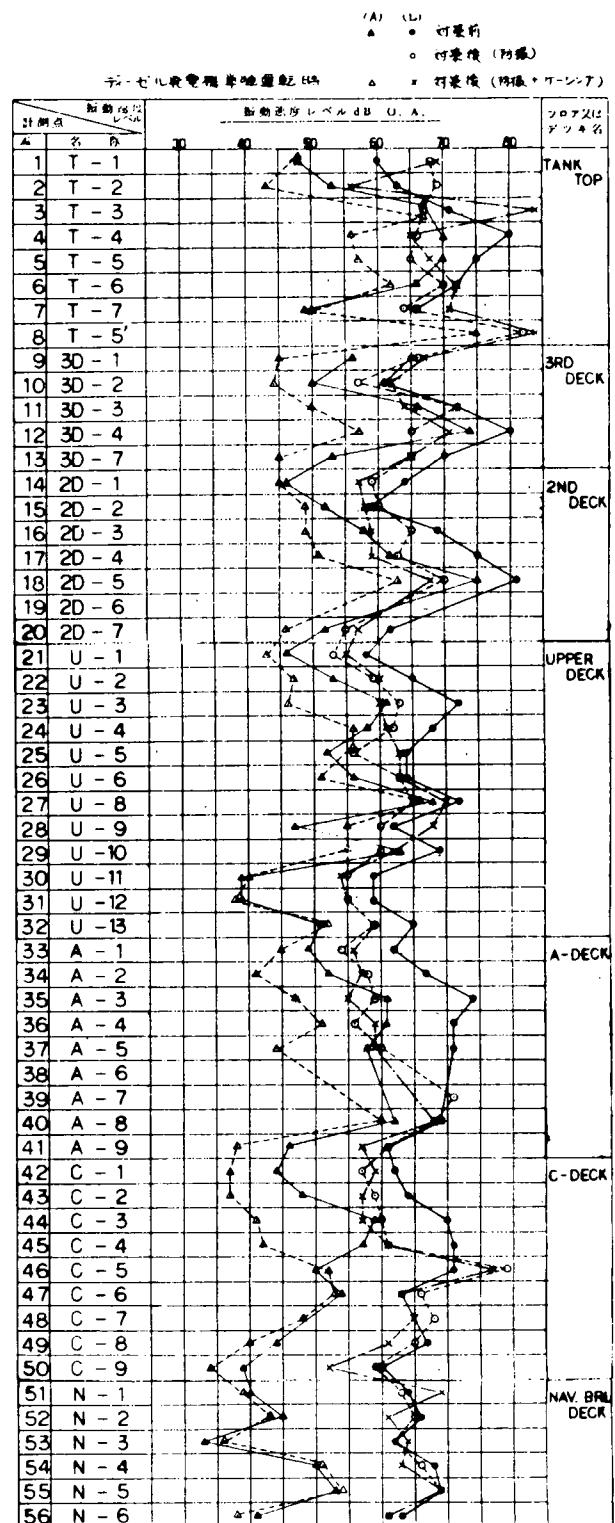
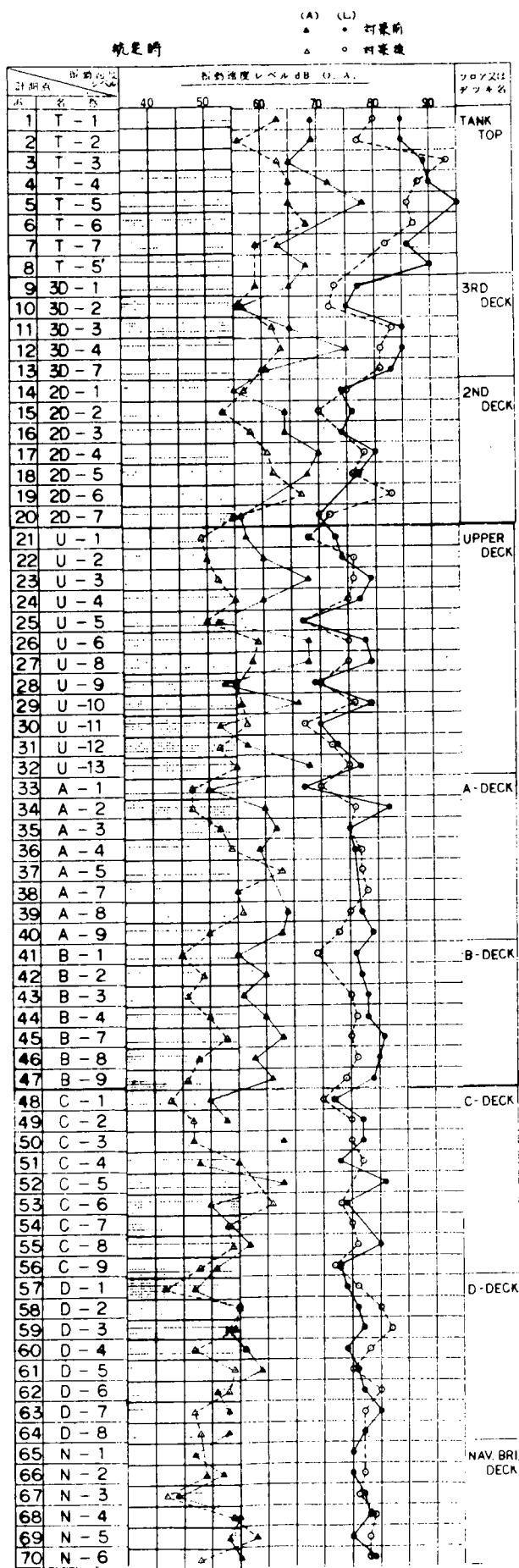


図 1.5.60 振動速度レベル計測結果

計測点位置は昭和 52 年度報告書
(研究資料 No. 286-1) を参照

振動速度レベル計測結果

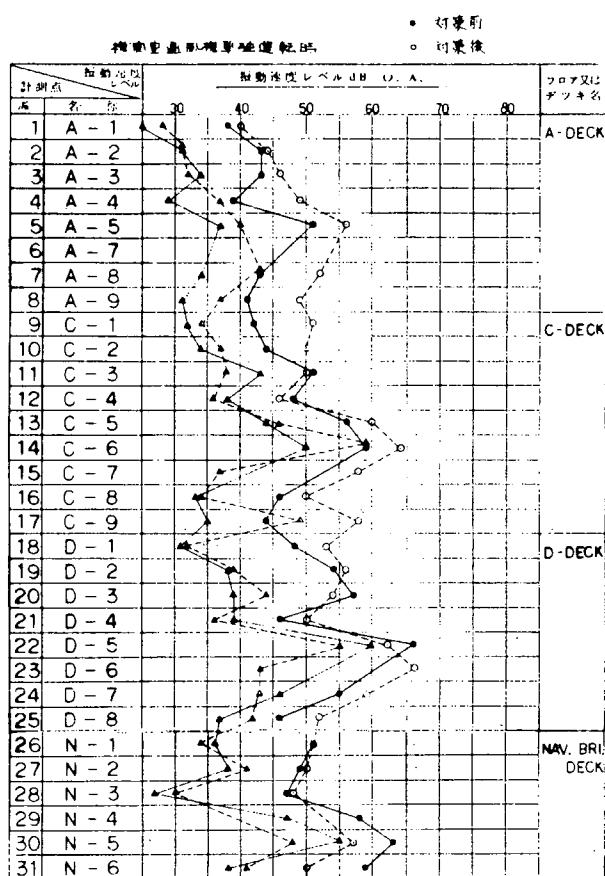


図 1.5.61 振動速度レベル計測結果

振動速度レベル計測結果

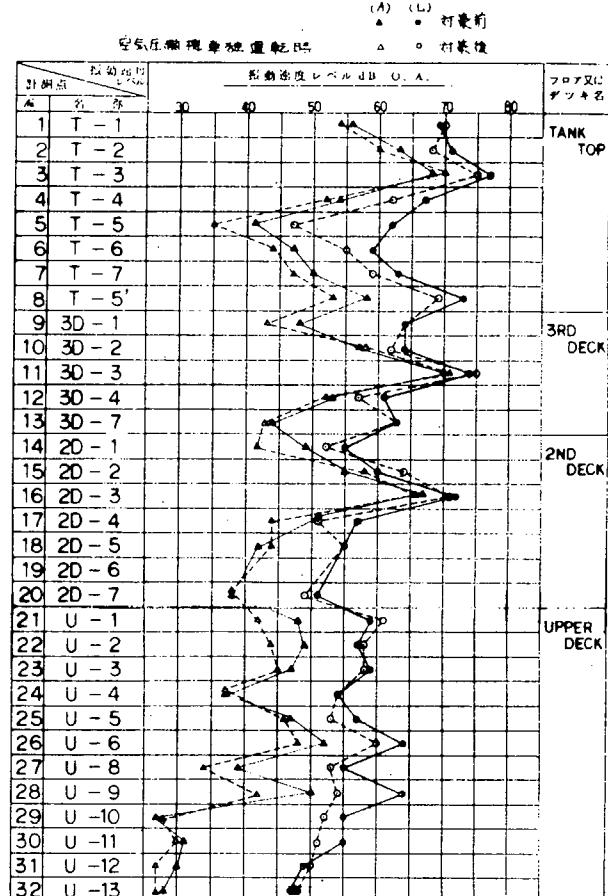


図 1.5.62 振動速度レベル計測結果

計測点位置は昭和 52 年度報告書
(研究資料 No. 286 - 1) を参照

振動速度レベル計測結果

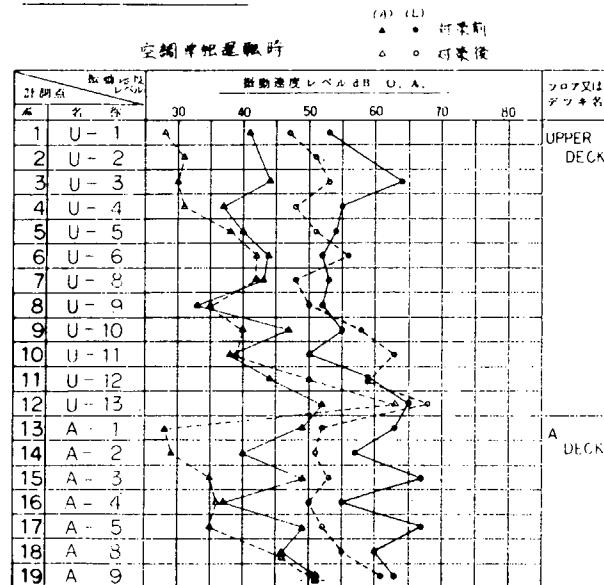


図 1.5.63 振動速度レベル計測結果

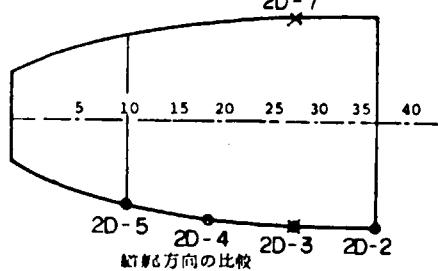
機関室振動速度レベル分布

(2ND DECK)

- (航走時) (ディーゼル発電機運転時)
- 未対策船 (8.41088)
- ▲-- 対策船 (防振)
- ★-- 対策船 (防振+ケーシング)

×印: 左右舷方向比較 ○印: 総舷方向比較

2D-7



左右舷方向の比較

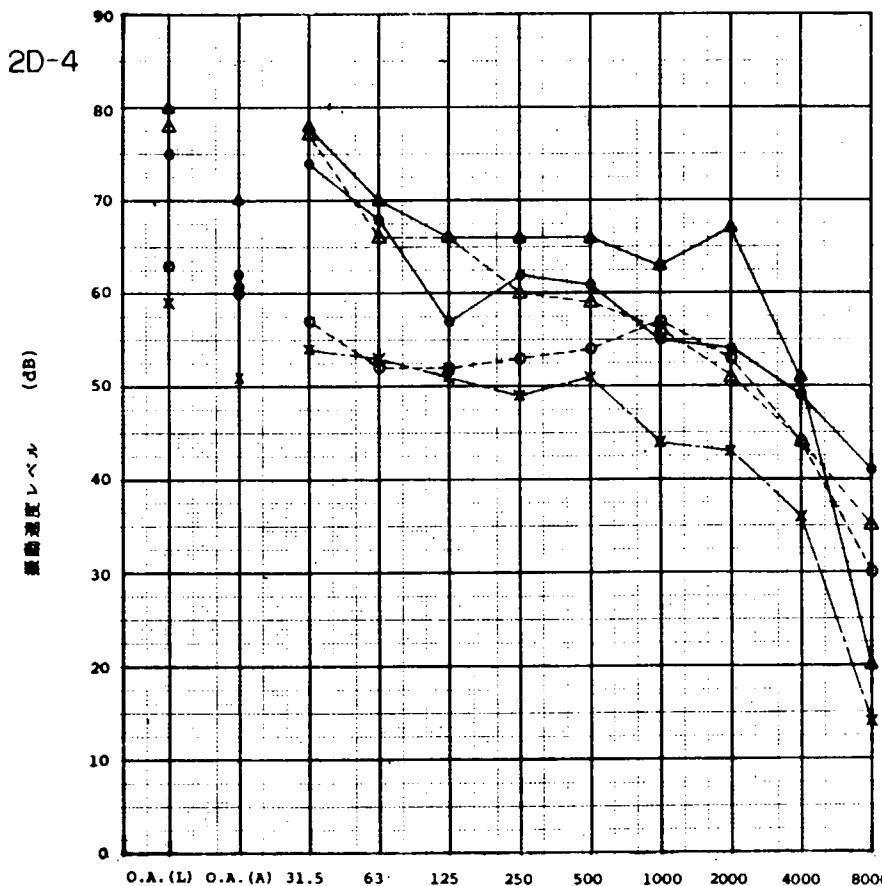
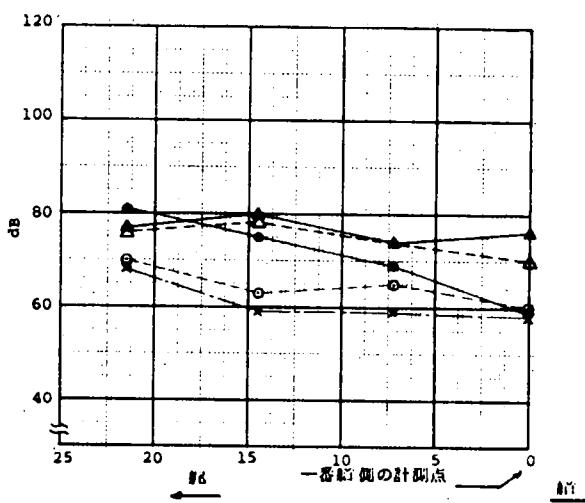
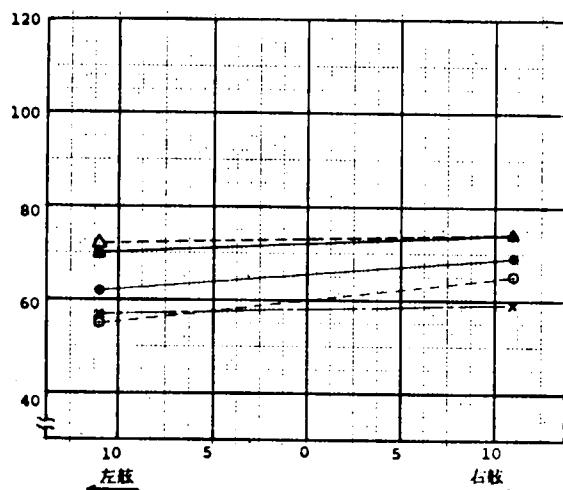


図 1.5.64 機関室振動速度 レベル分布

居住区振動速度レベル分布

×印：左右舷方向比較 ○印：船軸方向比較

(UPPER DECK)

- (航走時) (デーピル毫秒単位運転時)
 —●— 未対策船 (S.M1088)
 ---△--- 対策船 (防振)
 -·*-- 対策船 (防振+リシング)

左右舷方向の比較

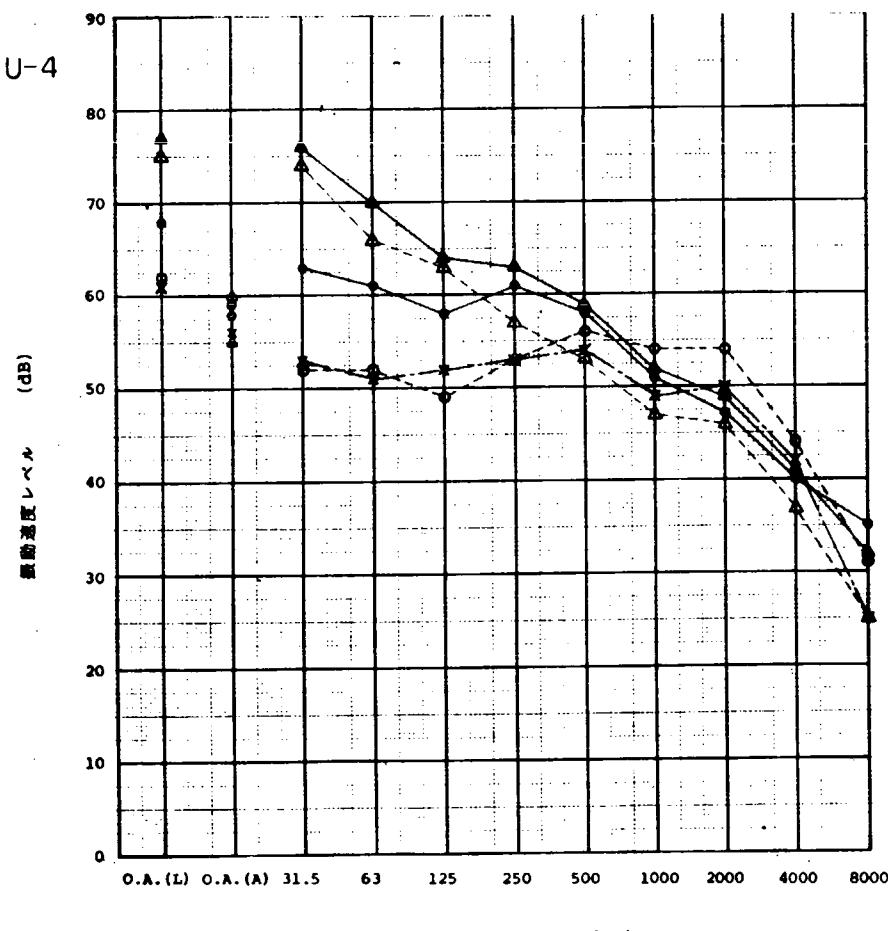
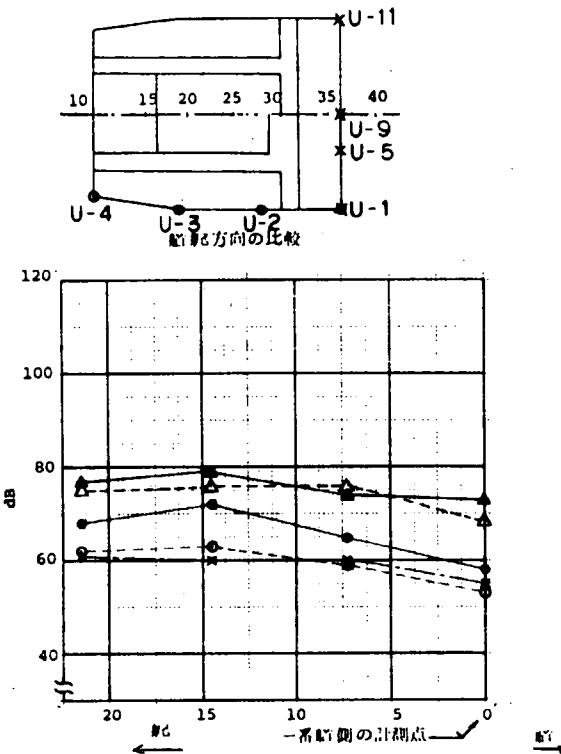
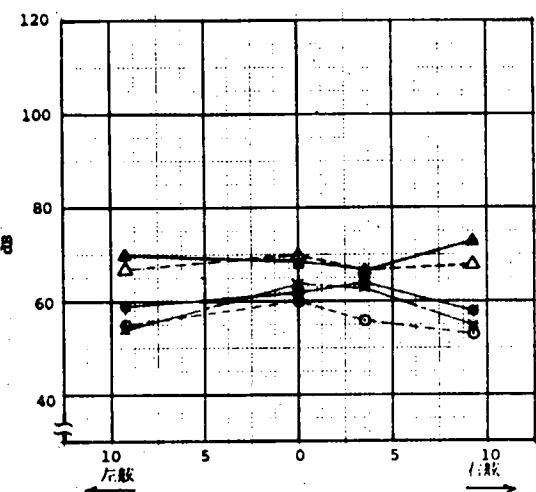
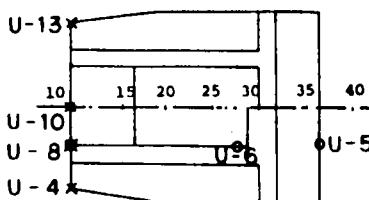


図 1.5.65 居住区振動速度 レベル分布

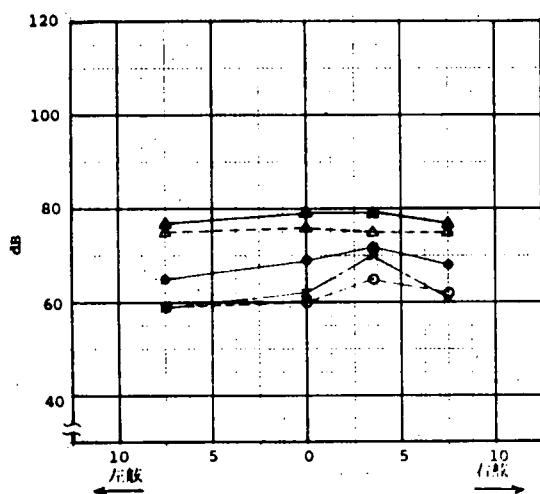
居住区振動速度レベル分布

×印：左右舷方向比較 ○印：船軸方向比較

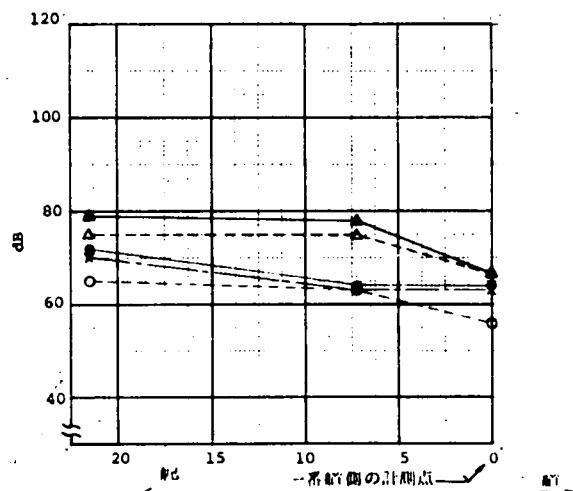
- (航行時)
 (UPPER DECK)
 (ディーゼル発電機運転時)
 ● 未対策船 (8.4 1088)
 ▲ 対策船 (防減)
 * 対策船 (防振マッピング)



左右舷方向の比較



船軸方向の比較



U-10

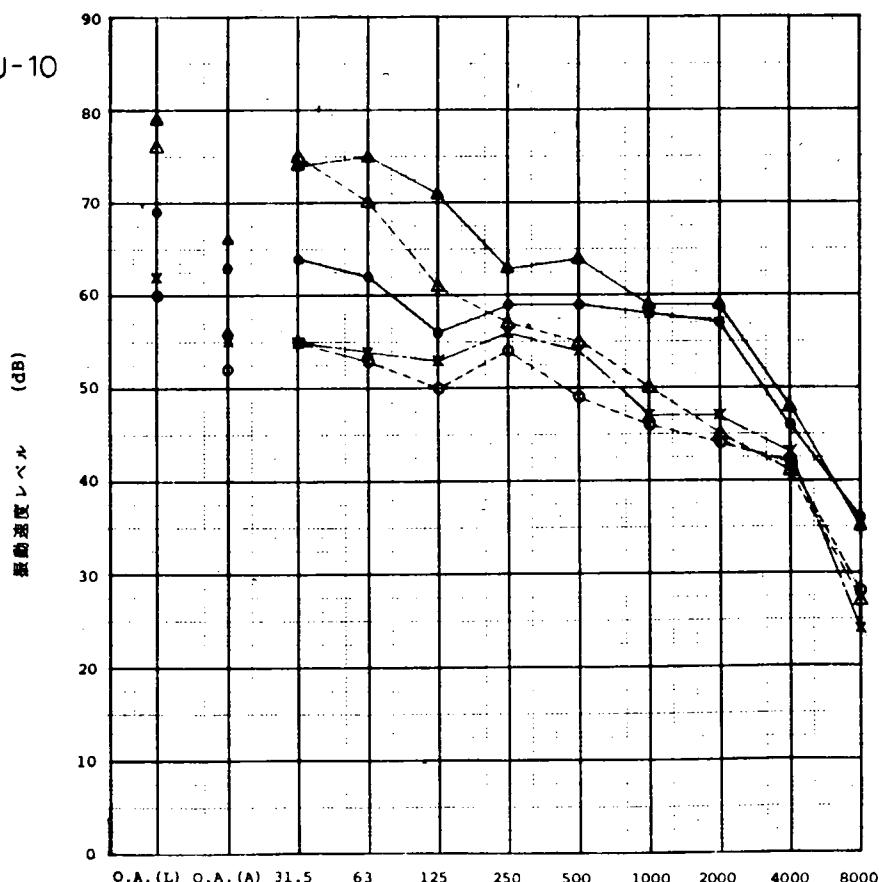


図 1.5.66 居住区振動速度レベル分布

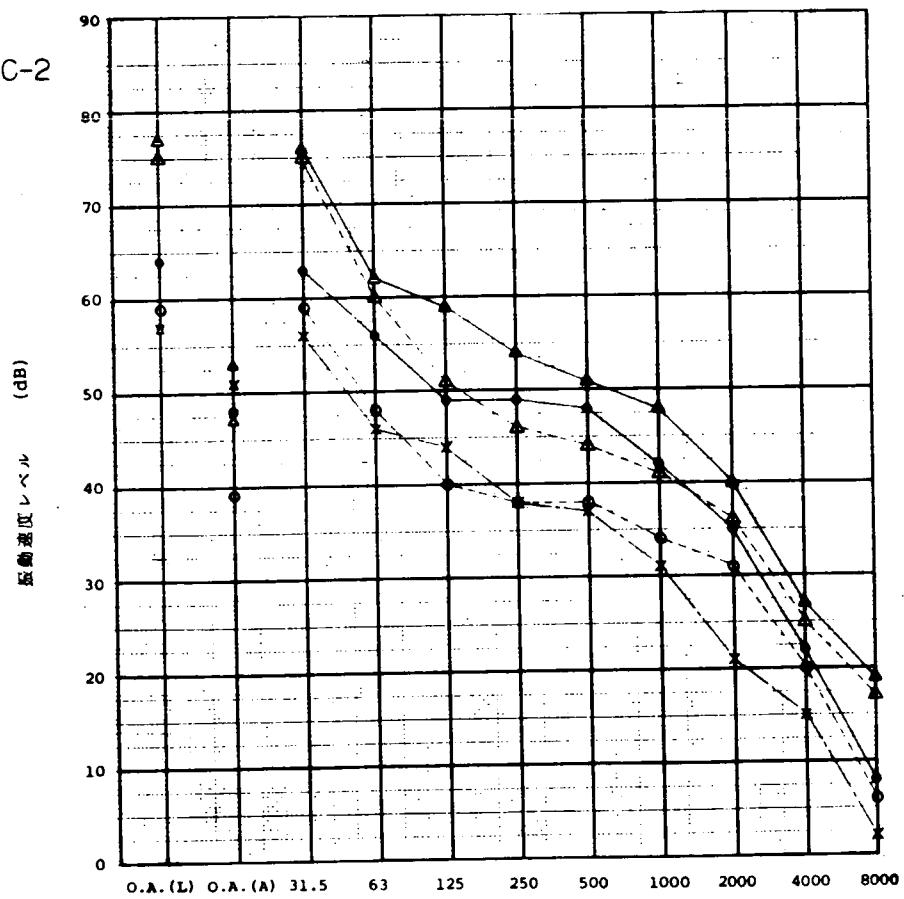
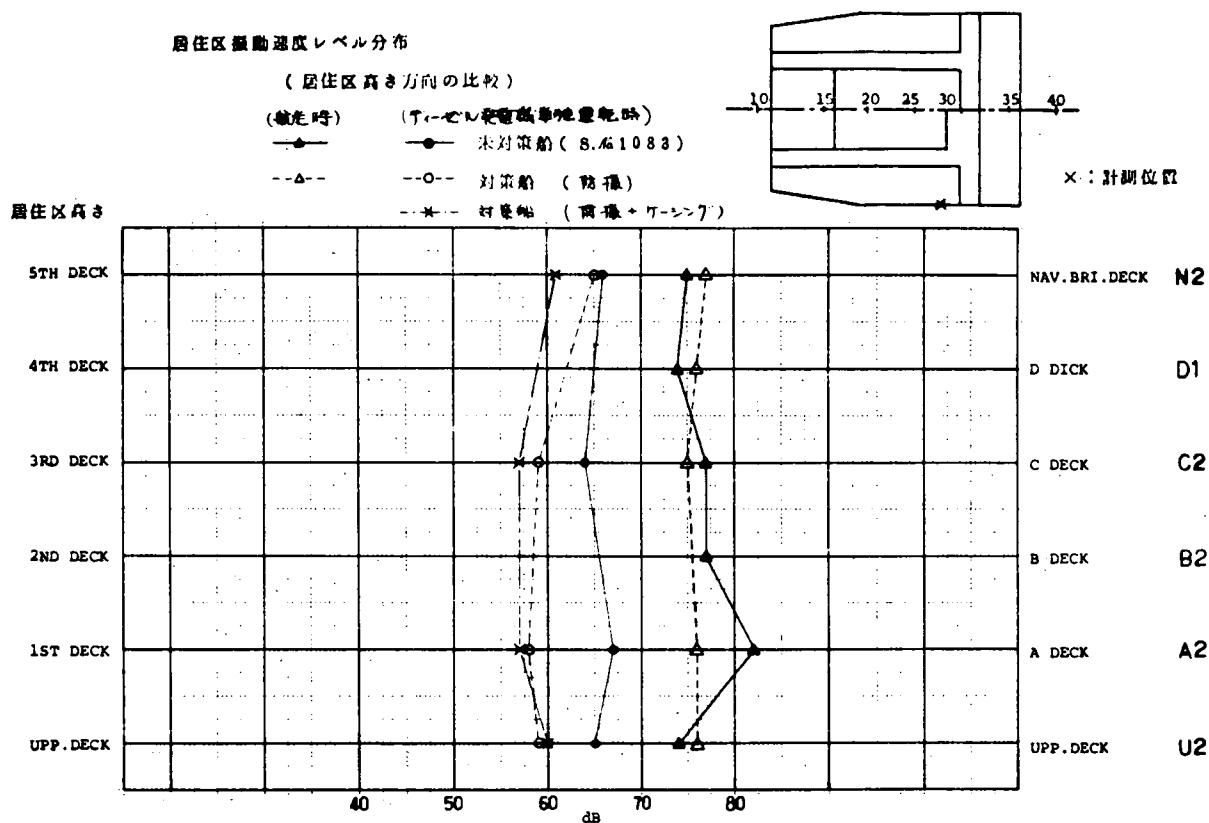
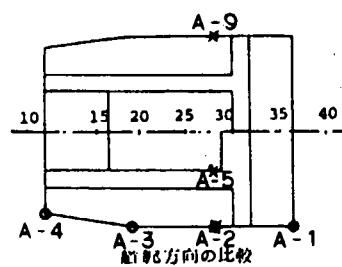


図 1.5.67 居住区振動速度 レベル分布

居住区振動速度レベル分布

(A DECK)
 (測定時)
 —▲— (高風速風浪時)
 —●— 未対策船 (8.4.1088)
 --△-- 対策船 (8.4.1084)

×印：左右舷方向比較 ○印：船軸方向比較



左右舷方向の比較

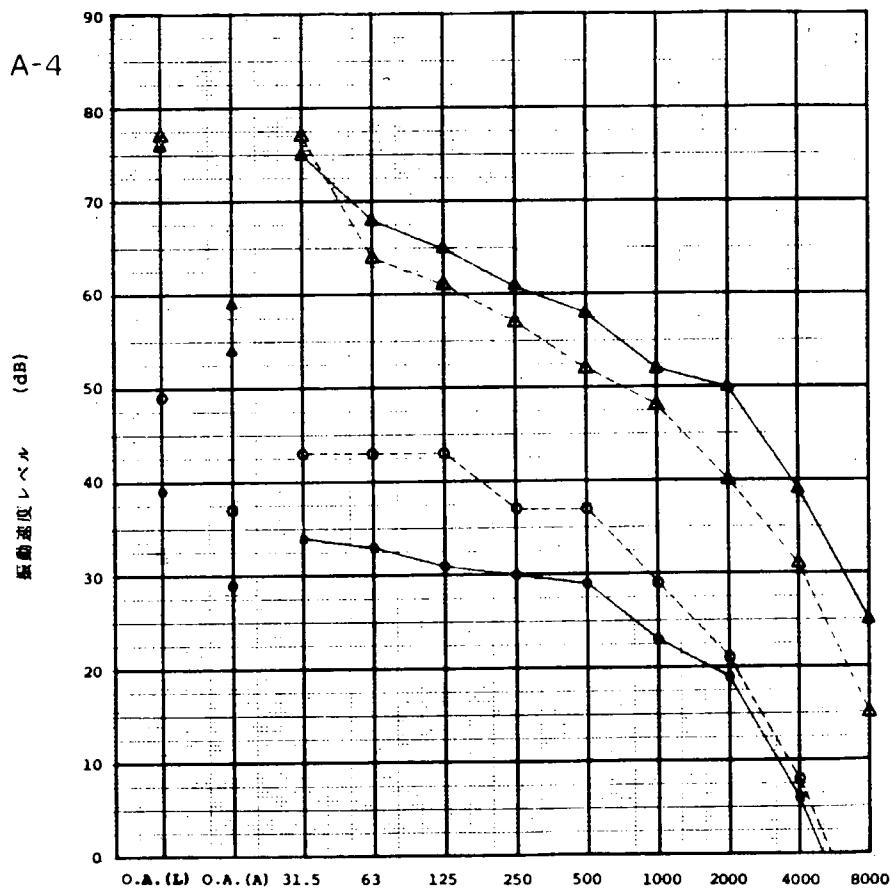
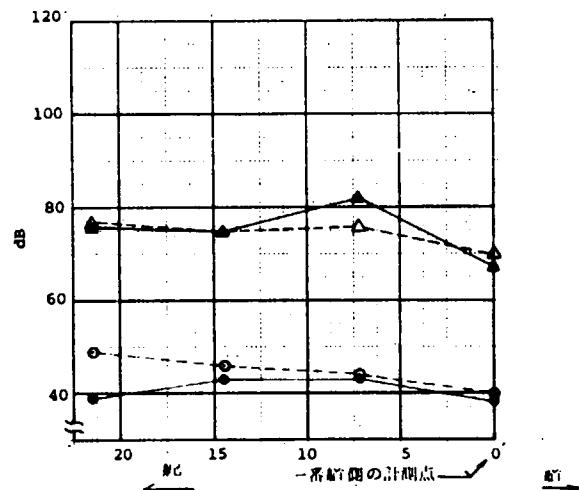
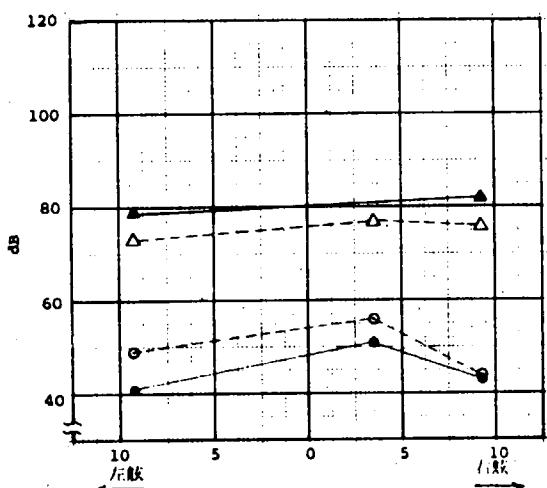


図 1.5.68 居住区振動速度レベル分布

居住区振動速度レベル分布

×印：左右舷方向比較 ○印：舷側方向比較

- (載走時) (機関室通風扇單体運転時)
 ● (未対策船 (S.M 1088))
 ▲ (対策船 (S.M 1084))

左右舷方向の比較

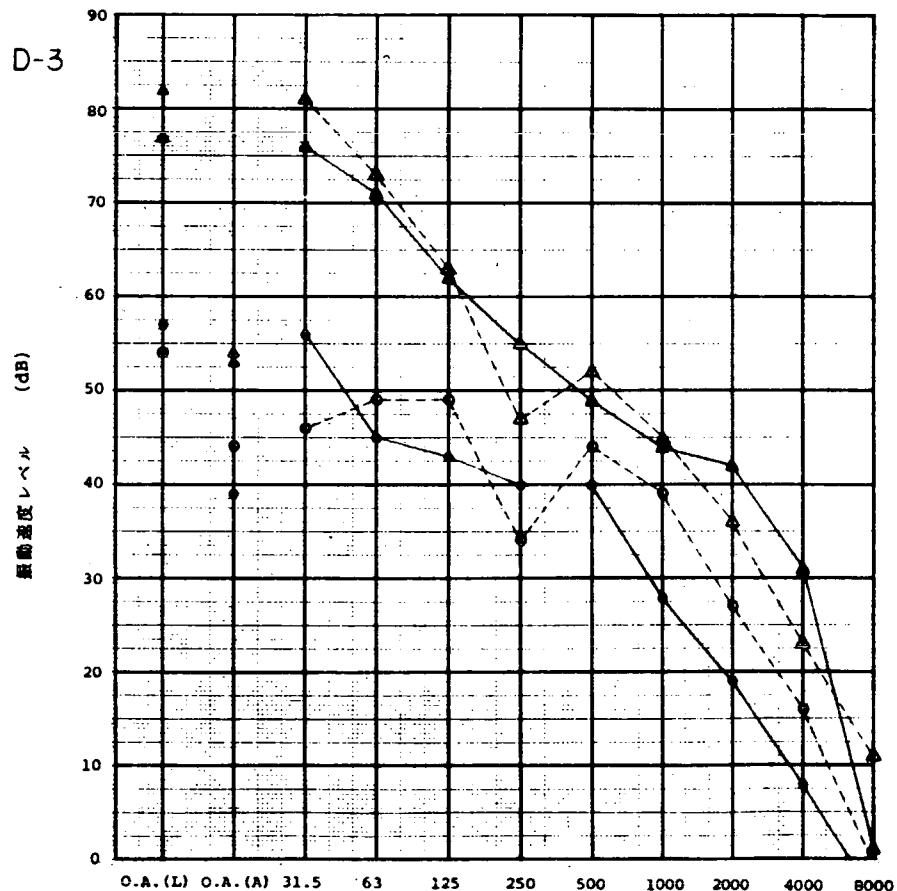
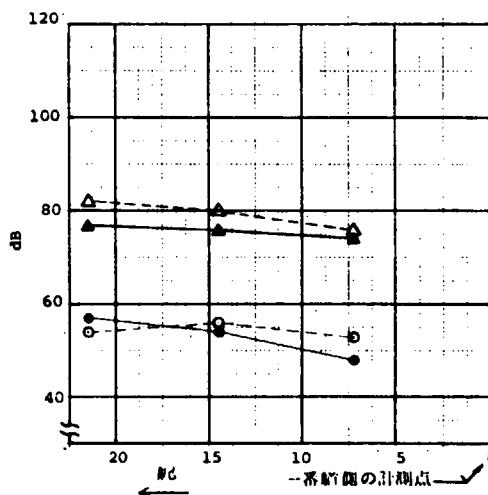
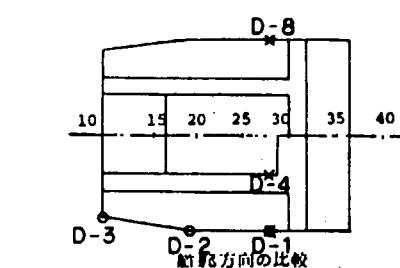
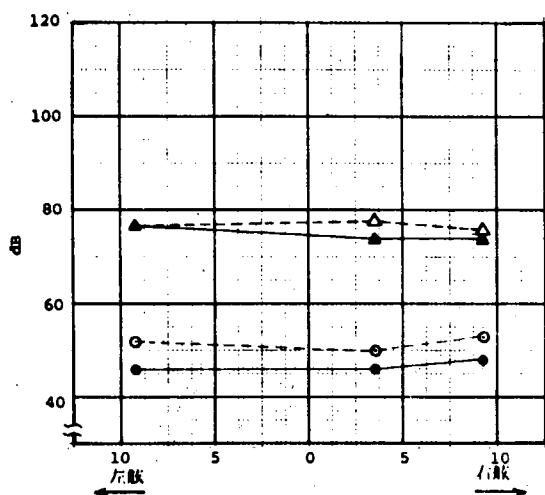


図 1.5.69 居住区振動速度 レベル分布

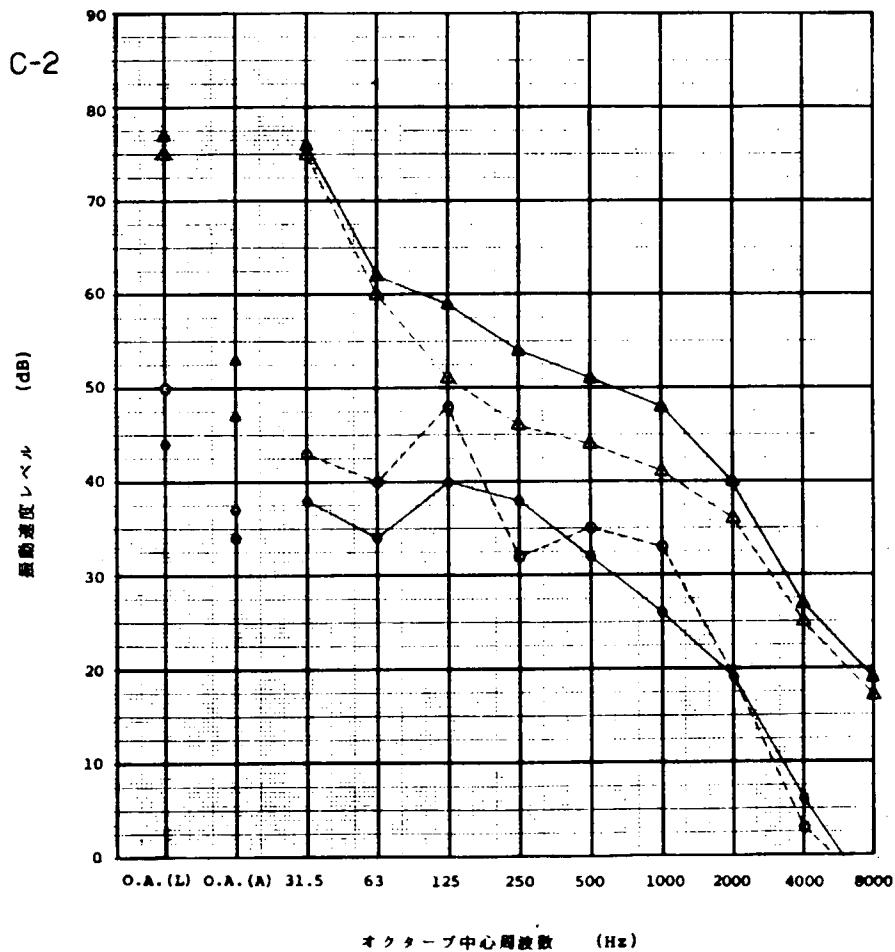
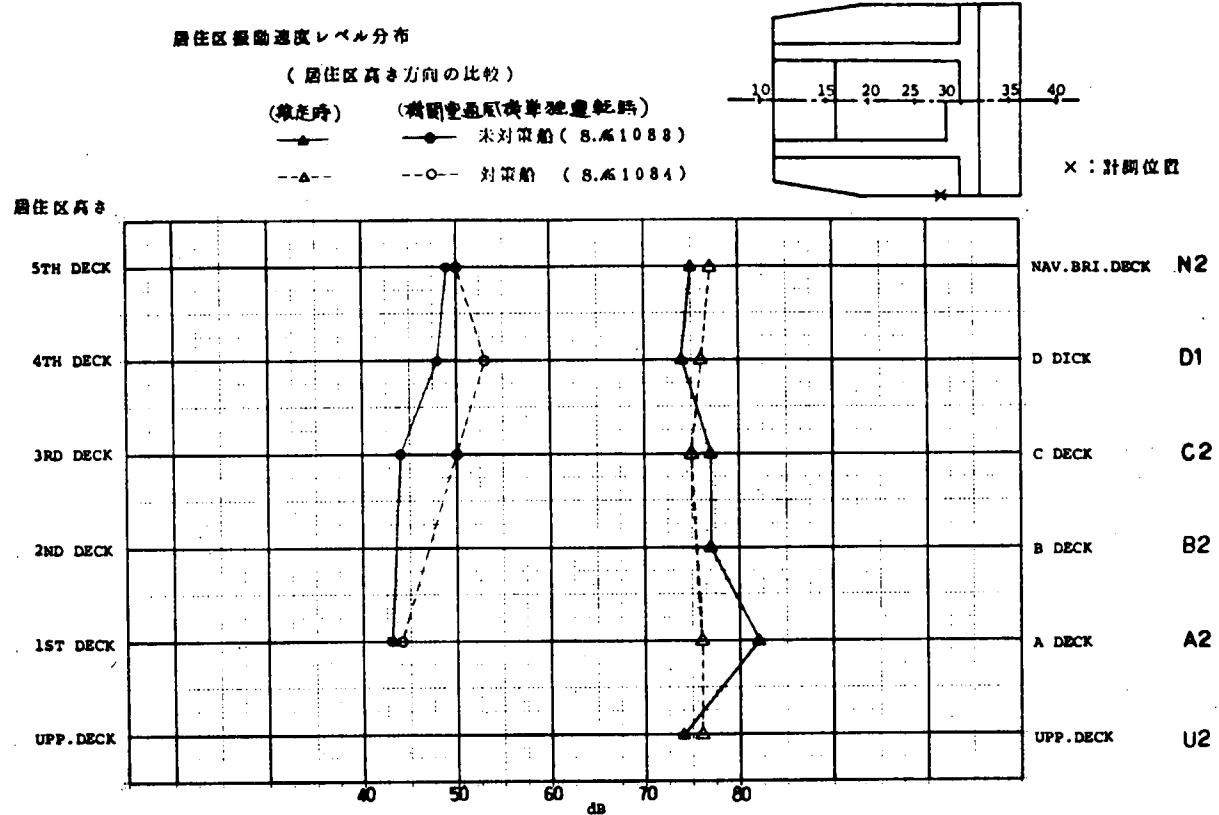


図 1.5.70 居住区振動速度レベル分布

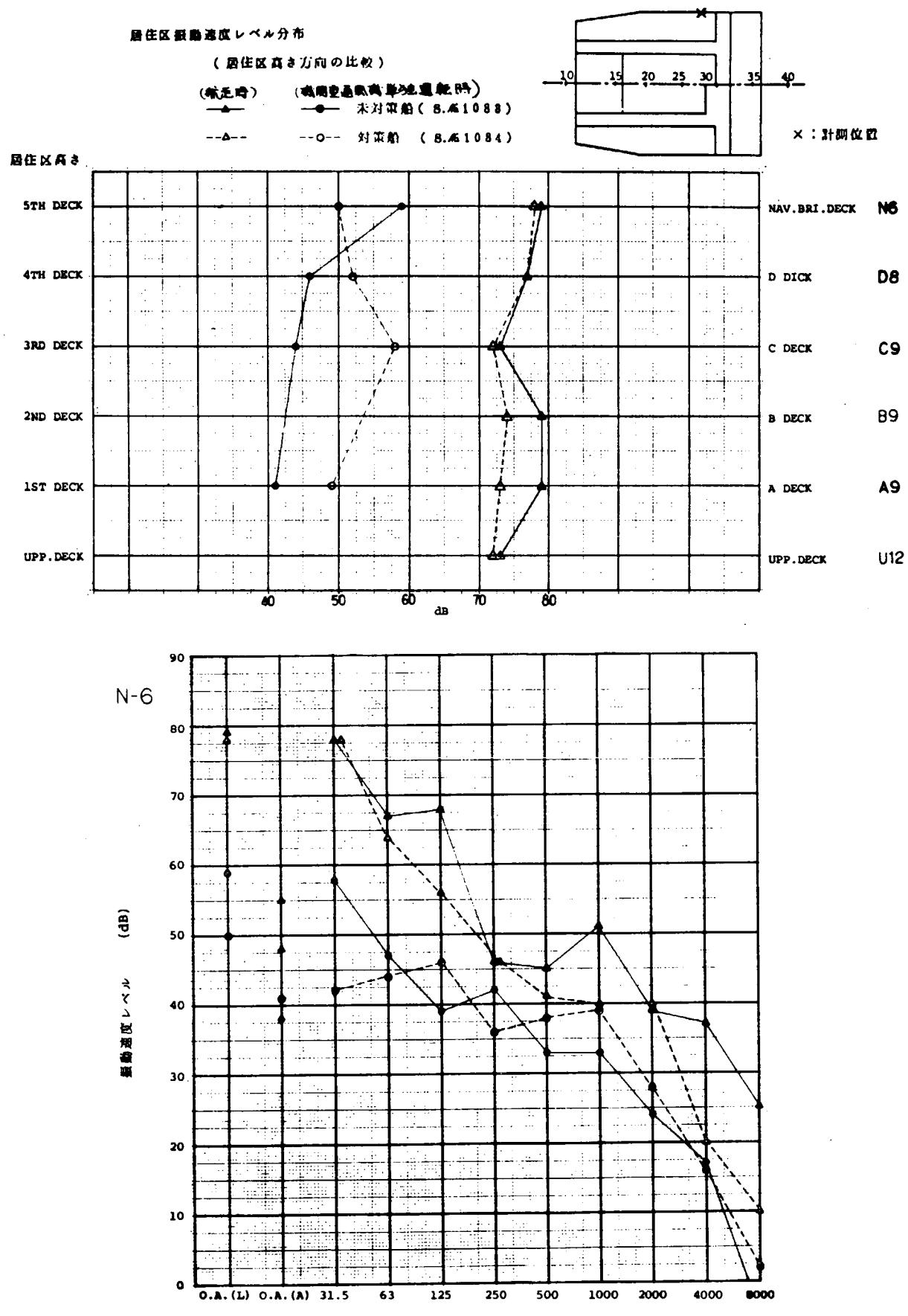


図 1.5.71 居住区振動速度レベル分布

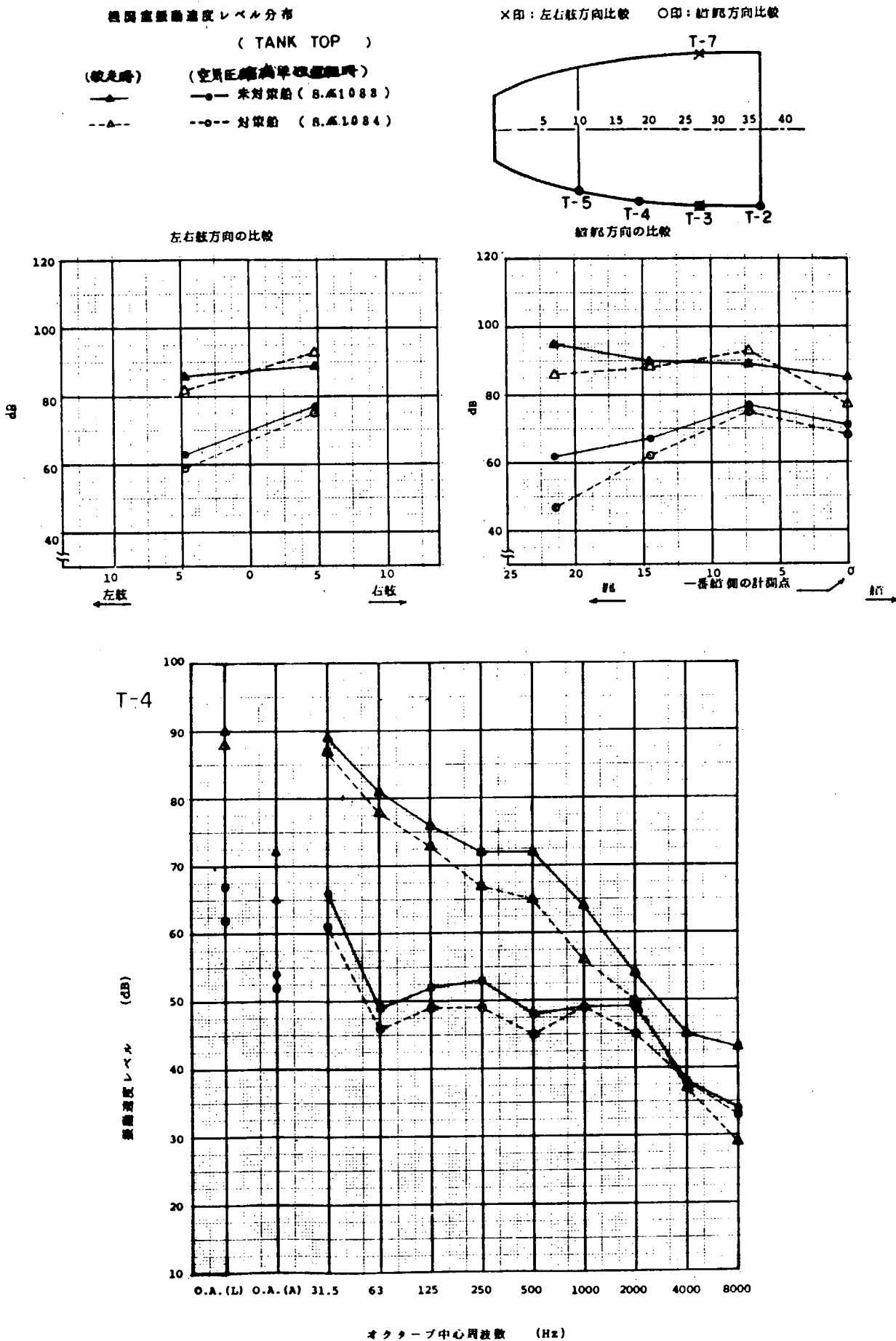


図 1.5.72 機関室振動速度レベル分布

居住区振動速度レベル分布

×印：左右舷方向比較 ○印：経緯方向比較

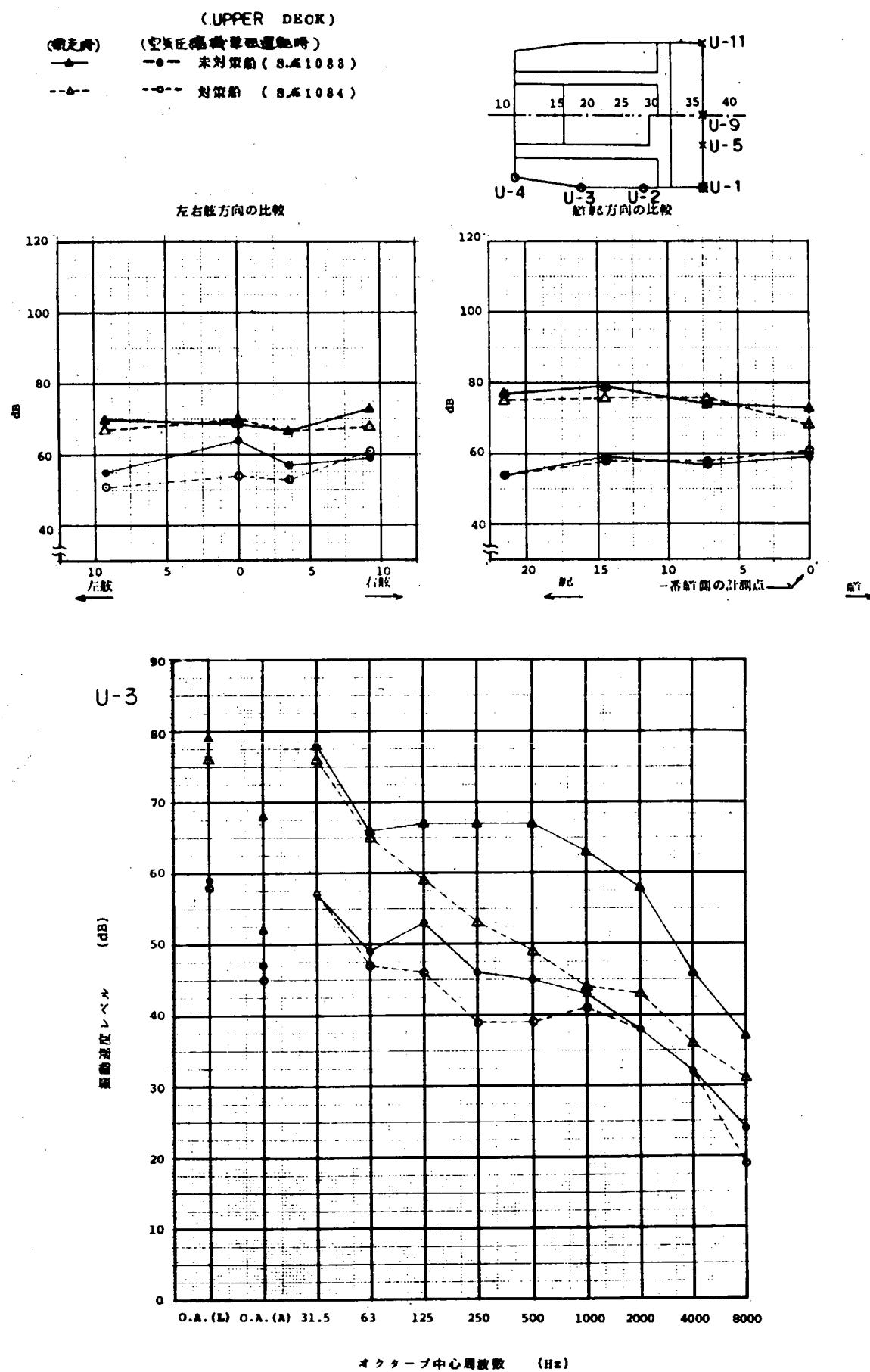


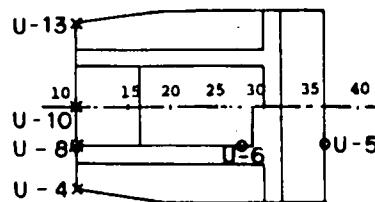
図 1.5.73 居住区振動速度 レベル分布

居住区振動速度レベル分布

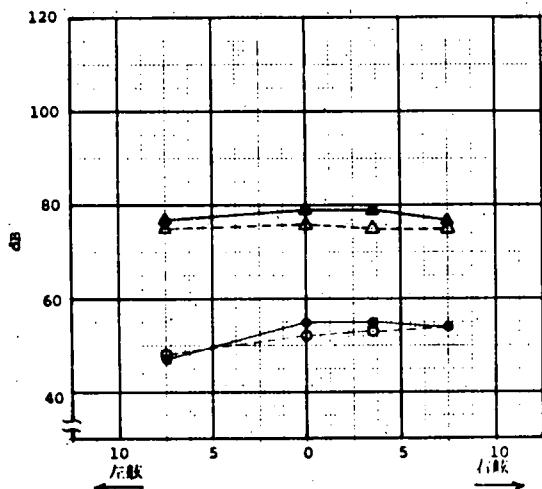
×印：左右舷方向比較 ○印：船尾方向比較

(UPPER DECK)

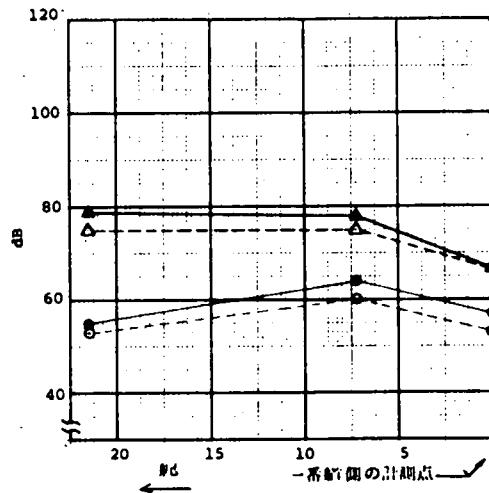
- (航行時) (空気圧縮機運転時)
- 未対策船 (8.4M 1088)
- △-- 対策船 (8.4M 1084)



左右舷方向の比較



船尾方向の比較



U-8

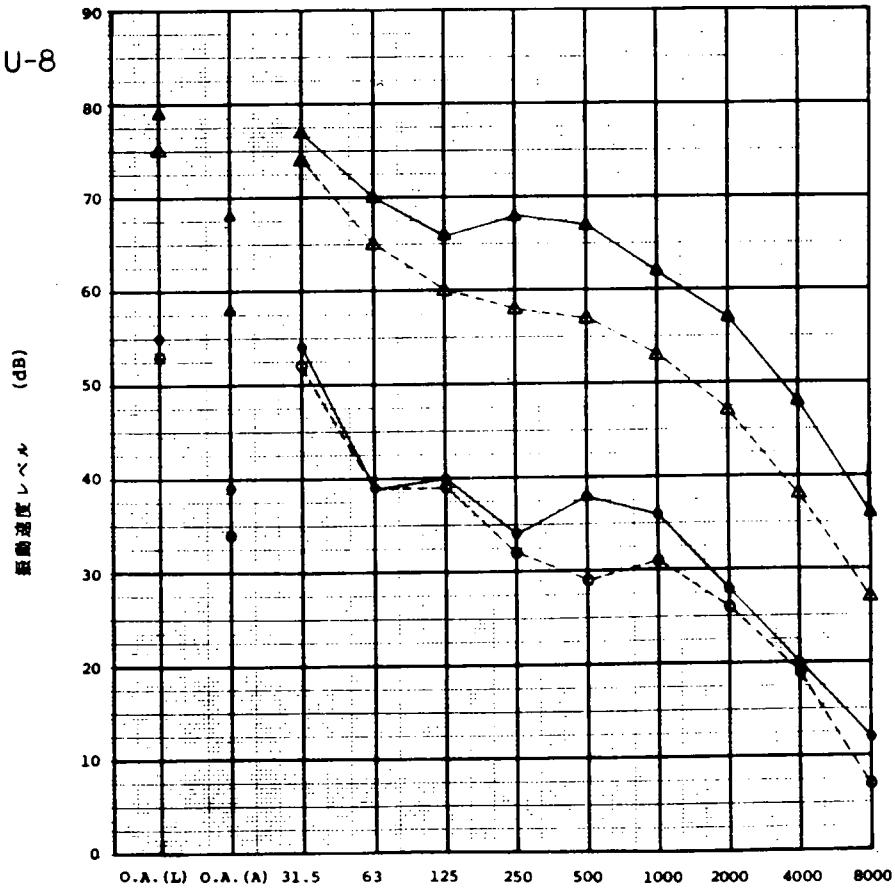


図 1.5.74 居住区振動速度 レベル分布

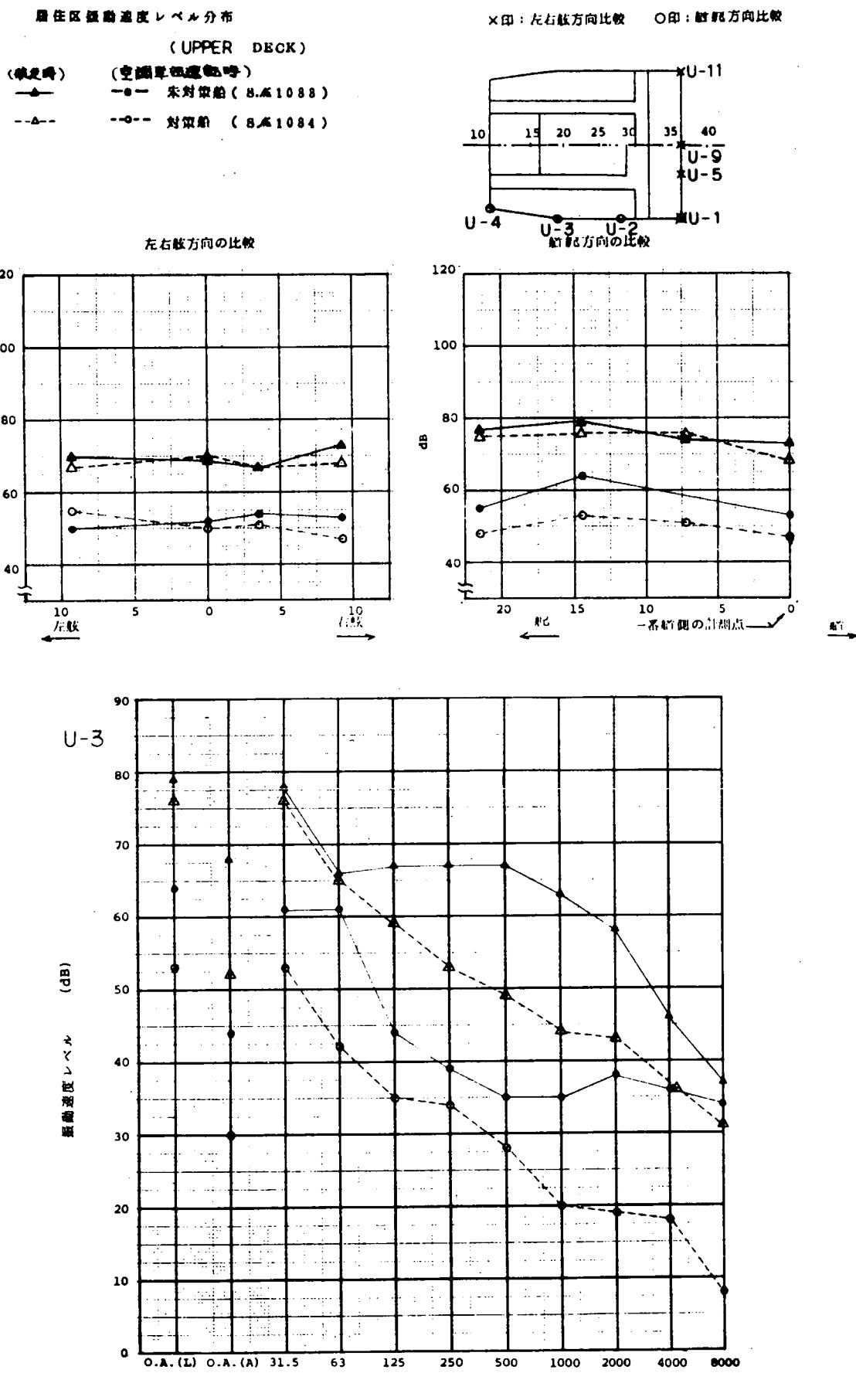


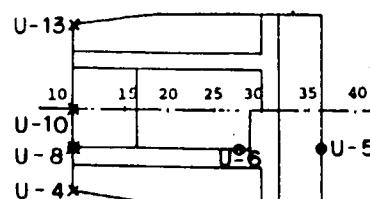
図 1.5.75 居住区振動速度レベル分布

居住区振動速度レベル分布

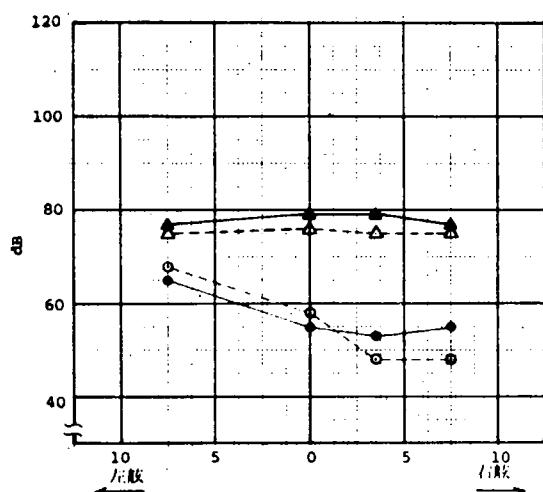
×印：左右舷方向比較 ○印：船軸方向比較

(UPPER DECK)

- (航走時) (空調単機運転時)
- 未対策船 (S.M.1088)
- △-- 対策船 (S.M.1084)



左右舷方向の比較



船軸方向の比較

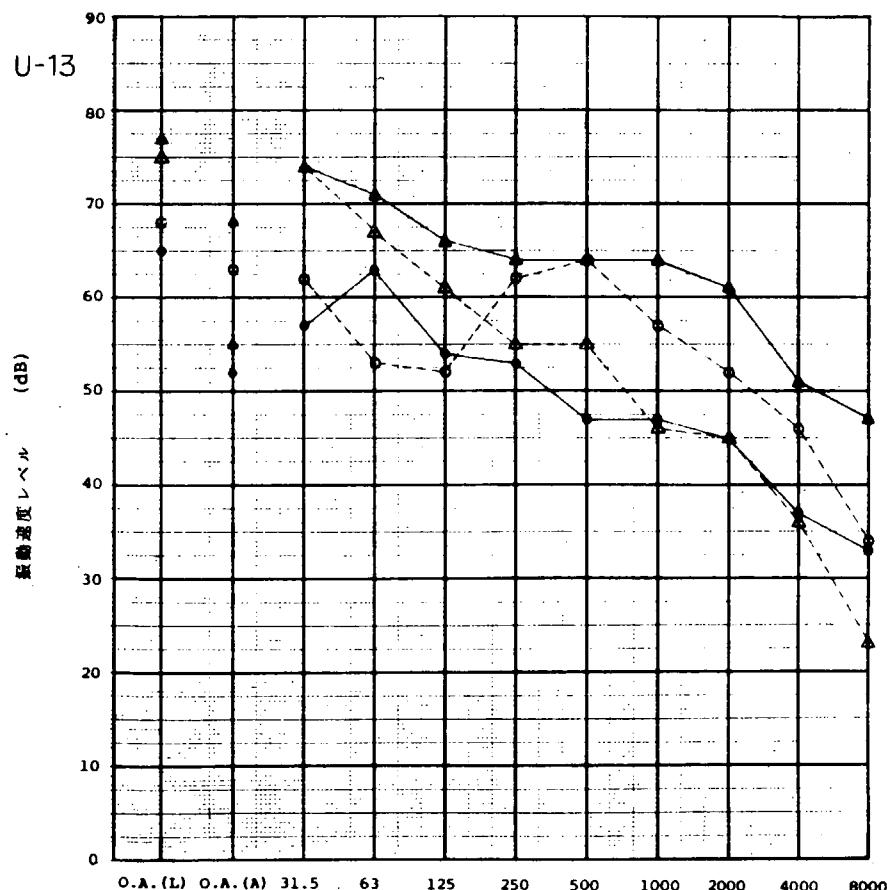
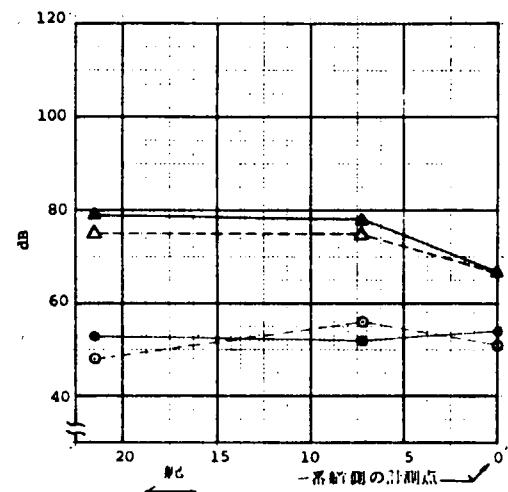


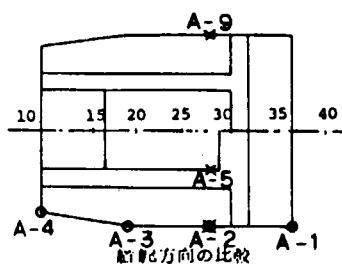
図 1.5.76 居住区振動速度 レベル分布

居住区振動速度レベル分布

(A DECK)

- (航走時) (空調等運転時)
- 未対策船 (S.M 1088)
- △- 対策船 (S.M 1084)

×印：左右舷方向比較 ○印：船軸方向比較



左右舷方向の比較

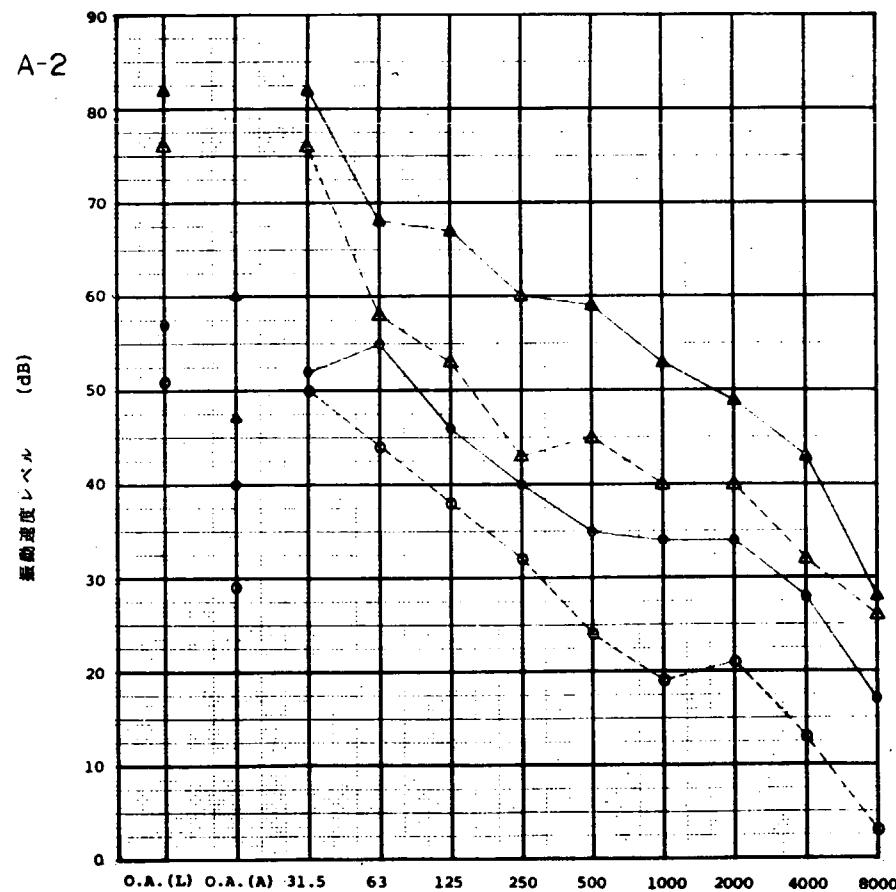
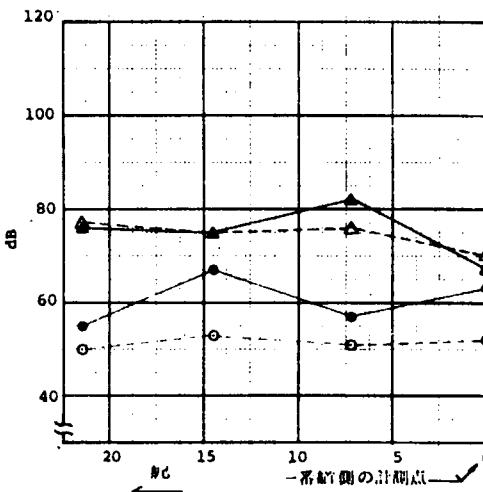
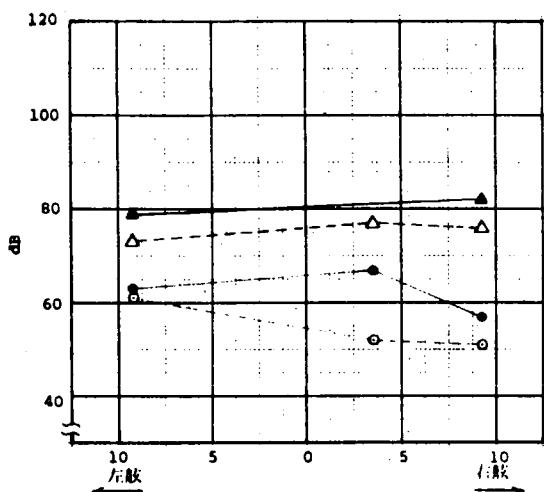


図 1.5.77 居住区振動速度レベル分布

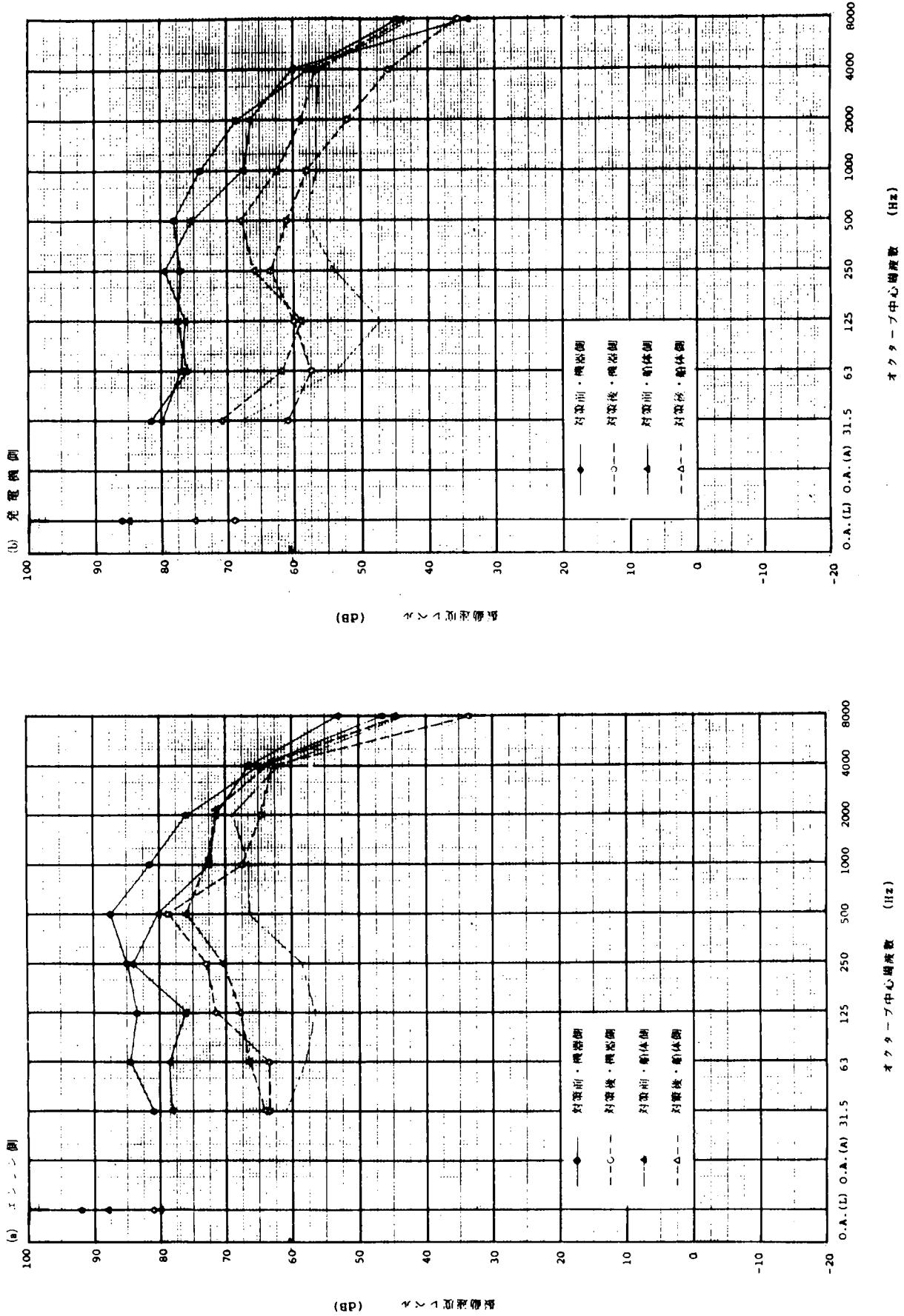


図 1.5.78 ディーゼル発電機の防振効果

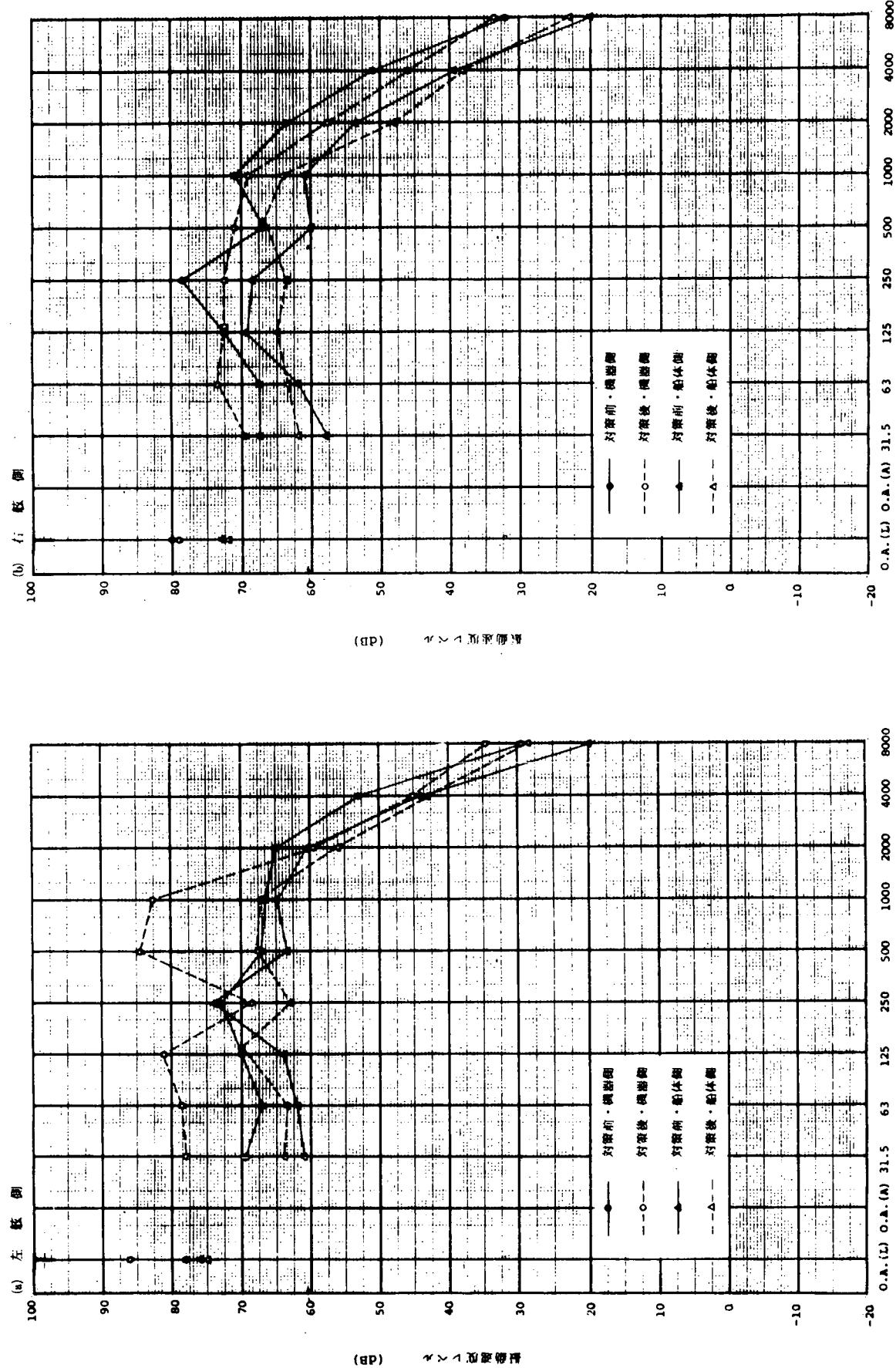


図 1.5.79 機関室通風機の防振効果

オクターブ中心周波数 (Hz)

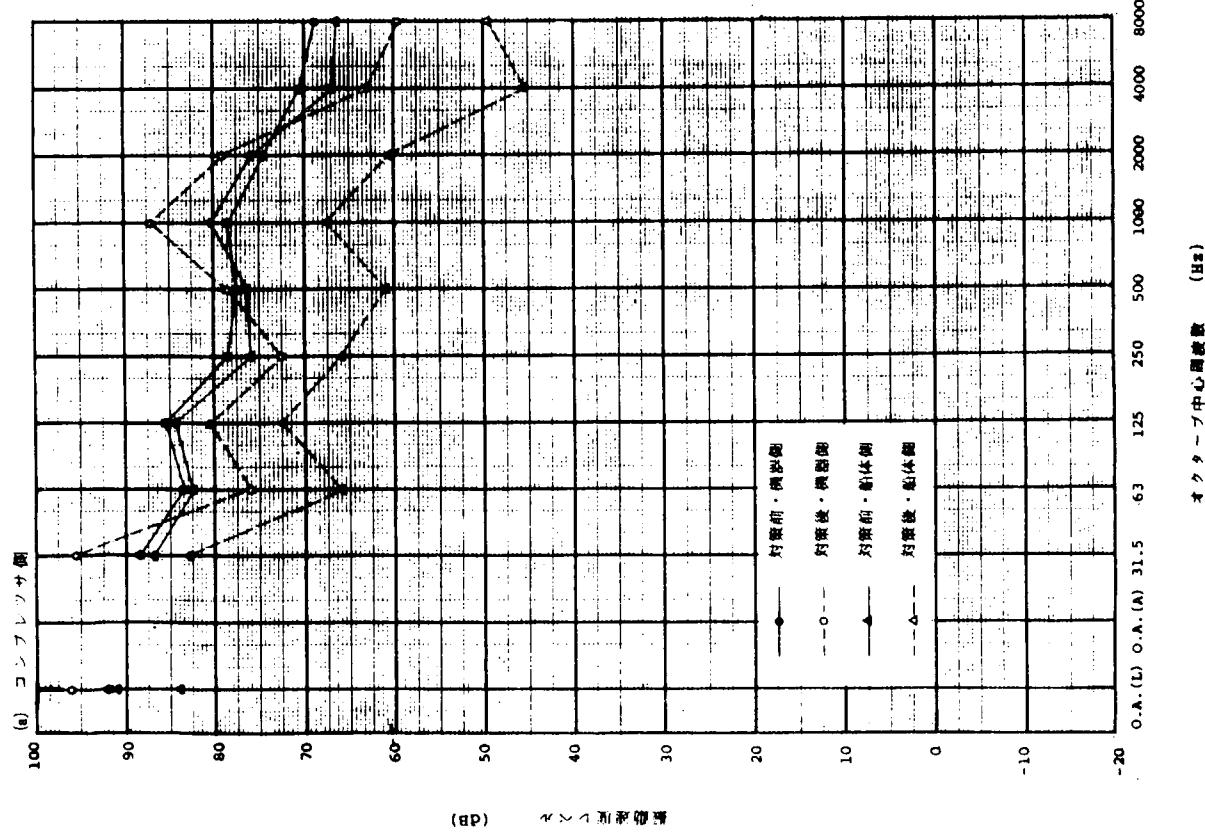


図 1.5.80 空気圧縮機の防振効果

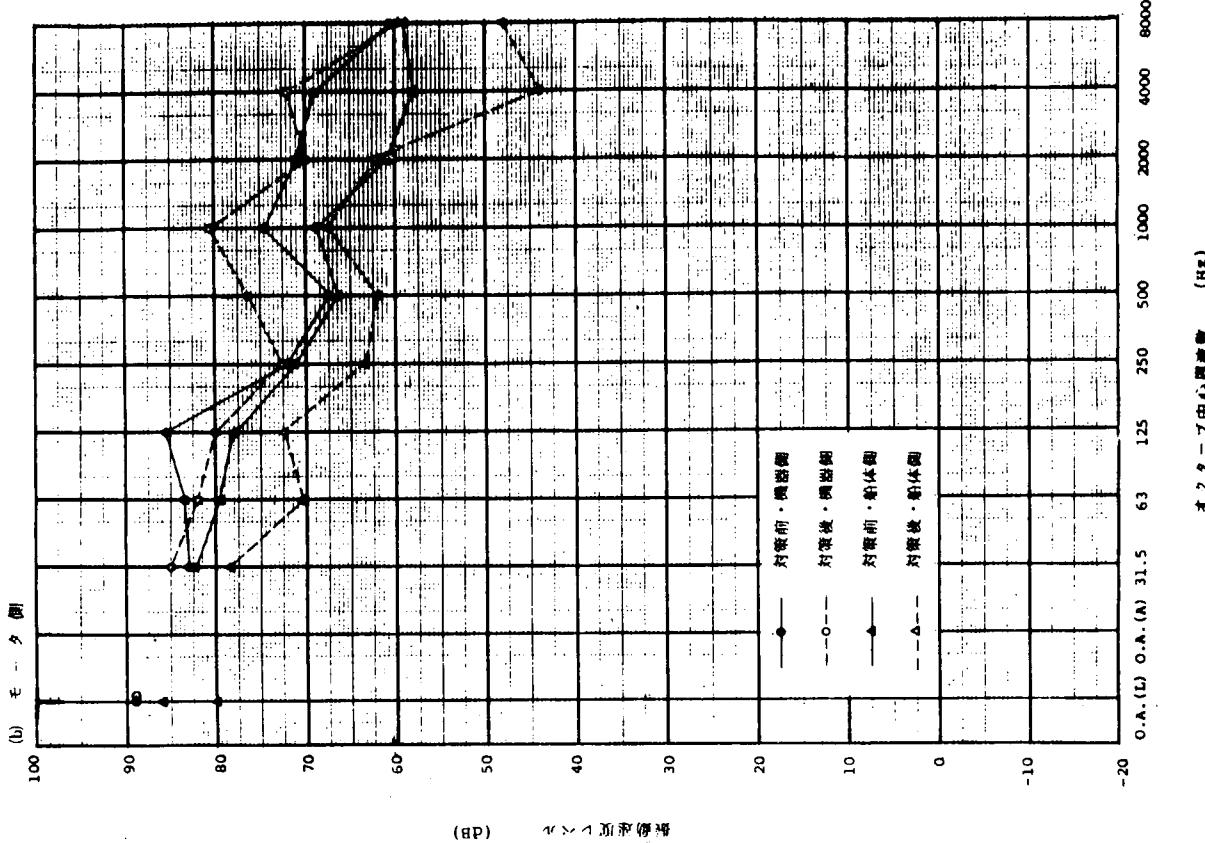


図 1.5.80 空気圧縮機の防振効果
オクターブ中心周波数 (Hz)

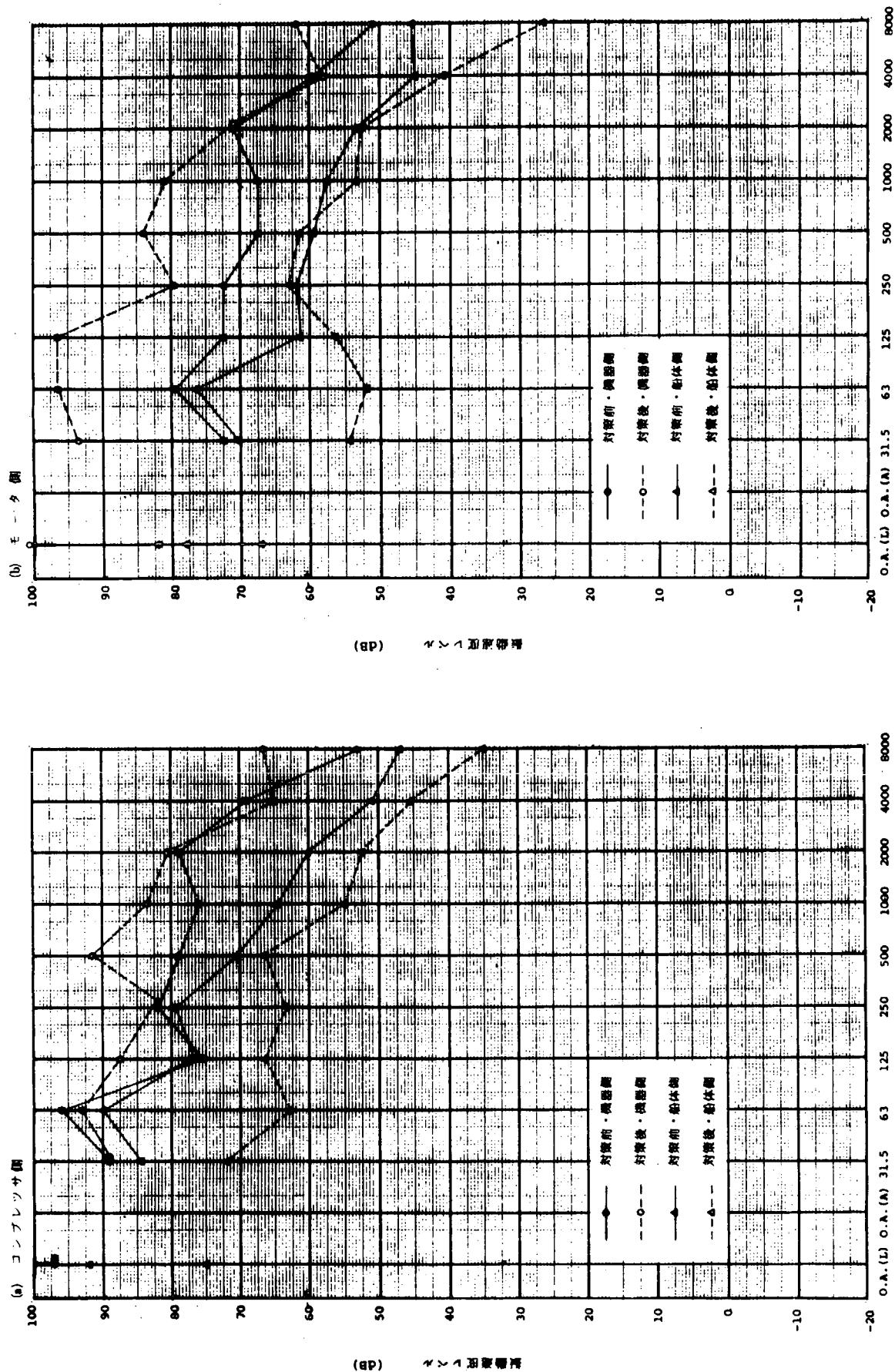


図 1.5.81 空調機の防振効果

オクターブ中心周波数 (Hz)

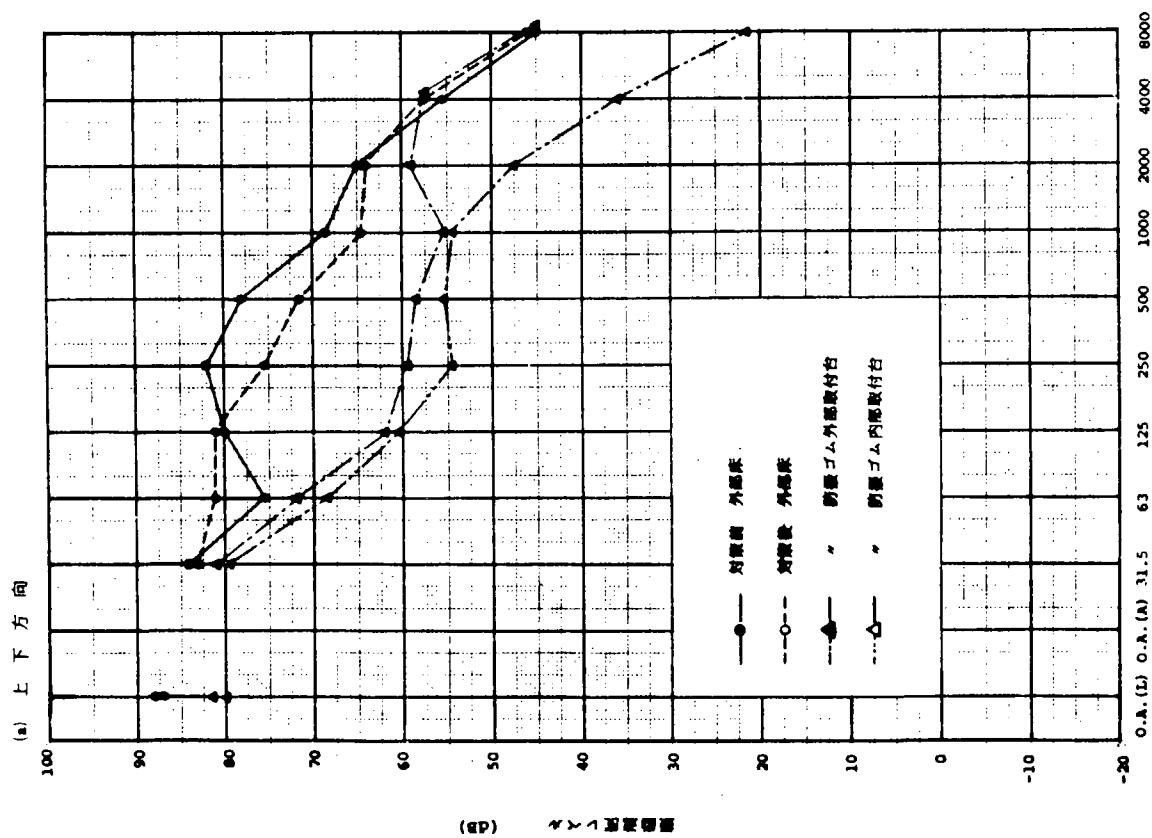


図 1.5.82 エンジンストアの防振効果

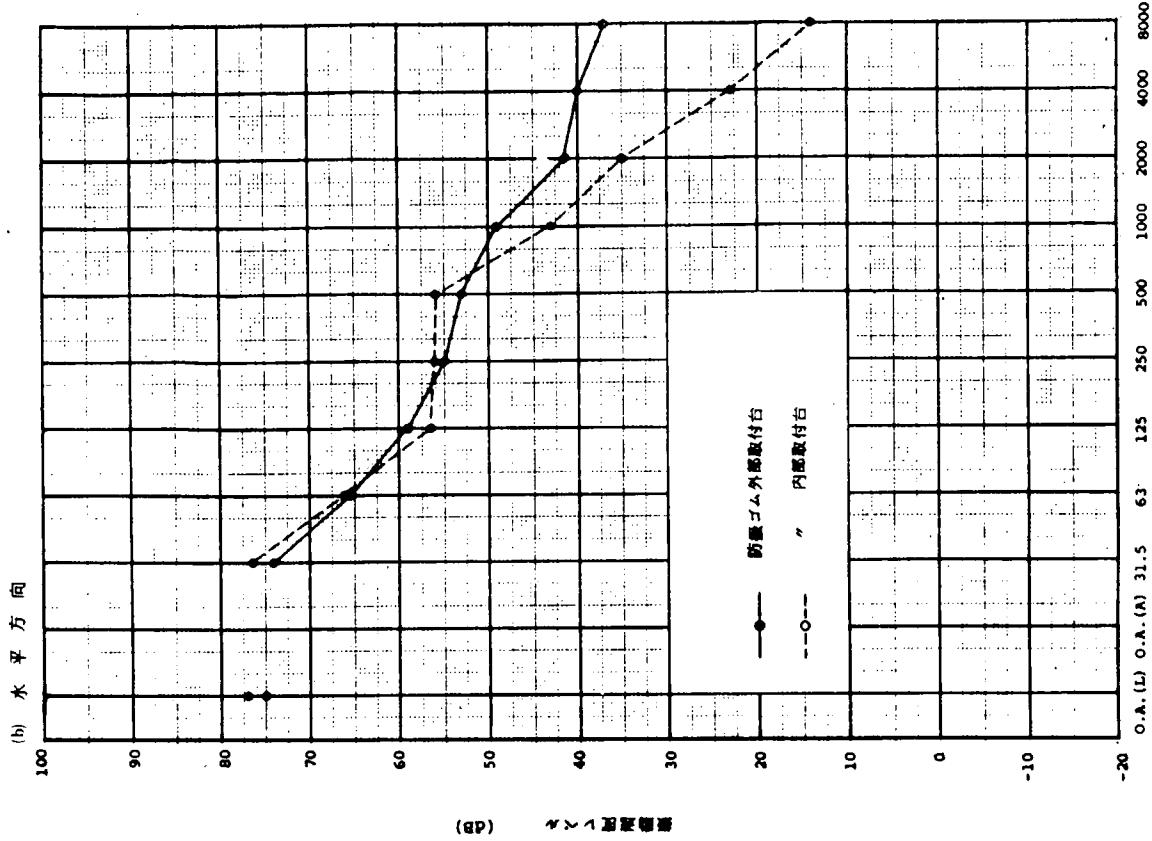


図 1.5.82 エンジンストアの防振効果

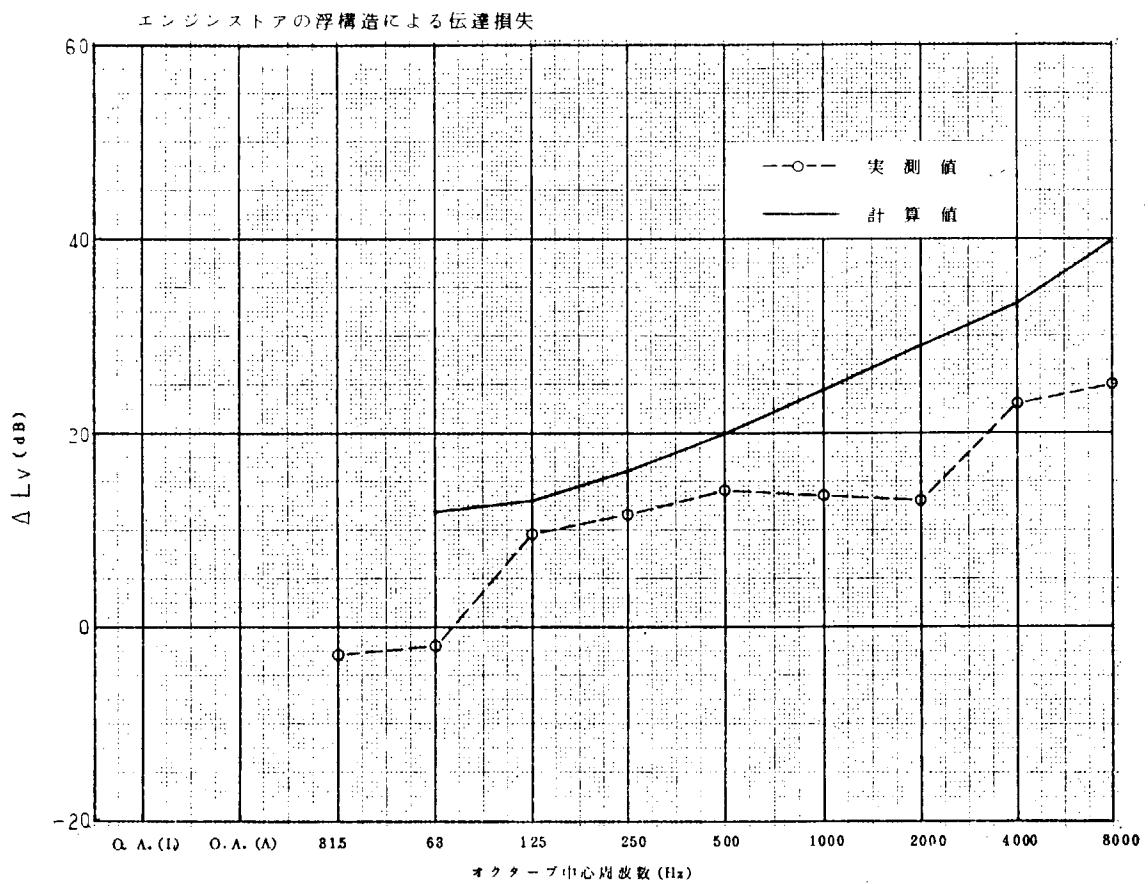


図 1.5.83 エンジンストアの浮構造による伝達損失

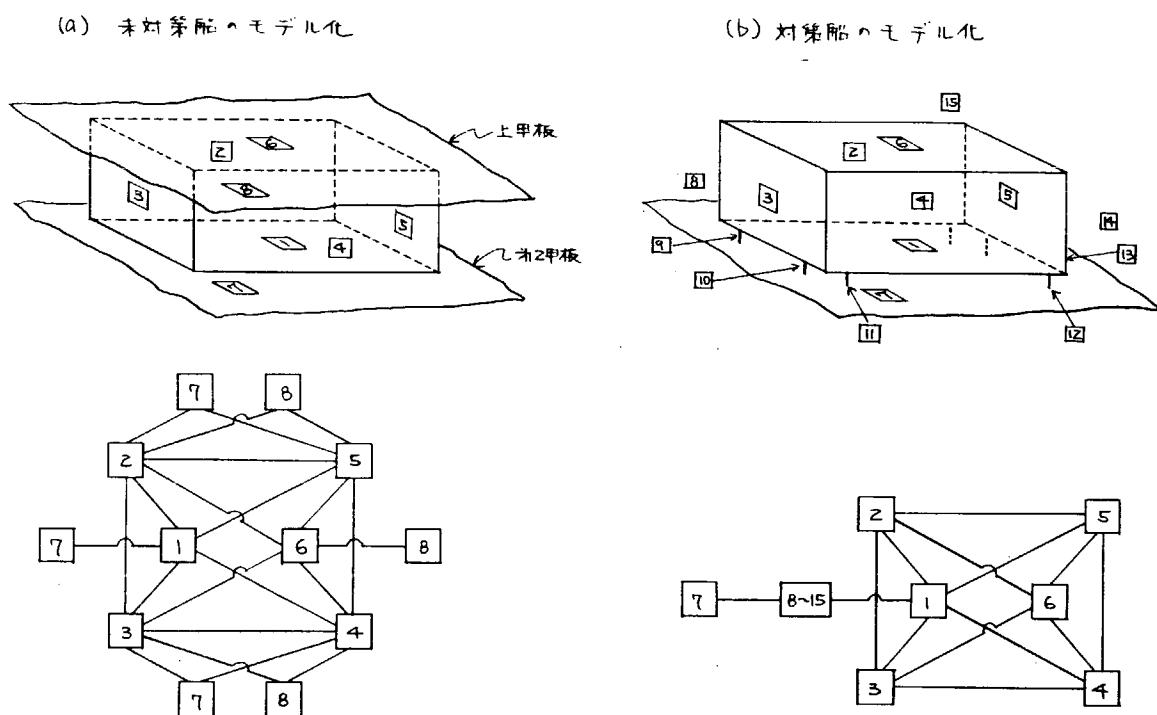


図 1.5.84 エンジンストアの計算モデル

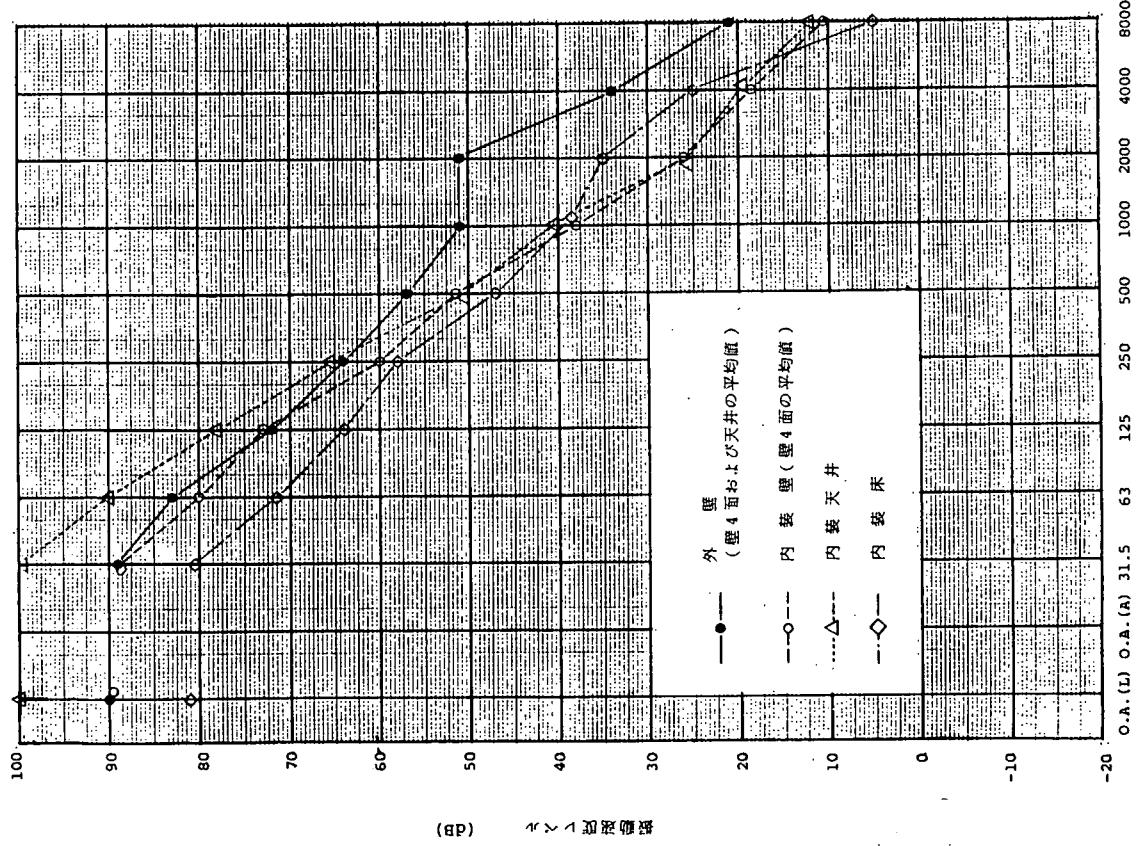


図 1.5.85 エンジンストアの外壁及び内装材の振動レベル

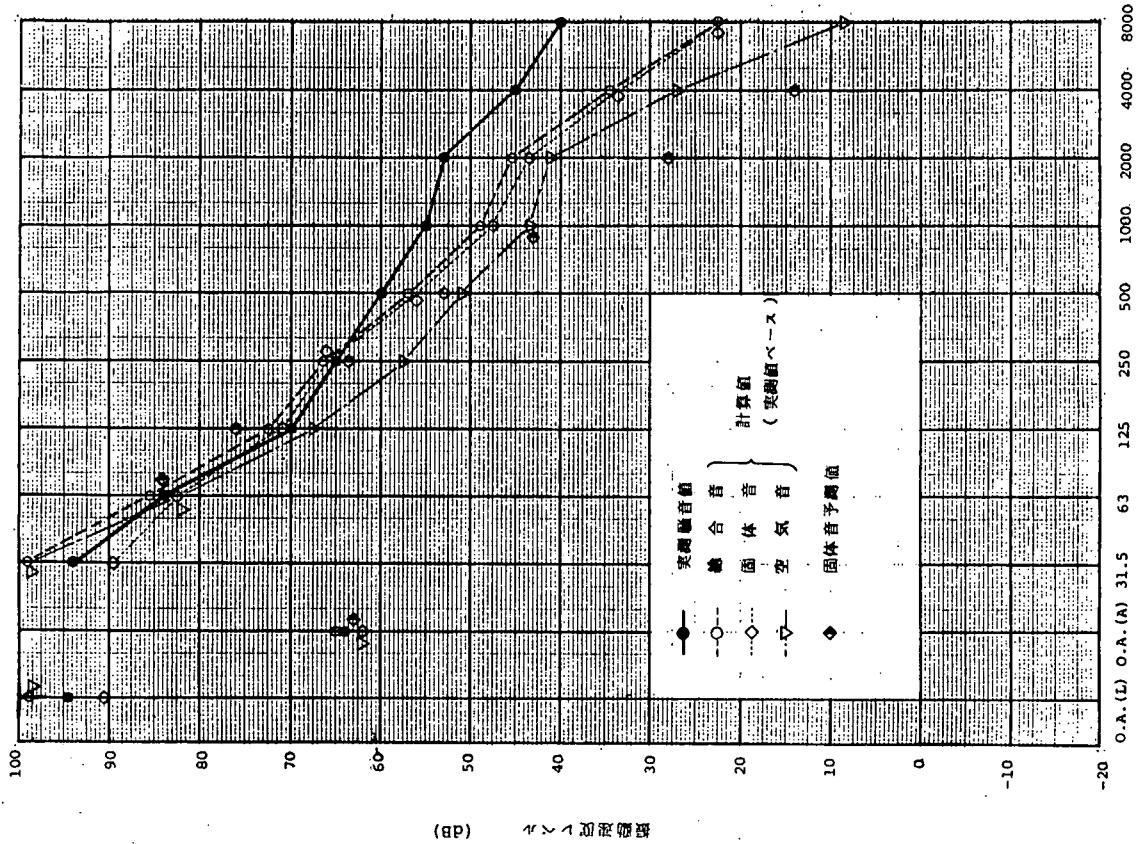


図 1.5.86 エンジンストア騒音の実測値と計算値

| | 天井 | 壁 | 床 |
|--|--|-----------------------|--|
| T A L L Y O F F | <p>50t 玻璃材 ガラスウール</p> <p>6t アスベスト吸音板</p> | <p>仕切壁</p> <p>暴露壁</p> | <p>5t コム引き カーペット</p> <p>9t ラテックス ユニバーサル</p> |
| O S L K R | <p>40t マリントン</p> | <p>仕切壁</p> <p>暴露壁</p> | <p>5t コム引き カーペット</p> <p>9t ラテックス コンポジション</p> |

図 1.5.87 対策内装材の仕様

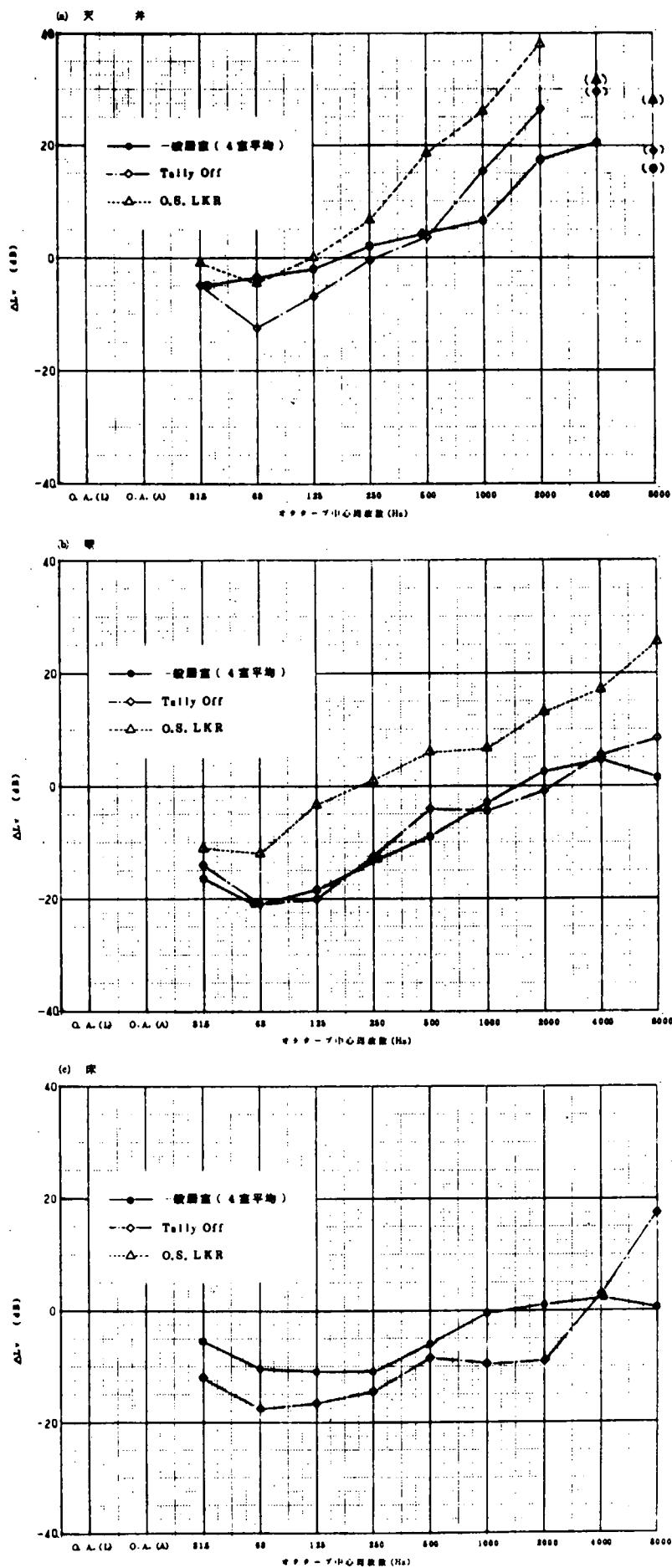


図 1.5.88 対策内装材の挿入損失

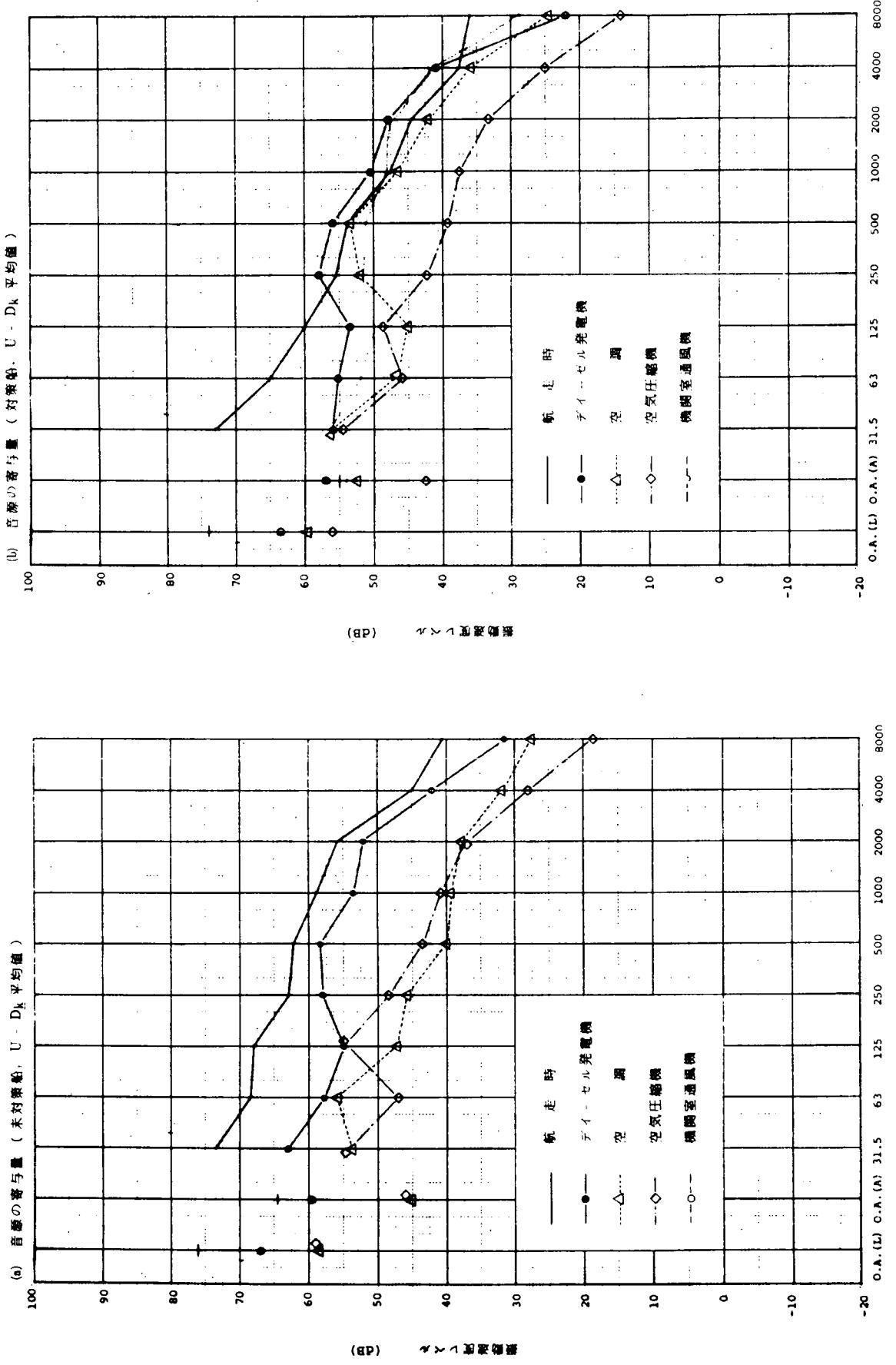
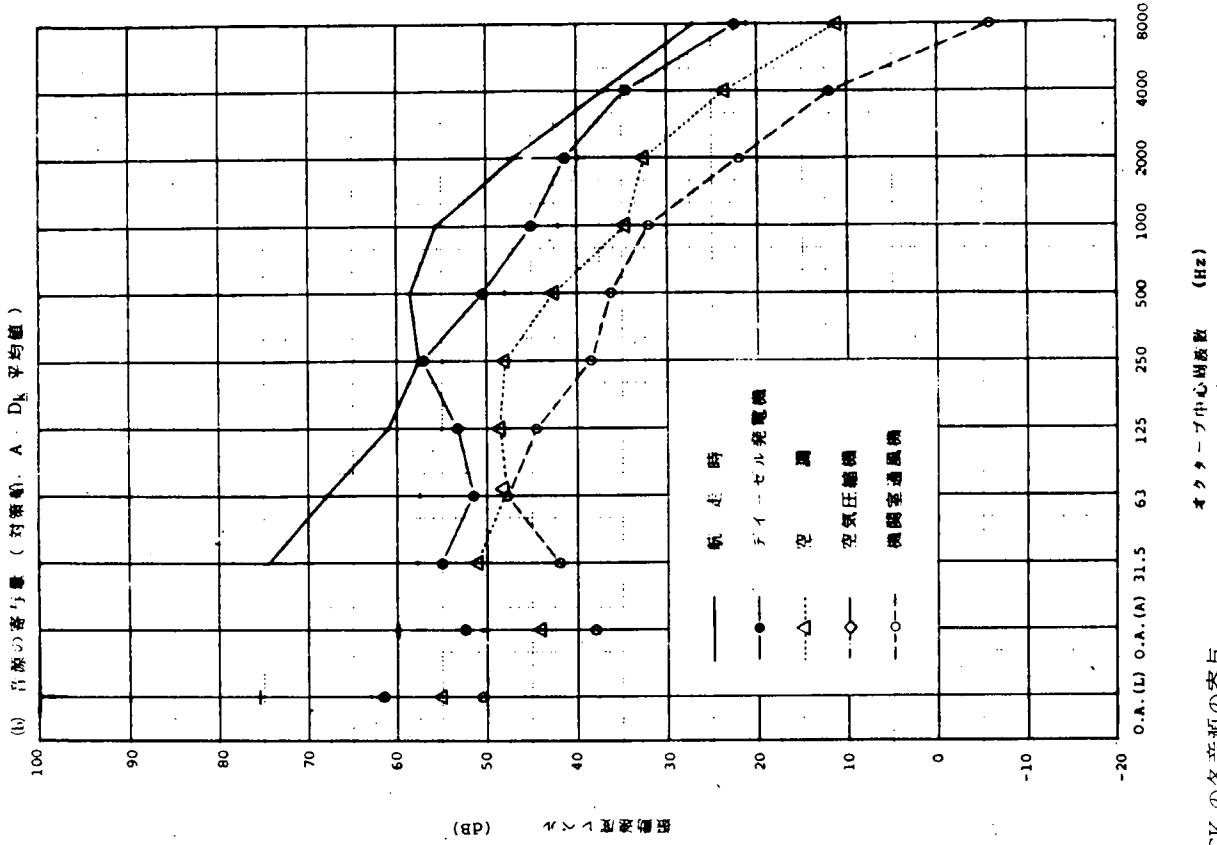
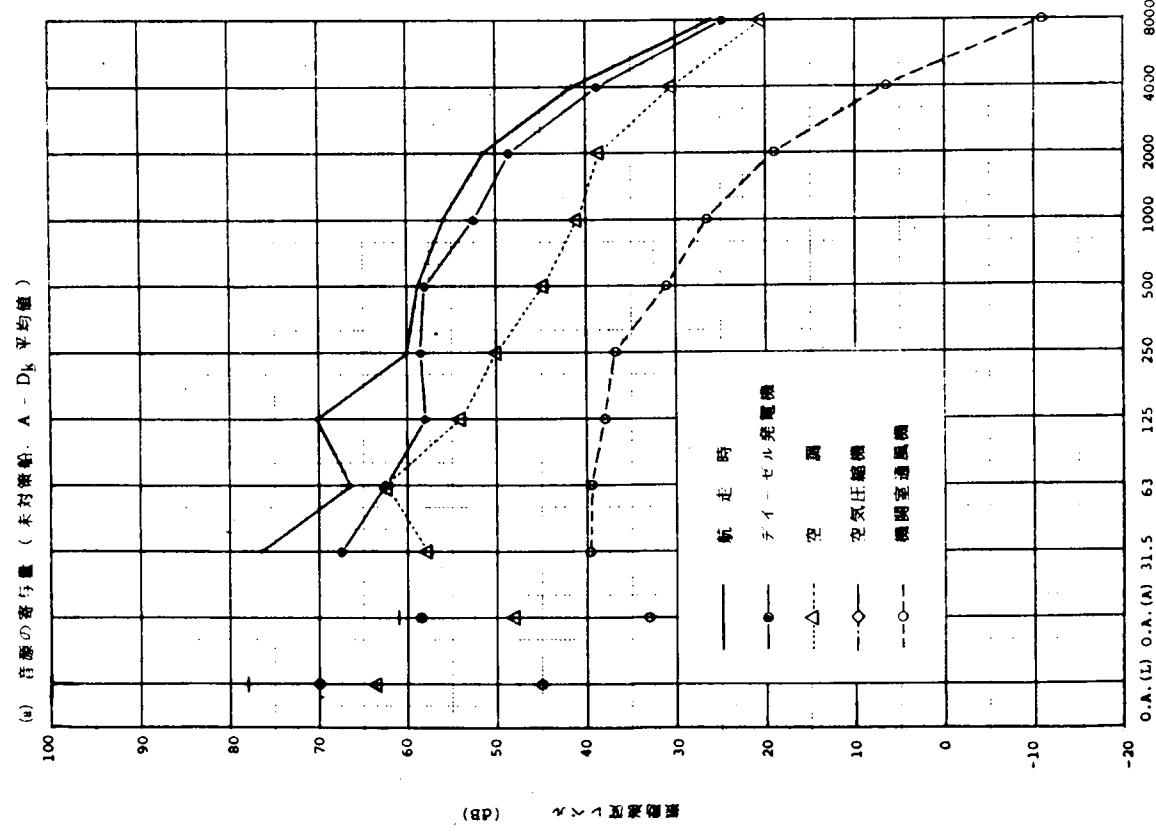
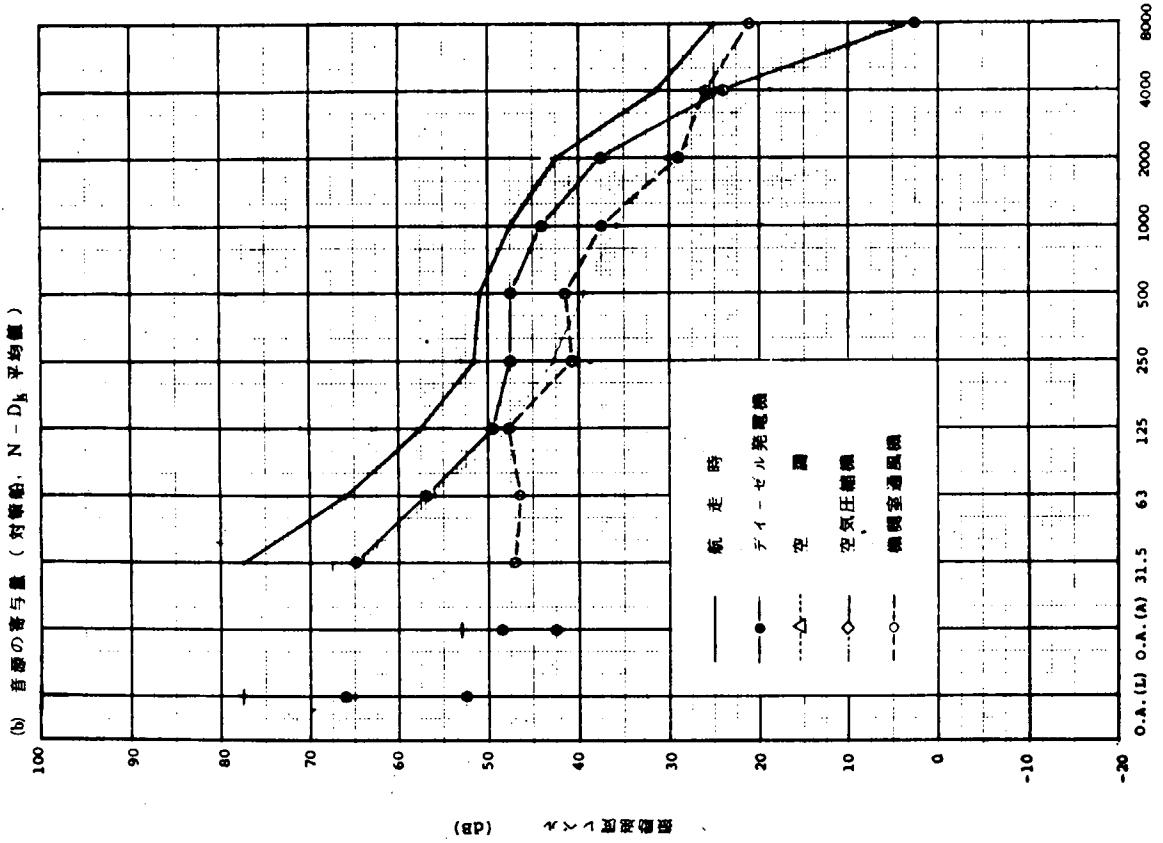
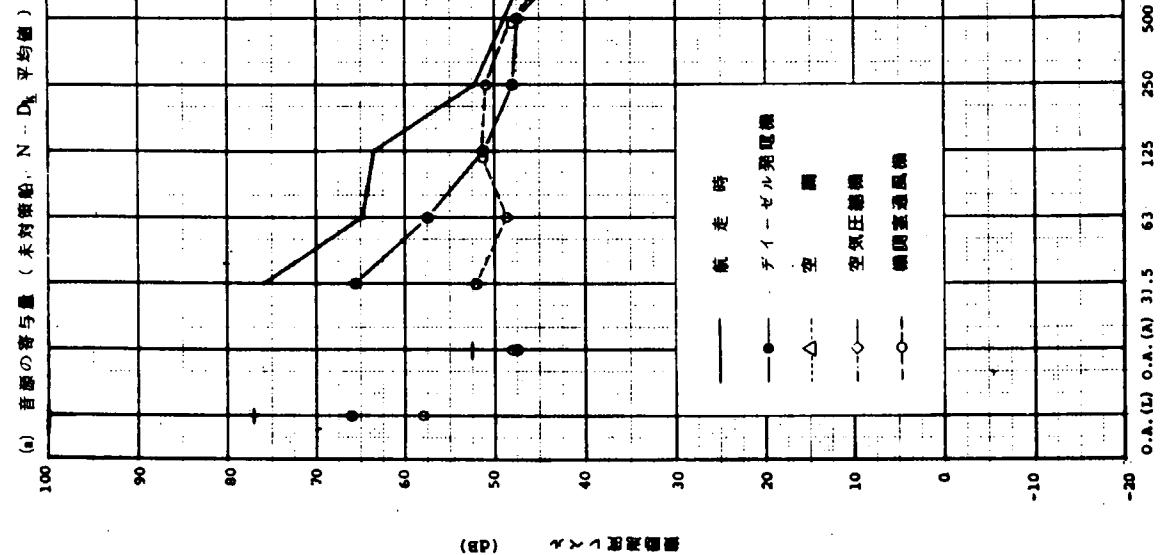


図 1.5.89 Upp. DECK の各音源の寄与



オクターブ中心周波数 (Hz)

図 1.5.90 A - DECK の各音源の寄与



オクターブ中心周波数 (Hz)

図 1.5.91 N - DECK の各音源の寄与

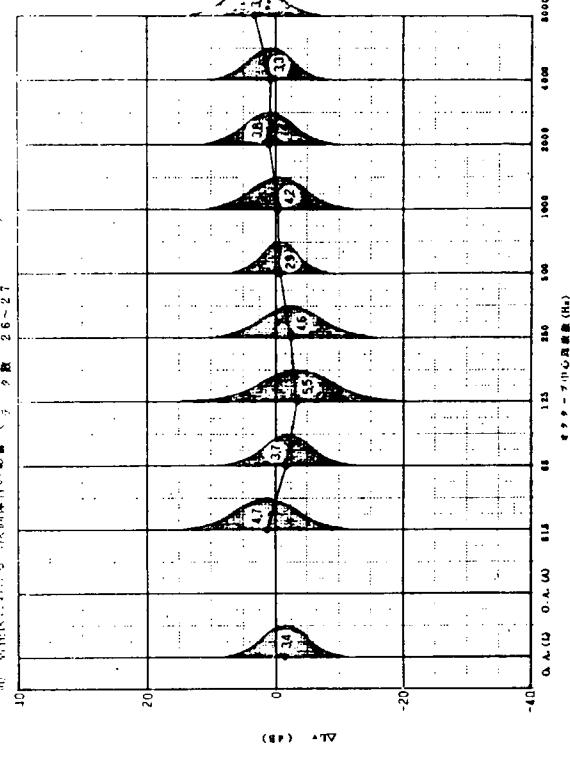
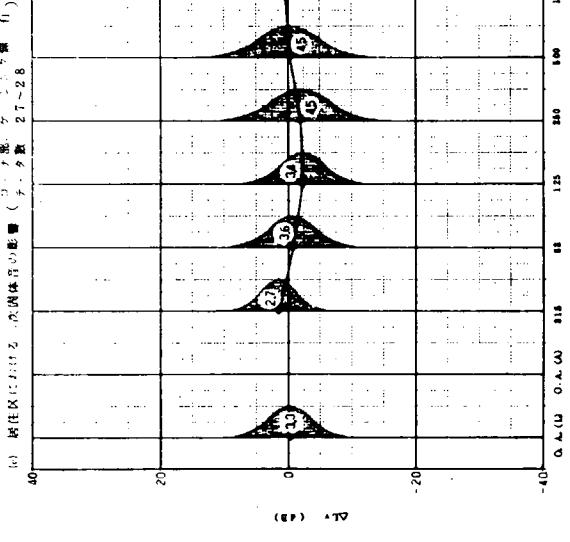
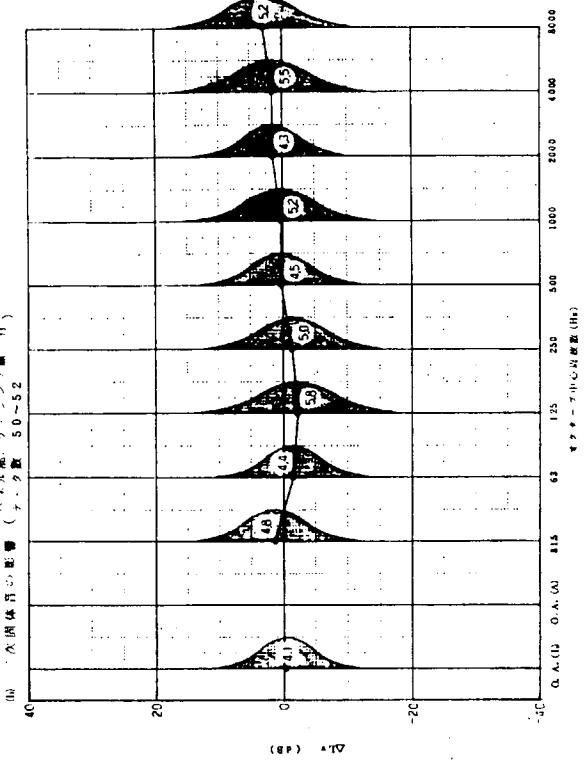
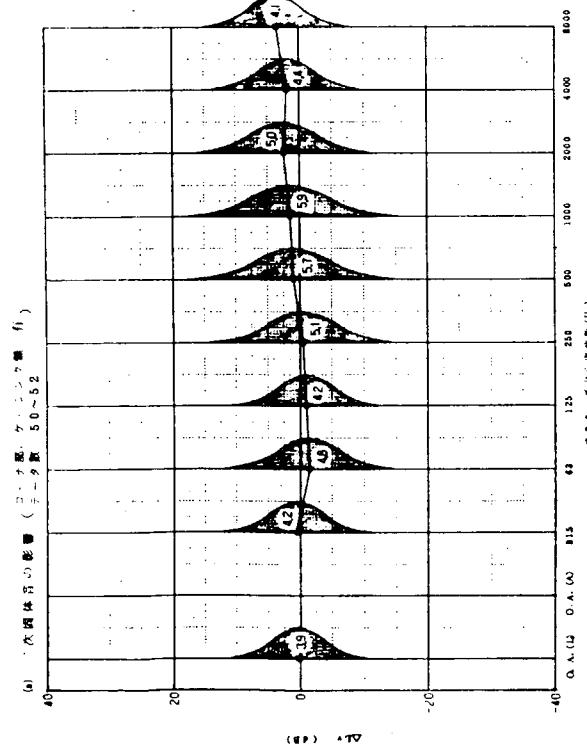


図 1.5.92 防音ケーシングの有無による振動レベルの差

| 天井 | 壁 | 床 |
|----------------|------------------------|--|
| CAP + DAY ROOM | 50t グラスウール 6t ブルタック | 4t GYPSUM 22t (1面) 12t (1面) 7t リリーフ 2t リリーフ 7t 鋼板 50t ブラック 12t ブルタック エコルミン |
| CHIF OFF | 6t ブルタック | CAPT. DAY ROOM に同じ |
| BOSUN | | CHIF. OFF. に同じ |
| SIP OFF. | | CHIF. OFF. に同じ |

図 1.5.94 居室の騒音計算した内装材仕様

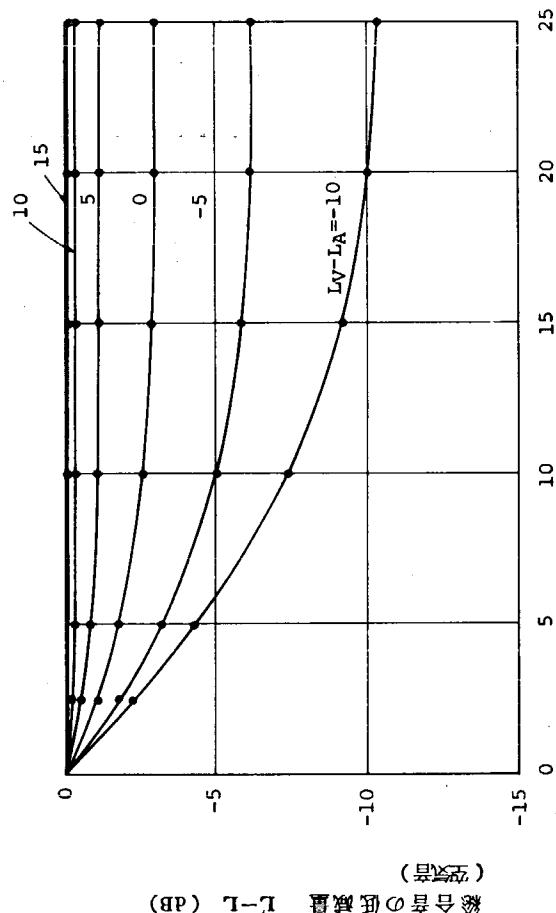


図 1.5.93 二次固体音低減量と総合音低減量の関係

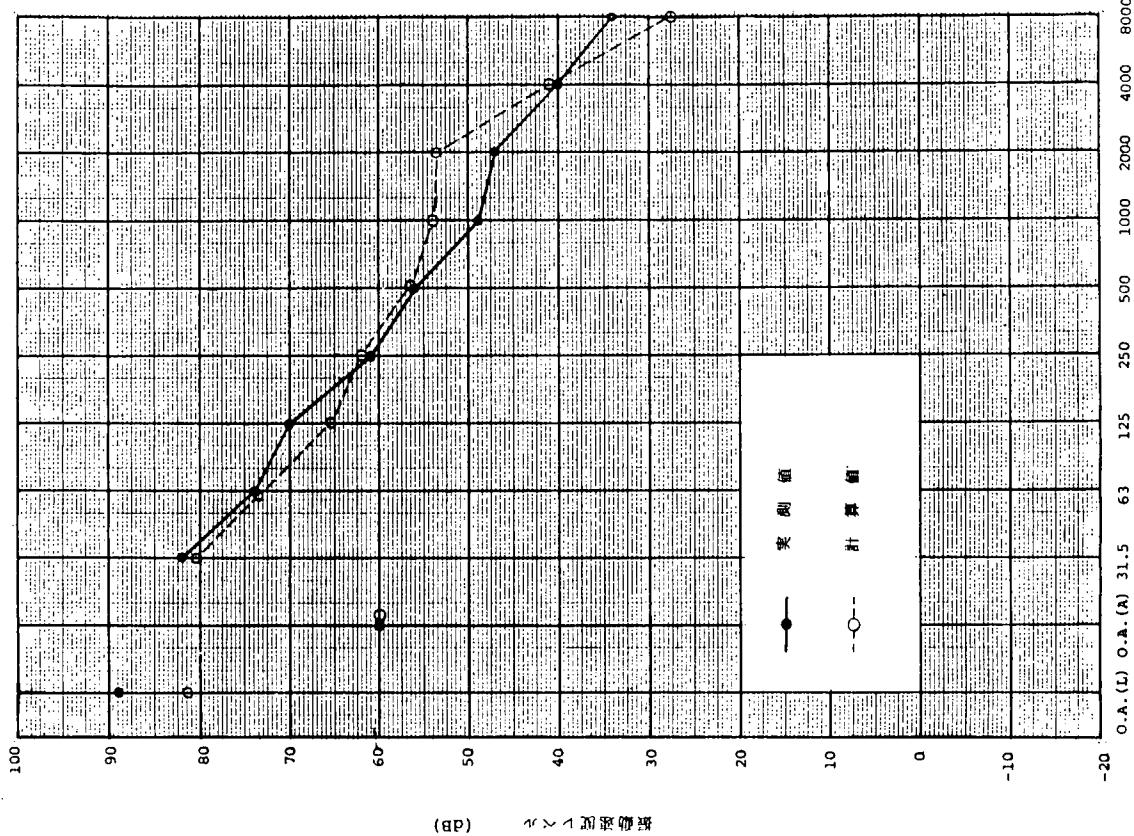


図 1.5.96 Ship Off. 驚音の計算値と実測値

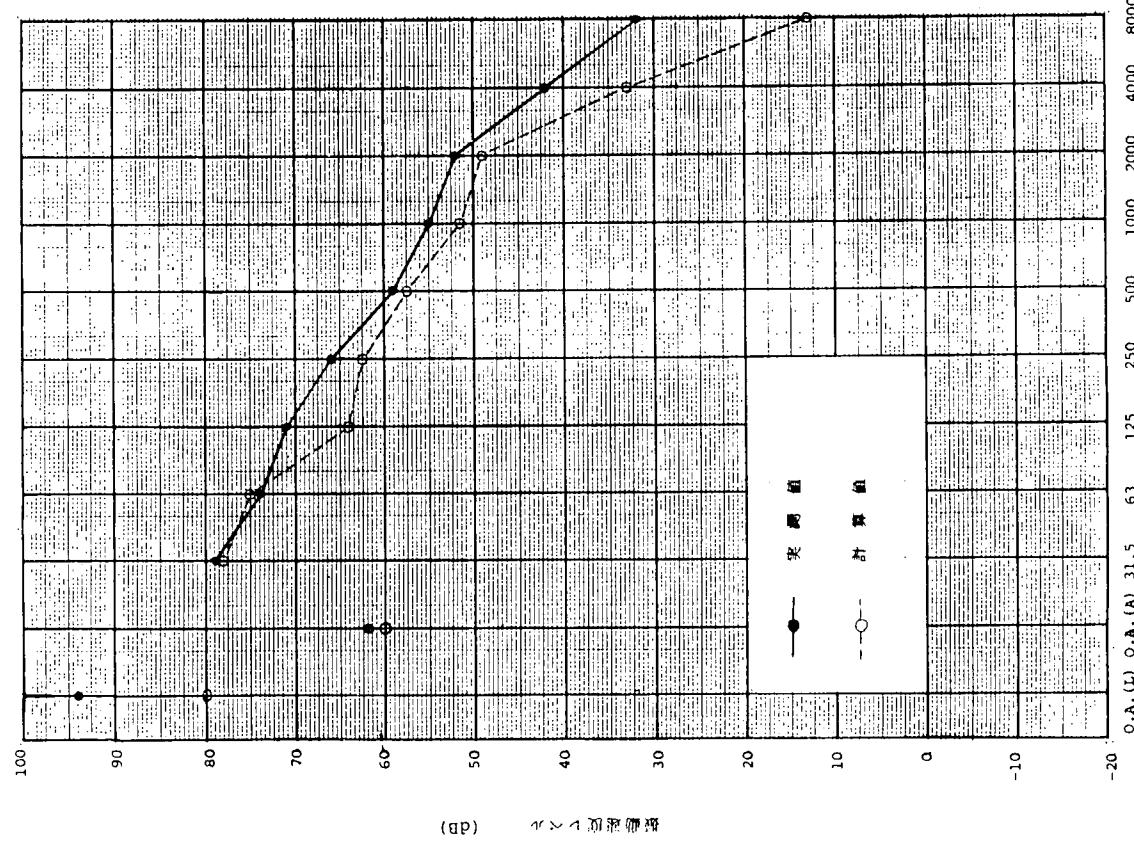


図 1.5.95 Tally Off. 驚音の計算値と実測値

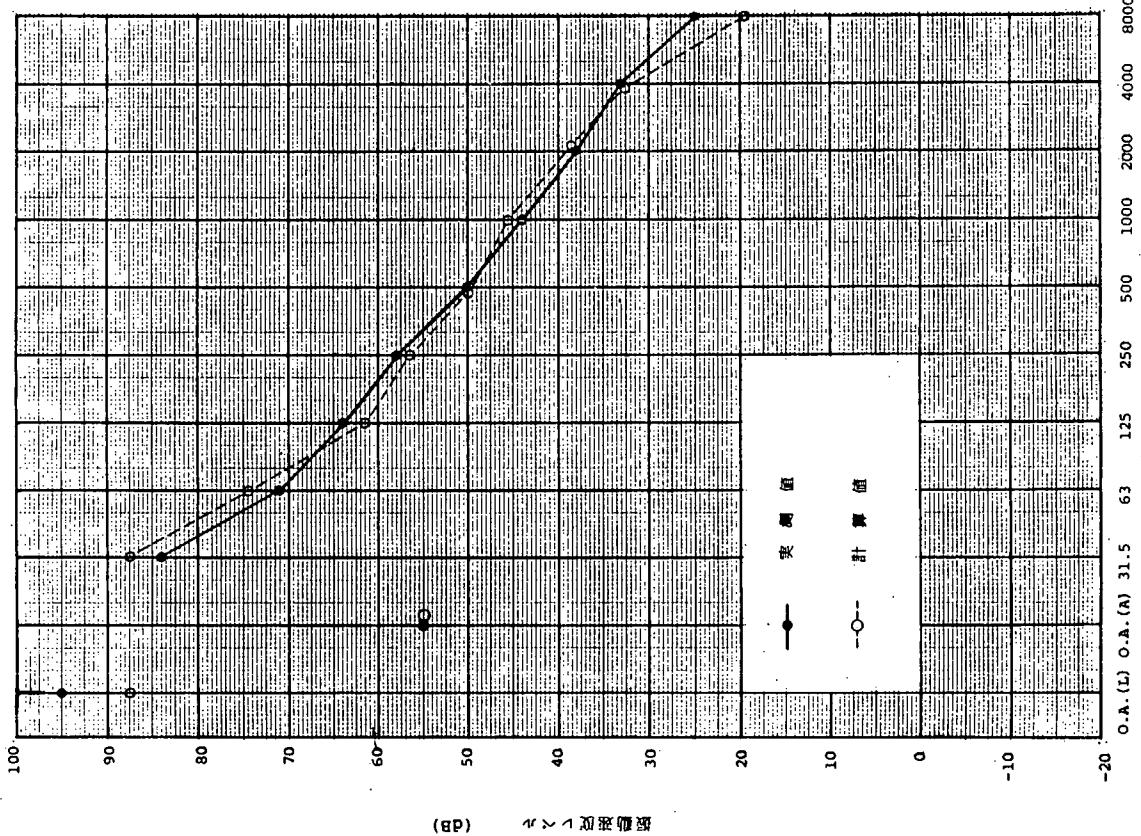


図 1.5.97 Bosun 騒音の計算値と実測値

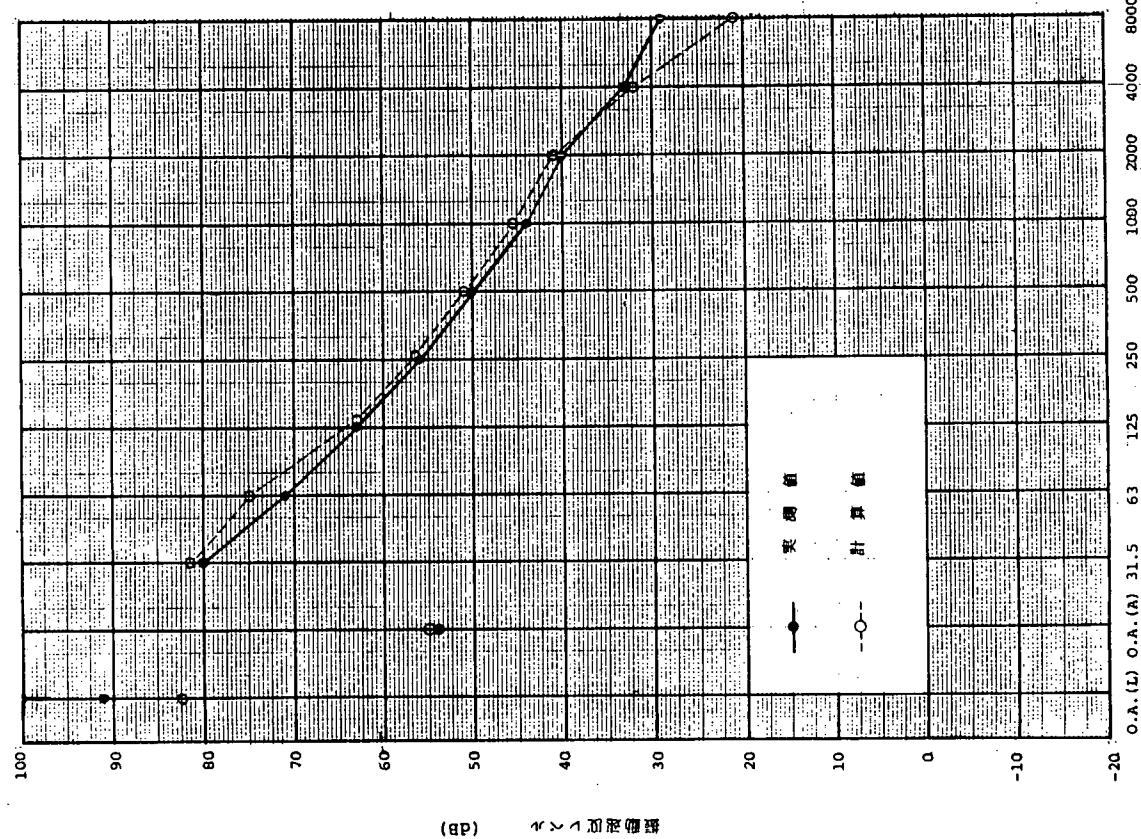


図 1.5.98 Chief Off. 騒音の計算値と実測値

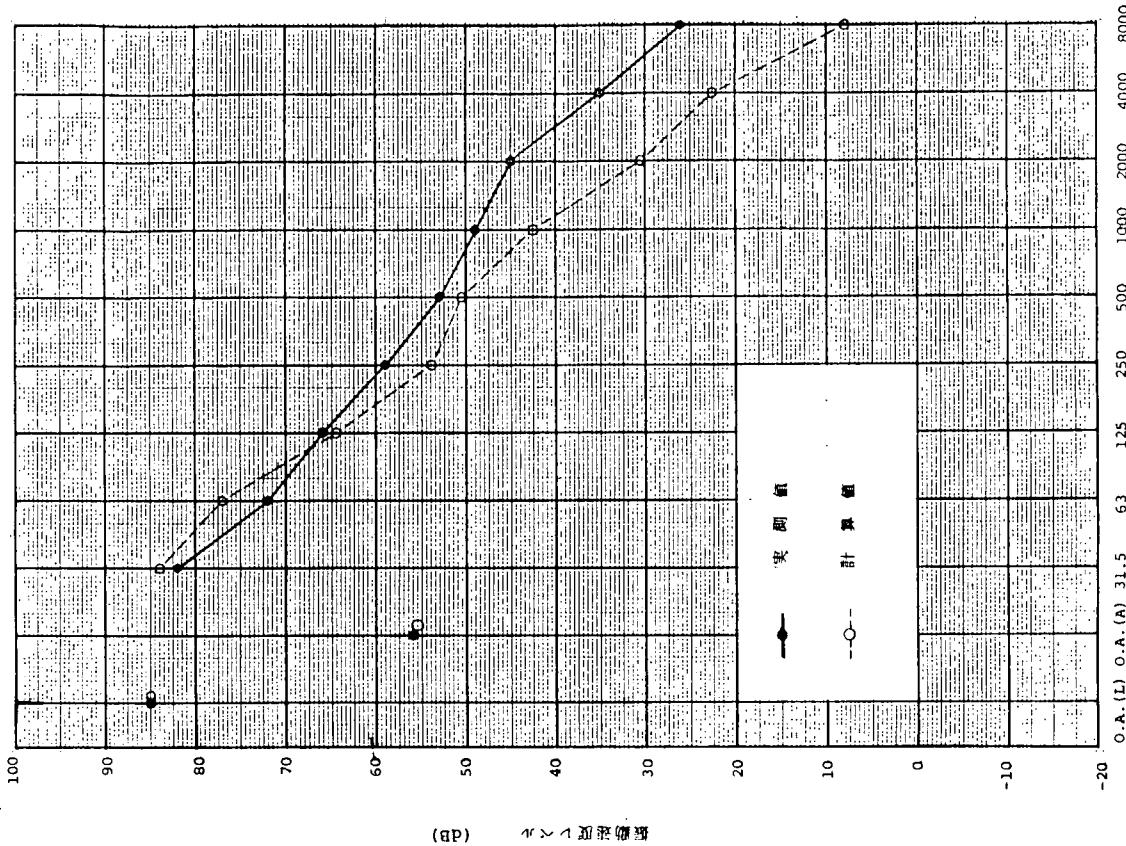


図 1.5.99 Capt. Day Room騒音の計算値と実測値

1.6 むすび

解析結果は 1.5 節に記すごとくであり、本実船実験及び解析を通じて下記の成果が得られた。

(1) 未対策船と対策船の効果確認

対策結果による総体的な効果が確認された。

但し、発電機関、通風機対策については、一部解明できない点もあった。

(2) 空気音と固体音の関連づけ

エンジンストア、居住区に対しては、空気音と固体音の関連づけを行うことができた。

(3) 音源寄与度

(a) 空気音に関しては、各装置ごとの寄与度が把握された。

(b) 固体音に関しては、デッキごとの平均値で寄与度が整理された。

(c) 装置ごとの寄与度に関しては、主機関とプロペラの寄与度が大きいことが分ったが、計測値の解析からは主機関とプロペラとの寄与度の分離は困難であり断念せざるを得なかった。

(4) 二次固体音

発電機防音ケーシングの効果から推定すると、二次固体音は一次固体音と同等或は低いためか、二次固体音の影響はほとんど判明することができなかった。

解析結果は以上の如くであり、初期の目的は達せられたと思われる。今後これら成果が広く騒音対策の便に供せられることを期待する。

2. 騒音予測法の精度向上

2.1 数式モデルによる固体音予測の精度向上

居住区内の騒音は、これまでの実船実験により、船体構造を通して伝達する主機、プロペラ、および補機などの振動による固体伝搬音が主体であることが明らかにされている。居住区騒音の予測法として、類似船の実測データの統計的処理による予測法が研究されているが、この手法と併行して、新形式船の騒音予測法及び固体音の伝達性状解明と対策手法立案のために、固体音予測への SEA 法の適用を研究してきた。

固体音予測に関するこれまでの研究内容を概括すると図 2.1.1 のようになる。研究項目は各年度で実施したもの要素別項目に再編成して示した。

図 2.1.1 からわかるように、固体伝搬音の定量的予測法作成を目標に一連の研究を実施してきており、SEA 法の適用性の見通しを得た昭和52年度から実用的手法の研究へ接続した。実船の設計時における精度のよい定量的予測法としては、なお今後の研究課題が残っているが、船内固体音予測法の研究レベルは欧米の先進研究国と、ほぼ同じレベルに達したと考えられる。

固体音の予測法としては、実船計測データをもとにした Janssen 法が船体構造形式及び周波数依存性の点で改良を指摘されてから、SEA 法及び Nilsson の WAVE GUIDE 法の適用が進められているが、両者とも実用化には、なお今後の研究が必要である。

SR 156 の研究では、計算方法のシステム化、二次固体音の考慮、及び構造要素パラメータ変更の容易さを考えて SEA 法で進んできた。これは、次に示すように、各段階のモデルによる計算が可能である。

- (1) パネル要素モデルによる詳細計算
- (2) ブロック要素モデルによる近似計算
- (3) デッキ要素モデルによる一次元簡略計算
- (4) 騒音レベルの高い区画における二次固体音の計算

上述の各計算法における適用性と問題点を表 2.1.1 に示す。計算実施にあたっては、それぞれの特徴を十分理解しておくべきである。

上述の予測計算法の他に、実船計測データの解析を実施し簡易予測法を昭和51年度に試みたが、これらは、52年度以降、類似船による簡易予測法として WG 1 でまとめられた。

表 2.1.1 に示した適用性、問題点からみて、それぞれ一長一短であり、今後さらに改良を続けるべきである。しかし、共通の問題点は、デッキ、隔壁の内部損失率など実船の構造要素パラメータの集積、実船の計算と実測の比較によるモデルの改良などが精度向上のための重要な課題である。

なお、上述の計算法は、総合的フローチャート（昭和 52 年度報告書 3.1.6 参照）の固体音の伝達損失推定の部分に相当するものである。従って、居住区各室の固体音レベルを推定するには、主機、プロペラ、補機など発生源の振動レベルならびに、機関室などの騒音レベルが入力レベルとして与えられねばならない。

これらの発生源データは実測による以外ではなく、継続的、系統的なデータの収集を必要とするもので、場合によっては、今後、国際的な情報交換と協力が必要になるかもしれない。

表 2.1.1 各計算法の適用性と問題点

| 計算法 | 適用性 | 問題点 |
|------------------|--|---|
| (1) パネル要素モデル | ① 三次元的伝搬特性 ② 定量的精度 ③ 船体構造の差による影響把握 ④ 構造要素特性の変更 | ① 入力データ作成に時間がかかる ② 計算規模が大きくなる ③ 実船の構造要素データ精度 |
| (2) ブロック要素モデル | ① 三次元的伝搬特性 ② 計算量の低減 ③ 構造の差による影響把握 ④ 定量的精度 | ① 入力データ作成に工学的センス必要 ② 要素パラメータを考慮したブロック要素の決定法 ③ 実船の構造要素データの精度 |
| (3) 一次元簡略モデル | ① 各デッキの平均振動レベルの推定 ② 一次元的粗い計算 ③ 短時間・低コストによる計算 | ① 三次元伝搬の影響不明 ② 要素パラメータ変化の効果が小さい ③ 伝搬モデルの改良 ④ 実船の構造要素データの精度 |
| (4) 二次固体音 | ① 機関室など単一区画における高レベル空気音により誘起される振動レベルの推定 ② 発生源対策による二次固体音低減効果の予測 | ① 機関室のケーシングなどのような結合音場系への拡張 ② 簡略予測法 ③ 構造パラメータ変化による効果予測 |

2.1.1 実船スケールモデルの構造要素化による計算

(1) 目的

52年度研究において、機関室・居住区を含む $\frac{1}{10}$ 縮尺スケールモデルを対象として SEA 法による詳細計算が行われ、実験値との比較から、実用上十分な精度で固体音伝搬の予測計算が行えることが示された。¹⁾

ただし、この詳細計算はモデルの各パネル一枚を一要素とするため、要素数は 300 余り、その結合数は 1,300 を超えることになり、各要素、各結合に対して SEA 法の各係数を求める労力は相当なものとなった。従ってこの SEA 法を実船などさらに大きく、複雑な構造物に適用した場合、その労力は実行不可能なものにならざるを得ないだろう。

SEA 法の簡略化についてはやはり 52 年度研究において一般的な検討が行われたので、ここではその内構造要素モデルによる適用例として、この実船スケールモデルを対象に簡略計算を行い、詳細計算と比較することによりその精度、問題点について検討し、実用化への見通しを考える。

(2) 構造要素モデルによる簡略化

詳細計算では一枚のパネルを一要素とするのに対して、パワーの流れを考慮した上で数枚のパネルを含む構造を、一つの構造要素とし等価な SEA 法の各係数値を求ることにより、これを SEA 法の単位要素として扱う。具体的に示すと、図 2.1.2(a)に示す平板の交差した構造は同図(b)のような 4 要素モデルに表わせる。これを同図(c)のように要素 2, 2' をまとめて ‘構造要素’ とし、3 要素モデルに簡略化する場合、構造要素に関する各係数

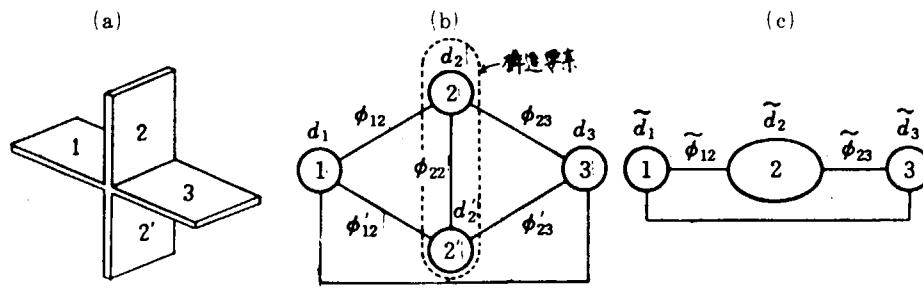


図 2.1.2 構造要素モデル化

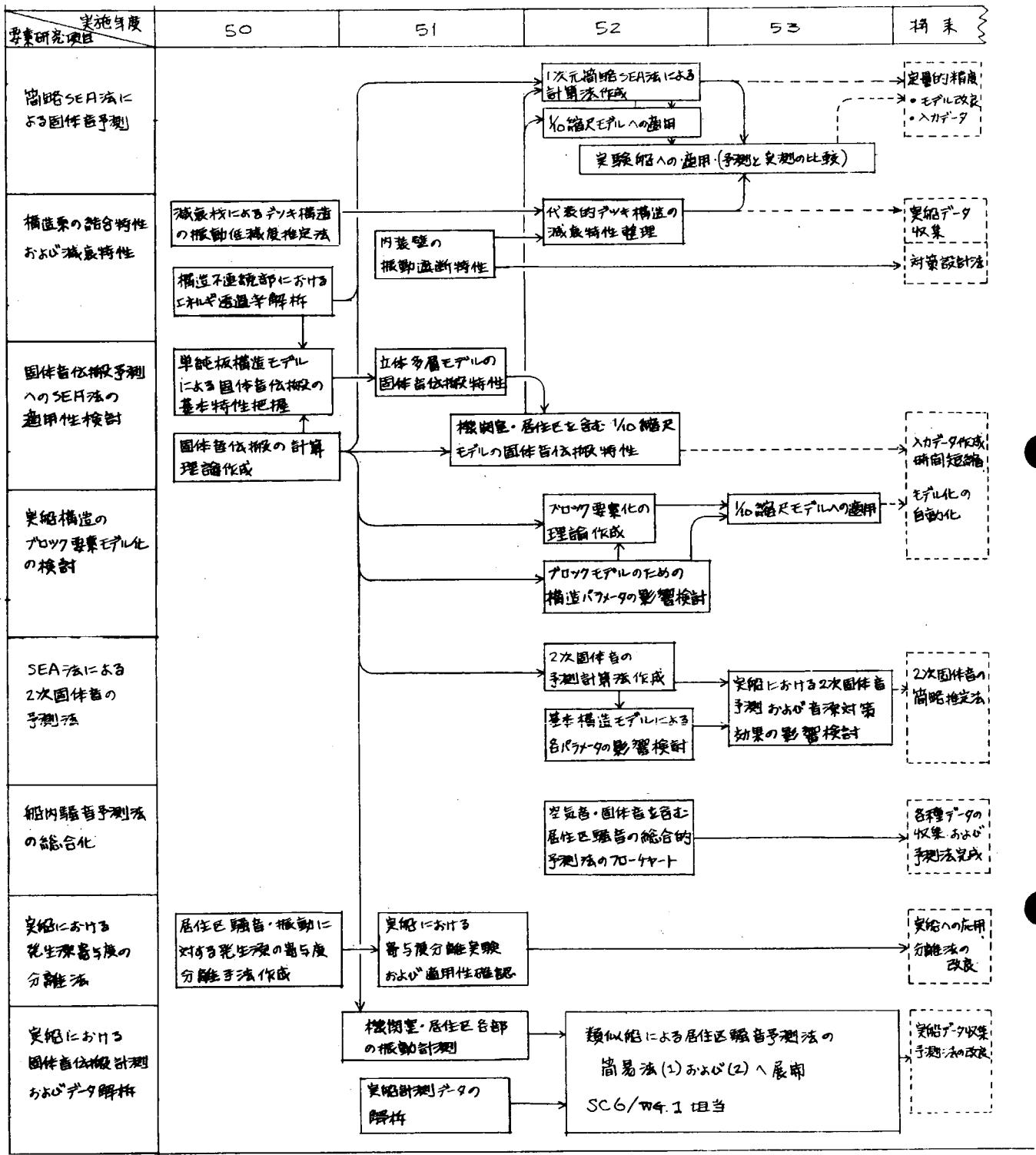


図 2.1.1 固体音予測法の研究概要

は以下のように等価な係数に置き換えられる。

$$\tilde{d}_2 = d_2 + d'_2 \quad \dots \quad (2.1.1)$$

$$\tilde{\phi}_{12} = \phi_{12} + \phi'_{12}, \quad \tilde{\phi}_{23} = \phi_{23} + \phi'_{23} \quad \dots \quad (2.1.2)$$

d_i : 消散パワー係数

ϕ_{ij} : 伝達パワー係数

$$d_i = 2 \omega_0 N_i \eta_i \quad \dots \quad (2.1.3)$$

$$\phi_{ij} = 2 \omega_0 N_i \eta_{ij} \quad \dots \quad (2.1.4)$$

ω_0 : バンド幅 $\Delta\omega$ の周波数バンドの中心角周波数

N_i : 周波数バンド ($\omega_0, \Delta\omega$) の i 要素の固有モード数

η_i : i 要素の内部損失率

η_{ij} : 要素 i と j の結合損失率

このモデル化の特性として、構造要素の大きさ、形が自由に選べ、詳細な要素とも自由に組合せることができる。ただし構造要素が大きくなれば当然計算精度は落ちる。特にパワーの流れる方向に、長い構造要素を取る場合、誤差はかなり大きくなる。²⁾ この誤差を軽減する補正法の例が文献に示されているが、ここではモデル化の上で、特に必要が無いと考えられ、この補正是行っていない。

(3) 構造要素モデル

(a) モデル 1

船舶の主たる起振源を主機関と考えれば、その起振エネルギーは、主機台から機関室二重底へ入射するものが最大であり、また主機騒音が二次固体音としてエンジンケーシングから入射するものが、それに次ぐと考えられる。従って主機による起振は船体に対してほぼ左右対称となり発電機、その他機器の振動を無視すれば、構造の対称性を考慮してかなり大胆な簡易モデル化が行えると考える。

実船スケールモデルについて上記のことを考慮して簡略化を行った例として図 2.1.3 にモデル 1 を示す。これは二重底及びエンジンケーシングの振動が高さ方向は各デッキごとに、水平方向はケーシングを中心とした 8 方向にどう減衰して伝わるかを求めることができるように、高さ方向は壁を含むデッキごとに、水平方向はエンジンケーシングを中心要素として 9 要素に分割したものである。この構造要素モデル化により、詳細計算（要素数 337、結合数 1,317）に対して、要素数 78、結合数 224 に縮少された。

(b) モデル 2

モデル 1 に対して、若干要素数を増してより精度を向上させるためのモデル化を考える。モデル 1 の最大の問題点はタンクトップ（二重底）における起振エネルギー入射点が点加振のように局部的である場合（これは小型加振器による加振実験の場合や、振動源機器が構造に対して小さい場合などに相当する）タンクトップの構造要素が比較的大きいためタンクトップにおける振動分布が正確に表せず、その上の振動分布の精度が落ちることにある。SEA 法では一つの要素に対して、一つの平均的振動レベルが求められるわけで、細部構造をまとめて一つの構造要素にした場合、その内部の振動分布は求められないことになる。一般に起振源近傍では、構造の不連続による減衰が大きいとされ、この点で大きな構造要素をとることは、全体構造の減衰に対して大きな誤差要因となり得る。従って起振源近傍ではできるだけ細かく要素をとるべきであることから、モデル 2 ではタンクトップ、3rd デッキ間の要素を、船体長さ方向の分割はモデル 1 のまま、詳細計算と同様にはばANEL 1 枚 1 要素という細かい分割にした。3rd デッキ以上の要素についてはモデル 1 のままとした。これは本スケールモデルの実験あるいは実船計測などによっても、デッキ水平方向の振動レベルはほぼ一様な結果であることによる。

このモデル化により要素数 106、結合数 307 となった。

(c) モデル3

モデル2と同様の趣旨により、さらにタンクトップ要素を詳細にするため船体長さ方向に対しても1パネル1要素とする分割を行った。タンクトップ、3rdデッキ間の要素は詳細計算と完全に等しくなった。なお3rdデッキ以上は同様にモデル1のままとした。これにより要素数122、結合数352となった。

モデル1, 2, 3の相違点であるタンクトップの構造要素分割を図2.1.4に示す。

(4) ボトムシェルへ流出するエネルギーの影響

上記計算モデルではタンクトップから下のガーダ、ボトムシェルは含んでいないが、これらは起振源に近く、タンクトップと同等の板厚、構造を持つことから、ガーダ通りボトムシェルへ流出する振動エネルギーはかなり大きいと予想され、この影響を適切な方法により正しく計算に含める必要がある。

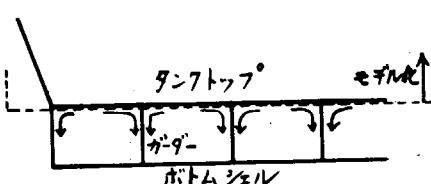


図2.1.5 ボトムシェル構造

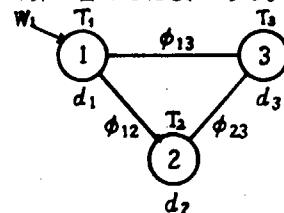


図2.1.6 3要素モデル

タンクトップ、ボトムシェルの構造を図2.1.5に示す。タンクトップからガーダへの流出と考えて単純化すると、この基本構造は図2.1.6のような3要素系にモデル化される。この図で要素1, 3はタンクトップ要素に相当し、要素2はガーダ及びボトムシェルを含む要素に相当する。各記号は(2)で使ったものと同じである。今、要素1にパワー(W_1)が入射した場合、要素1と3のモーダルエネルギー比(T_3/T_1)（振動レベル減衰度に関係するもの）はSEA法関係式から次式のようになる。

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{\phi_{13} (d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) + \phi_{12} \phi_{23}}{(d_2 + \phi_{12} + \phi_{23}) (d_3 + \phi_{13} + \phi_{23}) - \phi_{23}^2} \quad (2.1.5)$$

これを要素2の係数を消して簡易化するために、要素2の消散パワー係数 d_2 の極限値(0及び∞)をとれば次のように簡易化できる。

$d_2 \Rightarrow 0$ の場合

$$\frac{T_3}{T_1} \div \frac{\widehat{\phi}_{13}}{d_3 + \widehat{\phi}_{13}} \quad (\widehat{\phi}_{13} = \phi_{13} + \frac{\phi_{12} \phi_{23}}{\phi_{12} + \phi_{23}}) \quad (2.1.6)$$

$d_2 \Rightarrow \infty$ の場合

$$\frac{T_3}{T_1} \div \frac{\phi_{13}}{d'_3 + \phi_{13}} \quad (d'_3 = d_3 + \phi_{23}) \quad (2.1.7)$$

d_1 (or d_3)に対する d_2 の比を横軸にとり、要素1の消散パワー係数 d_1 と、要素2への伝達パワー係数(ϕ_{12} or ϕ_{23})との比を3, 0.3, 0.03とした場合の上式の計算結果を図2.1.7に示す。

この図から d_1/ϕ_{12} によりエネルギー比の絶対値はそれぞれ変わるが、詳細計算に対して [$d_2 \Rightarrow 0$] の線が上限、 [$d_2 \Rightarrow \infty$] の線が下限となっており、両端で漸近していることがわかる。また簡易計算で近似する場合 d_1 (d_3)と d_2 の比が10倍以上でないと精度が低く、特に d_1/ϕ_{12} が小さい場合(一般的な場合) [$d_2 \Rightarrow \infty$]の近似度が悪いことがわかる。参考として要素2及びその結合を全て無視した場合の値を同図点線で示す。ほぼ平均的な位置に来ることがわかる。

実際にこの実船スケールモデルの計算を行う場合、どの程度の値を使用するかということは、そのモデル化の方法にもよりはっきり決められない。ここでは、52年度に行われた詳細計算との比較を目的としたため、その場合行われた近似法と同様に [$d_2 \Rightarrow \infty$]とした場合の d'_3 (2.1.7式)の値を使用することにした。但しモデル化の方法によりこの d'_3 の値を適宜、調整した。

(5) 構造要素モデルによる計算

(a) 計算条件

(i) 固有モード数 N

$$N = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m'}{\beta'}} \Delta\omega, \quad m' = \rho h, \quad \beta' = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.1.8)$$

ρ : パネルの密度, E : パネルのヤング率, ν : パネルのポアソン比, h : パネルの板厚

S : パネルの面積, $\Delta\omega$: 周波数バンド幅

構造要素のモード数は各構成パネルのモード数の和になる。

(ii) 結合損失率 η_{ij}

$$\eta_{ij} = \frac{C_g L \tau_m}{\pi \omega S}, \quad C_g = 2 C_B, \quad C_B = \left[\frac{E h^2 \omega^2}{12(1-\nu^2) \rho} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.1.9)$$

C_g : 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

τ_m : 平均透過率

各結合形式に対する平均透過率は表 2.1.2 に示す理論値を使う。²⁾

(iii) 内部損失率 η

鋼板の内部損失率の値として表 2.1.3 に示す値を使う。¹⁾

構造要素モデルに対しては式 (2.1.3), (2.1.4) に示す消散パワー係数 d_i , 伝達パワー係数 ϕ_{ij} の形にして、式 (2.1.1) (2.1.3) に示すように各構造要素について d_i の和をとり、各構造要素間の結合について ϕ_{ij} の和をとる。

表 2.1.2 各結合形式の平均透過率²⁾

| | 結合形式 | 流れの方向 | 板厚比 | | | | | | |
|----------|------|-------|-------|---------|-------|-------|-------|---------|-------|
| | | | 1/1.6 | 1.2/1.6 | 1/1.2 | 1 | 1.2 | 1.6/1.2 | 1.6 |
| τ_m | | ↓ | 0.258 | 0.307 | 0.326 | 0.333 | 0.296 | 0.266 | 0.204 |
| | - | ↔ | 0.170 | 0.175 | 0.171 | 0.148 | 0.115 | 0.096 | 0.066 |
| | + | ↑- | 0.062 | 0.075 | 0.080 | 0.083 | 0.077 | 0.070 | 0.052 |
| | | → | 0.196 | 0.152 | 0.127 | 0.083 | 0.048 | 0.036 | 0.016 |
| | ⊥ | ↓- | 0.078 | 0.106 | 0.122 | 0.148 | 0.157 | 0.154 | 0.136 |
| | | → | 0.253 | 0.217 | 0.193 | 0.148 | 0.100 | 0.074 | 0.045 |

表 2.1.3 鋼板の内部損失率¹⁾

| 中心周波数(Hz) | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
|-----------|-------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 内部損失率 | 0.001 | 0.0008 | 0.0006 | 0.00046 | 0.00035 | 0.00028 | 0.00025 | 0.00021 |

(iv) 振動入力

実験時の加振点はπ3断面中央右よりのパネルの一点加振である。 計算モデルでは、それぞれ対応するパネルを含む構造要素に加振パネルの振動レベルを入力する。

(b) スケールモデル詳細計算との比較

構造要素モデル、1, 2, 3についてそれぞれ1/3オクターブバンドごとの計算を行い、詳細計算結果と比較した。

詳細計算結果はほぼ実験値に一致することから、実験値との対応よりも詳細計算結果を主に対象とした。但し

構造要素計算との比較では、構造要素に含まれる各パネルの詳細計算結果を対応する構造要素について平均した値を用いた。結果の内 500 Hz バンド及び 1000 Hz バンドの詳細計算及び実験結果と構造要素化計算モデル 1, 2 の比較をそれぞれ図 2.1.8, 2.1.9 に示す。なおモデル 3 の計算結果は詳細計算結果とほとんど一致し特徴がないので省く。

図から各周波数、モデル 1, モデル 2 とも 3 rd デッキから上では詳細計算値とほとんど 1 dB 以内の誤差で非常に良く合っていることがわかる。モデル右側の機関室内隔壁による伝達特性の変化の影響も、ほぼ表現されているようである。問題点としては、(4)項で述べたようにタンクトップの振動レベル分布が十分表現できないう点が挙げられる。実際の加振点は π 3 断面中央右よりのパネルであるが、構造要素モデルではモデル 1, モデル 2 とも、 π 3, π 4 断面を合せて一断面としているため、 π 5, π 1, 2 断面への伝達がうまく表わせない。特にモデル 1 では横方向に三断面しか取っていないため、加振点が右に偏っている条件が入らず左右対称の分布としか表わせない。モデル 2 ではタンクトップの左右方向については、詳細計算と同様の要素を取っているため、ほぼ満足できる振動レベル分布が得られているが、前後方向には若干誤差が見られ、さらに細かい分割も必要と考えられる。これらの図では、以上のような条件を含めてタンクトップ要素の内部損失率の調整を行ったことになるが、実際にはこの分布（加振点近傍の減衰度）を正確に推定しないと、そこから上への伝達について、絶対値は求められないことになる。従って加振点近傍については大きな構造要素モデル化は不適当であり、できるだけ細かい、最小パネル単位の要素分割をすることが必要である。

これらのことから起振源近傍以外なら、この程度大きな構造物に対してここで試みたような構造要素モデル化を行っても、実用上十分な精度が得られることがわかる。この実船スケールモデルの場合、水平方向にはほぼ一様なレベルで大きな変化が無いことから、さらに大きな構造要素モデル化による簡略化も可能である。実船の場合には構造はより複雑であり、内部損失率も一様でなく、起振源も沢山あるなど、実行上解決すべき問題は多く残されているが、実船計測結果から見て、やはり水平方向のレベル分布に大きな変化が無いなど、このスケールモデルと類似の特徴があり、これから実船にも同様の構造要素モデル化を適用して、デッキによる減衰度などを予測することは十分可能であると考える。

(6) 結論及び今後の課題

52年度詳細計算の行われた実船スケールモデルについて、構造要素モデルによる簡易計算を試みた。その結果起振源近傍のみ十分細かい要素をとれば、構造の対称性、伝搬特性など考慮することにより、大幅な要素簡略化が実用上十分な精度をもって行えることがわかった。

今後、これらを利用して実船など、より複雑な構造物へ SEA 法を適用して行くつもりであるが、その際検討すべき問題として以下のようない事項が残されていると考える。

- (a) 各種複合構造に対する内部損失率の値
- (b) 二次固体音の影響
- (c) 入射パワーの推定

参考文献

- 1) 日本造船研究協会： S R 156 研究部会 船内騒音に関する調査研究
昭和52年度研究報告書、研究資料 No. 286-1 (昭 53. 3)
- 2) 横倉： SEA 法による大形構造物の固体音伝搬計算、石川島播磨技報 Vol. 18. No. 5 (昭 53. 9)

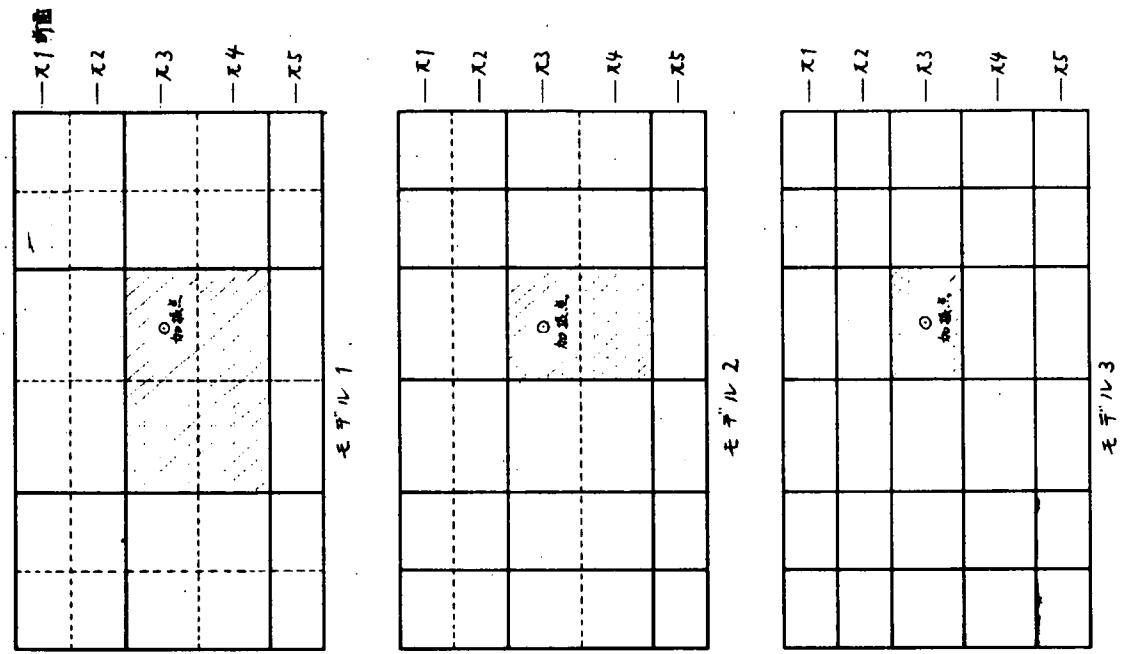


図2.1.4 タンクトップ構造要素分割

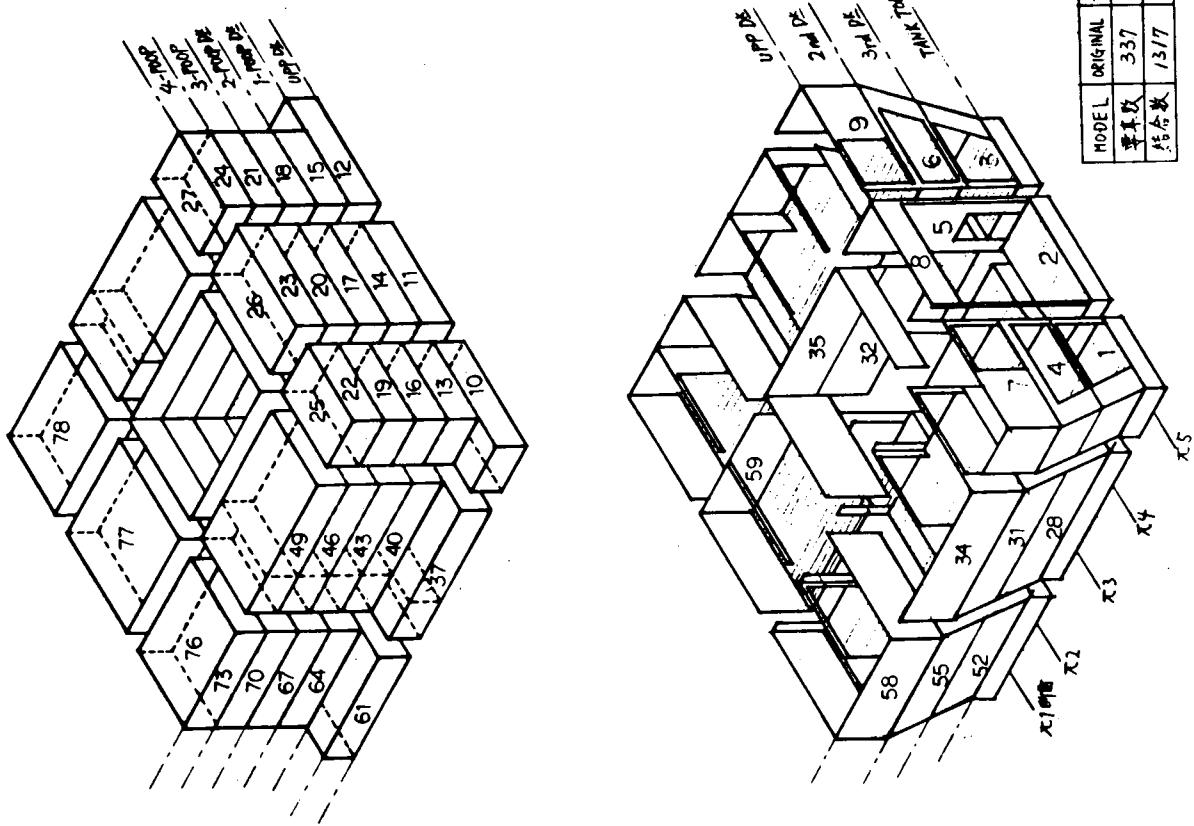


図2.1.3 実船スケールモデルの構造要素化（モデル1）

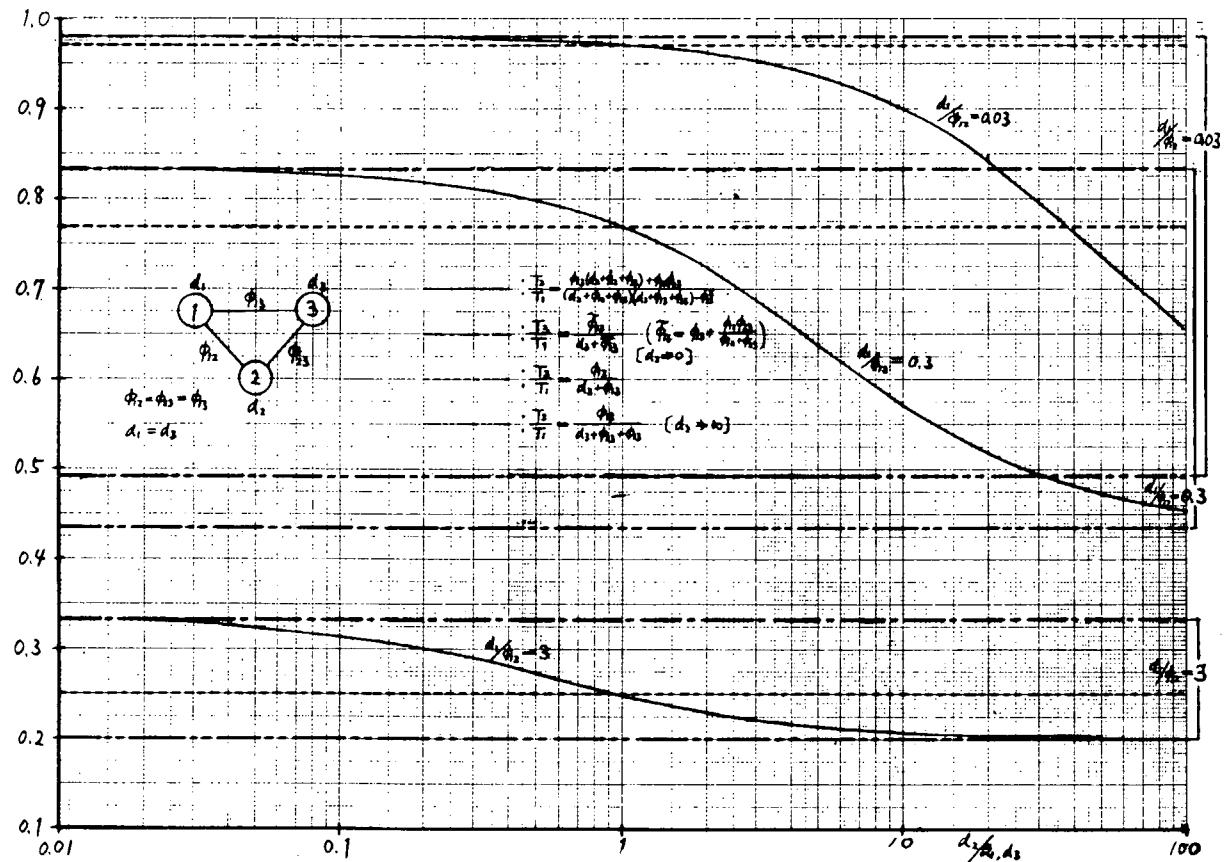


図 2.1.7 3要素モデルの各種近似計算

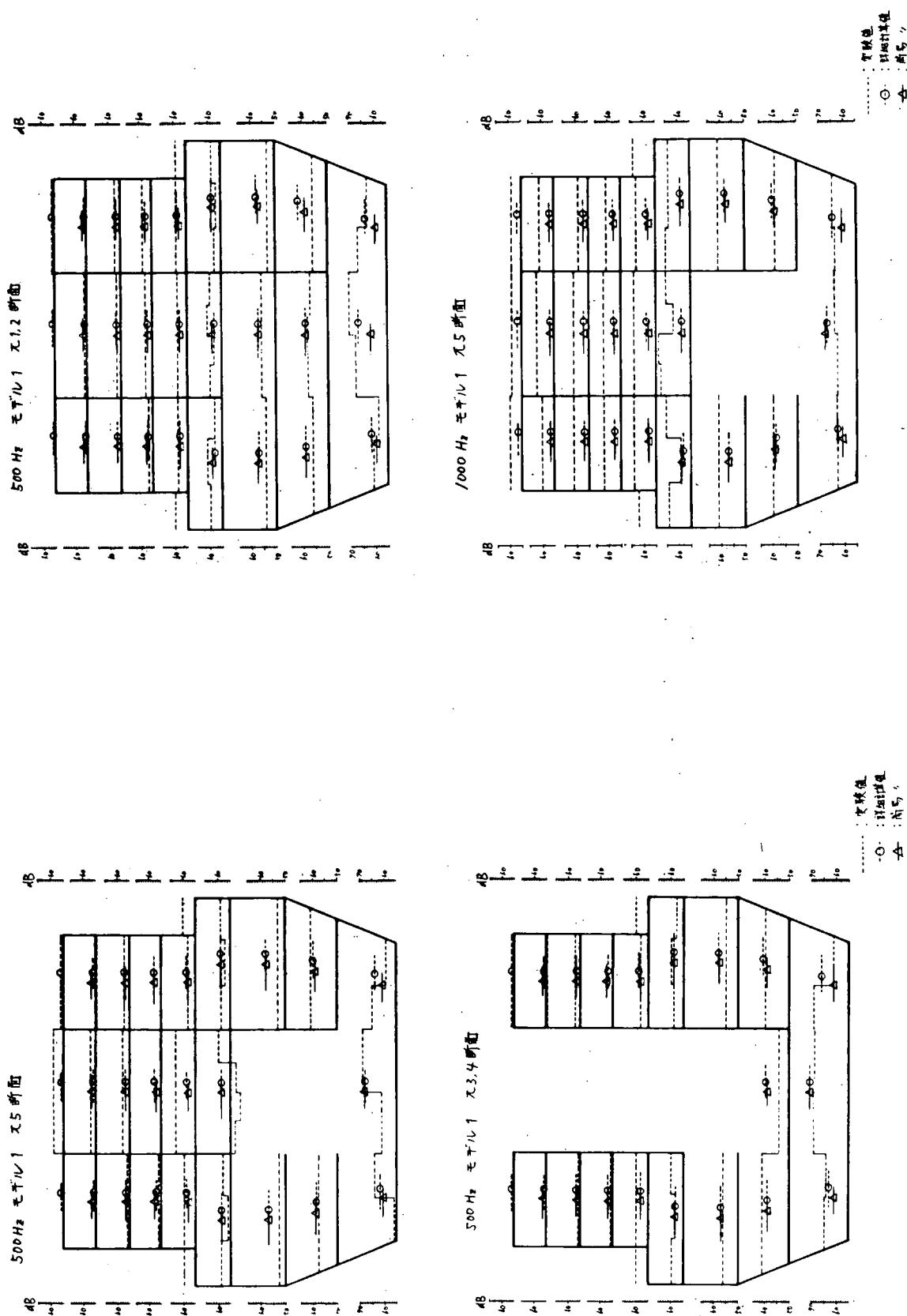


図 2.1.8 (a) 各断面における振動レベル分布

図 2.1.8 (b) 各断面における振動レベル分布

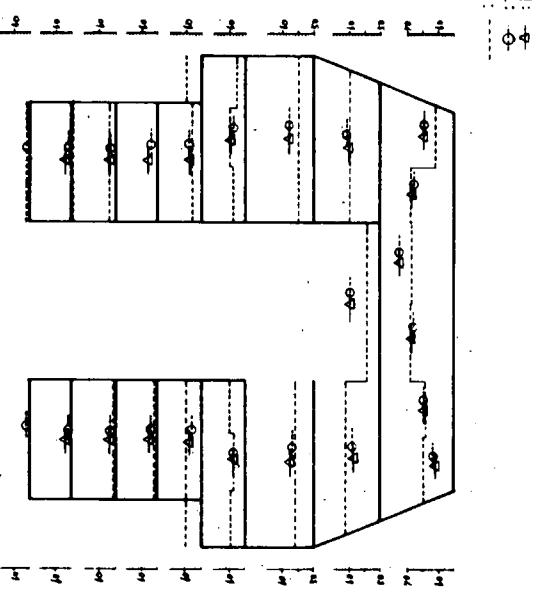
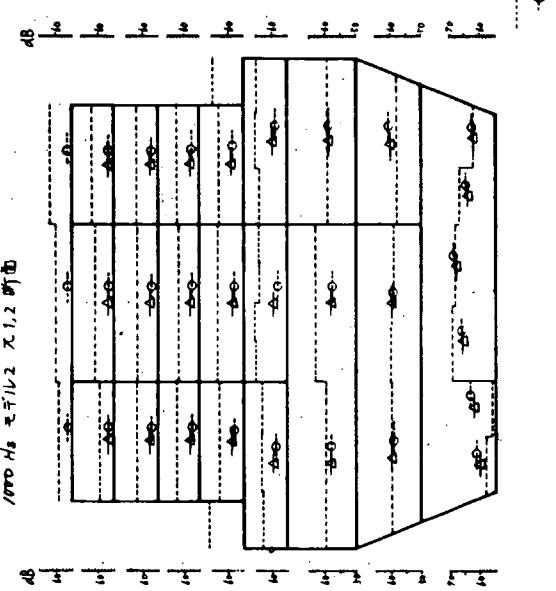
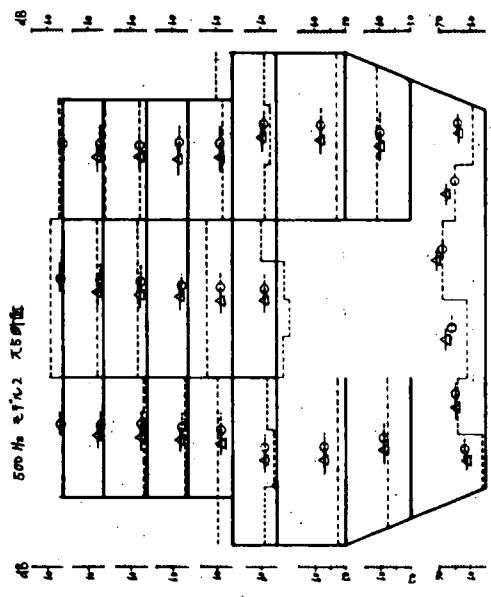
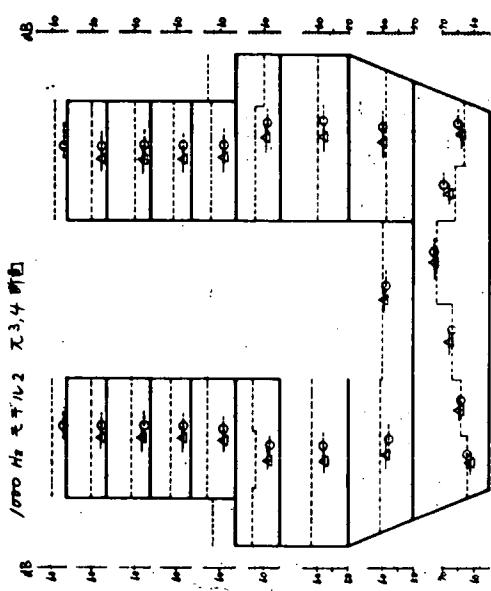


図 2.1.8 (c)各断面における振動レベル分布

図 2.1.9 (a)各断面における振動レベル分布

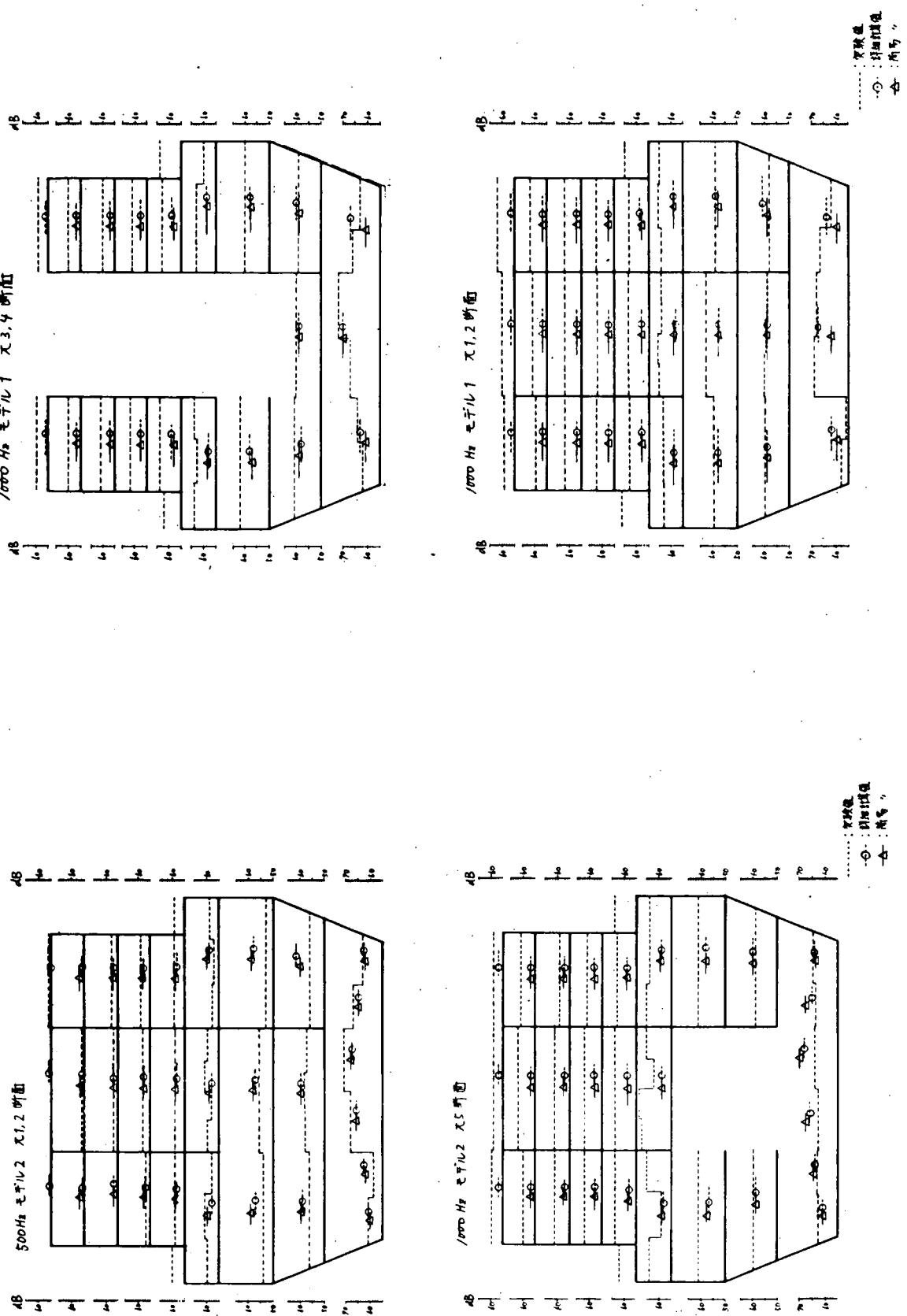


図 2.1.9 (b) 各断面における振動レベル分布

図 2.1.9 (c) 各断面における振動レベル分布

2.1.2 簡略SEA法の実験船への適用

前項で述べた簡略化とは別に、昭和52年度に簡略SEA法による固体伝搬音の伝達損失計算法を示し、2隻の船に適用しほぼ妥当な結果が得られたため、これを実験船の未対策船D/G単独運転に適用し、実験結果と比較した。¹⁾

ここでは、まず本手法の船内騒音予測計算フローにおける位置づけについて簡単に説明し、ついで実験船への具体的な適用方法と結果を示した。さらに昭和52年度は、表による手計算で計算したが、これをコンピュータプログラムにしたのでそのソース・プログラムをも示した。

(1) 騒音予測計算における本手法の位置

船内騒音伝搬における固体音は図2.1.10のようなフローで伝搬する。ここで計算するのは伝達損失の部分であり、

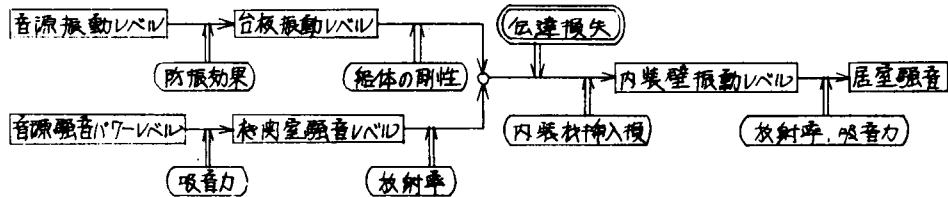


図2.1.10 騒音予測計算フロー

これは 1) ヤンセン法²⁾、2) SEA法³⁾、3) Wave guide Model 法⁴⁾といった方法で計算できる。しかしながら昭和52年度報告でも述べたように1)は周波数特性、船の大きさの効果が考慮されないこと、2)3)はモデル化、計算が複雑であるといった欠点を持っている。簡略SEA法はその計算量と精度が1)と2)3)の中間的な方法である。

(2) 実験船のモデル化

図2.1.11に実験船の断面寸法と板厚を示した。一次元SEAモデルは床とその上の壁全体を一つの要素と見做し

$$\text{等価面積 } A_{ei} = \sum_j A_{ij}$$

$$\text{等価板厚 } h_{ei} = \sum_j A_{ij} h_{ij} / \sum_j A_{ij}$$

$$\text{等価結合部長さ } L_{ei} = \sum L_{ij}$$

として計算する。この要素に関して、必要なもう一つのパラメータは等価内部損失率 η_{ei} であり、これは昭和52年度報告⁵⁾における計算による推定値、表2.1.4を用いる。

表2.1.4 等価内部損失率 ($\eta \times 10^3$)

| η_{ei} | 中心周波数 Hz | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1K | 2K | 4K | 8K |
|----------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----|
| 1 裸鋼板 | 1.200 | 1.000 | 0.800 | 0.600 | 0.460 | 0.360 | 0.290 | 0.250 | 0.210 | |
| 2 1, 3 の中間値 | 5.500 | 4.060 | 3.000 | 2.100 | 1.400 | .9500 | .7000 | .5000 | .3800 | |
| 3 デッキコンポジションだけ | 15.00 | 11.50 | 8.500 | 6.300 | 4.200 | 2.800 | 1.600 | 1.000 | .6700 | |
| 4 内装(下) | 22.00 | 16.00 | 11.00 | 8.000 | 5.800 | 3.500 | 1.900 | 1.200 | .7600 | |
| 5 ノルム(中) | 32.00 | 23.00 | 15.00 | 10.50 | 7.400 | 4.400 | 2.300 | 1.350 | .8800 | |
| 6 ノルム(上) | 48.00 | 32.00 | 20.00 | 14.00 | 10.00 | 5.200 | 2.800 | 1.550 | .9700 | |

ここではD/G単独運転に対して適用するがD/Gが2nd DK艤に乗っているため、まず艤2nd DKからNAV.BRI.DKまで計算し、このときのUpp.DKでの値を基準にして、艤から艤への伝搬を計算する。さらに、この値よりスタートして、艤部のUpp.DKから、NAV.BRI.DKへの伝搬を計算する。

(a) 艤上下方向伝搬モデル

図2.1.11(a)におけるFr. 17以下と図2.1.11(b)より表2.1.5(a)のA, h, L計算表が得られる。A, Lの単位は

AとLを一致させておけば、いかなる単位を用いてもよく、ここではフレーム単位で長さを表示した。 h はmmでなければならない。表2.1.5(a)の板の面積と板厚の項は図2.1.11(a), (b)と完全に対応させている。結合部長さLは、例えばD. DKでは、C. DKの縦方向壁のFLと横方向壁のFLを合計して計算される。内部損失率に関しては、本船の内装仕様データを持っていないため適当に仮定して、表2.1.10の η_{ei} 番号を記入した。なお、本計算においては最下部(表2.1.11(a)では2nd DK)に関してはA, L, η_{ei} は不要である。

(b) 艤から艤方向への伝搬モデル

Upp. DKでの艤から艤方向への伝搬モデルとして、図2.1.11(c)のような2nd DKとUpp. DKを結合した断面を作成した。この図は図2.1.11(a)(b)及び(d)より作成したもので、艤居住区Fr. 10~17からFr. 28~37までの伝搬を計算するためのもので、Fr. 10はFr. 10~19, Fr. 19はFr. 19~28, Fr. 28はFr. 28~37を代表し、Fr. 37は艤居住区における上部を代表させるため、これらと同一の要素を1個余分に追加したものである。表2.1.5(b)は図2.1.11(c)より得られる計算表である。なお、内部損失率については2nd DKが裸鋼板、Upp. DKがデッキコンポジションだけであるため、これらの中間値としての表2.1.4の $\eta_{ei} = 2$ を用いた。

(c) 艤上下方向伝搬モデル

図2.1.11(a)におけるFr. 28~37及び図2.1.11(d)より表2.1.5(c)が得られる。

(3) 実験船実験値と計算値の比較

(a) 実験値

ここで実験値として採用したのは、未対策船D/G単独運転時の右舷パネル部の全計測点で、Fr. 23断面で、艤と艤を分け、図2.1.12(a)~(i)にプロットした。黒丸が艤、白丸が艤である。このデータは非常にばらつきが大きくそのままでは減衰特性が明確でない。そこで艤、艤それぞれについて、パワー平均して線で結んだのが実線と破線である。これによって減衰特性が明確になっている。ただしNav. Bri. DKは艤に位置し艤計測点が1点しかないため艤パワー平均は、艤、艤の全点に関する平均値をプロットしたものである。

実験船において、居住区上下方向の伝達損失が求まる計測値として、未対策船における航走時、D/G単独運転時、対策船におけるD/G防振単独運転時、D/G防振+防音ケーシング単独運転時があり、さらにこれらはコーナ部とパネル部に分けて計測されている。筆者はこれらの全てについて図2.1.12と同様な図を描いたが、これらの伝達性は、ほぼ一致しているため、ここでは未対策船D/G単独運転時のみを示した。

図2.1.12の実験結果には次のような特性が認められる。

- (i) 中心周波数31.5 Hzでは伝達損失は不明確であるが、63 Hz以上では上方へ明確に減衰し、減衰量は周波数が高くなるほど大きい。
- (ii) しかしながら、各デッキ間における伝達損失は、周波数によって、傾向にばらつきがある。これは計測データ数が少ないためと考えられる。
- (iii) 艤、艤のレベル差は、2nd DKからNav. Bri. DKまでデッキによらず、ほぼ同一値になっている。このことは居住区の上下方向伝搬が1個の伝搬モデルで表わされることを示している。
- (iv) しかしながら、艤、艤レベル差値の周波数による傾向は2 KHzまでは周波数と共に大きくなるが、4 KHz. 8 KHzでは小さくなっている。

(b) 計算結果との比較

計算は2nd デッキ艤の実験値とレベルを一致させている。結果を図2.1.12の一点鎖線、二点鎖線で艤、艤の値をそれぞれ示した。実験結果と比較して、以下のような差異、傾向がある。

- (i) 2nd DKからA. DKまでの艤での伝達損失は実験と計算が非常に良く一致している。
- (ii) A. DKからC. DKへの伝達損失は計算値が大きすぎる。
- (iii) C. DKからNav. Bri. DKへの伝達損失は艤、艤の計算値を平均して比較すると実験と良く一致する。

(iv) 艦から艤への伝達損失実験値は、中間周波数で大きく、両端周波数で小さくなっている。これに対して計算値は周波数と共に単調に増大しており、31.5 Hz と 2 KHz の 2 周波数だけで実験値と交差して一致している。

(4) 計算プログラム

昭和52年度は計算表を示し、これに従って手計算したが、本年度はこれをプログラム化した。この FORTRAN プログラムを図 2.1.13 に示した。

また、Data Input 方法を表 2.1.6 に示した。

(5) 結論

昭和52年度の簡略 SEA 法を実験船に適用したが、昭和52年度のスケールモデルを含めた 3 隻と本報を合せた合計 4 隻の適用例より以下のことが結論できる。

- (a) 簡略 SEA 法は精度に関しては十分満足できるものではないが、いかなる大きさの船に対しても適用可能で、モデル化、計算が簡単であり、特に新型船に対して、その利用価値が大きい。
- (b) 昭和52年度報告においては、居住区上下方向伝達損失は音源のあるフレーム断面の一次元 SEA モデルによって推定できることを示したが、本報により、これが、デッキ全平面を 1 個の等価要素にモデル化した、1 本の一次元モデルで推定できることが明らかになった。
- (c) 今後この方法の改良として、等価内部損失率と結合損失率の精度向上が考えられる。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会研究資料 № 286-1, 70 ~ 81
- 2) J. H. Jansson & J. Buitenhuis : On Acoustical Designing in Naval Architecture, Inter Noise 73 E 22 Y 6
- 3) Y. Irie & S. Takagi : Structure Borne Noise Transmission in Steel Structure like a Ship, Inter Noise 78, 789 - 794
- 4) A. C. Nilsson : Attenuation of Structure - Borne Sound in Superstructures on Ships, J of S & V (1977) 55(1), 71 - 91
- 5) 日本造船研究協会研究資料 № 286-1, 81 ~ 84

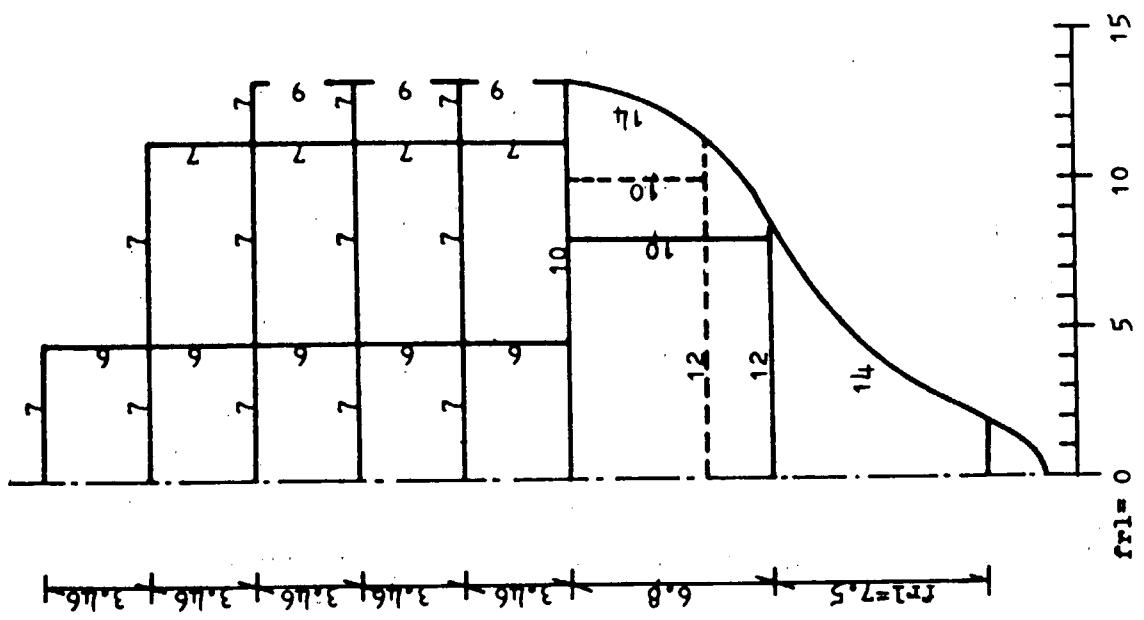


図2.1.11 (b) Fr. 15断面

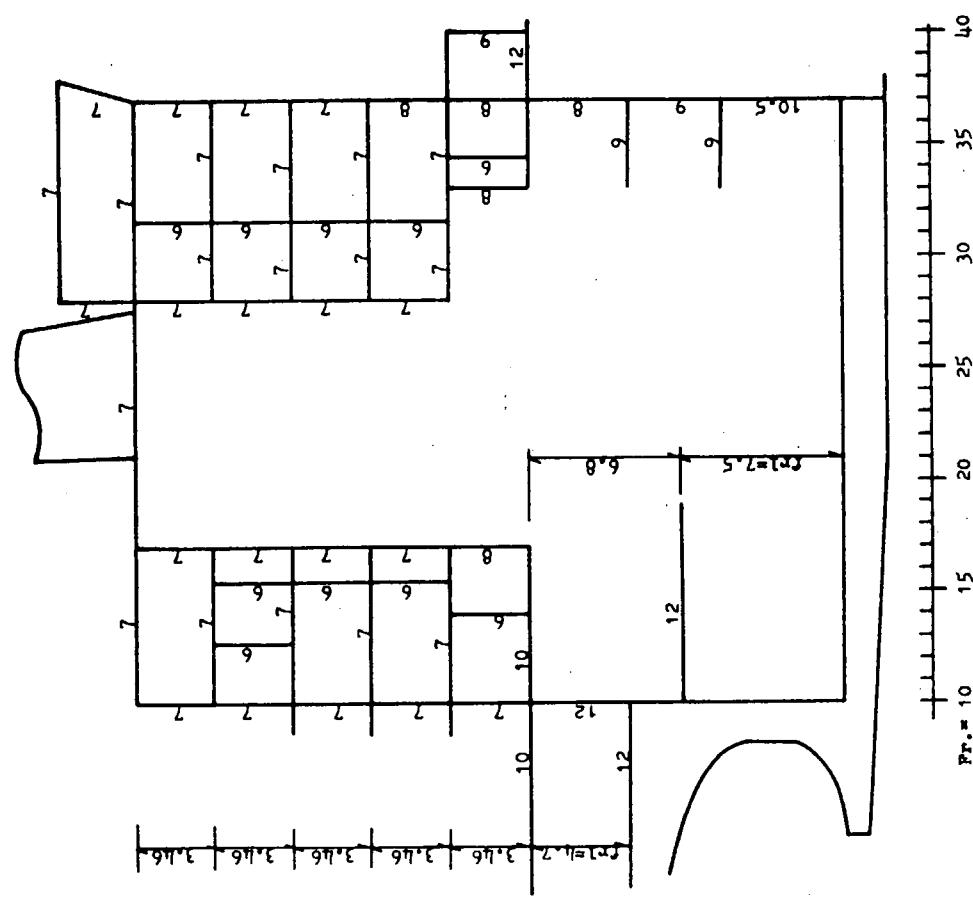


図 2.1.11 実験船の断面寸法と板厚

(f_{rl} = フレーム数で表わした長さ,
 $1F_r = 780 \text{ mm}$, 他の図中の数字は鋼板厚さを示す。)

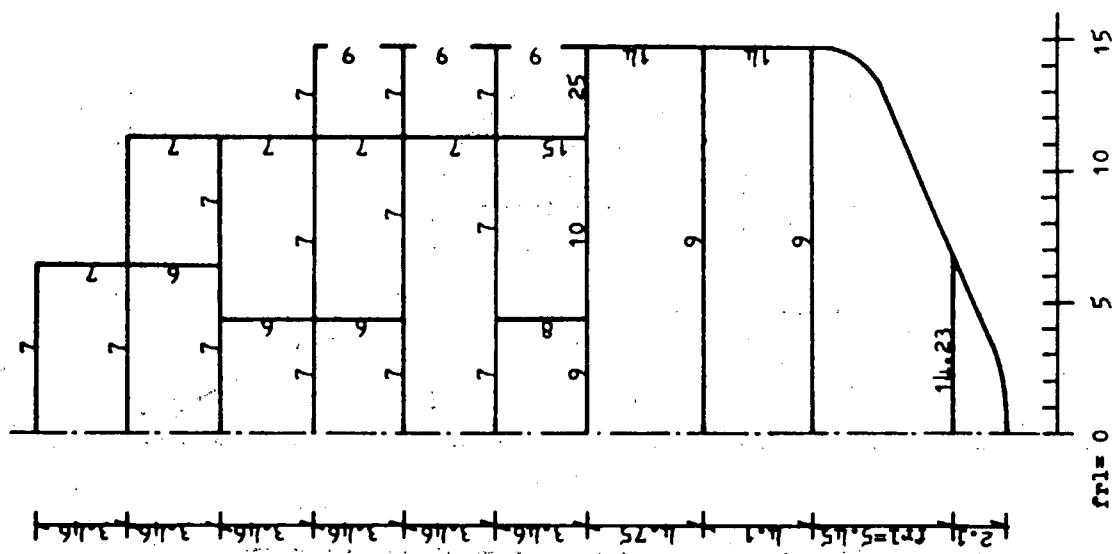


図 2.1.11 (d) Fr. 35 断面

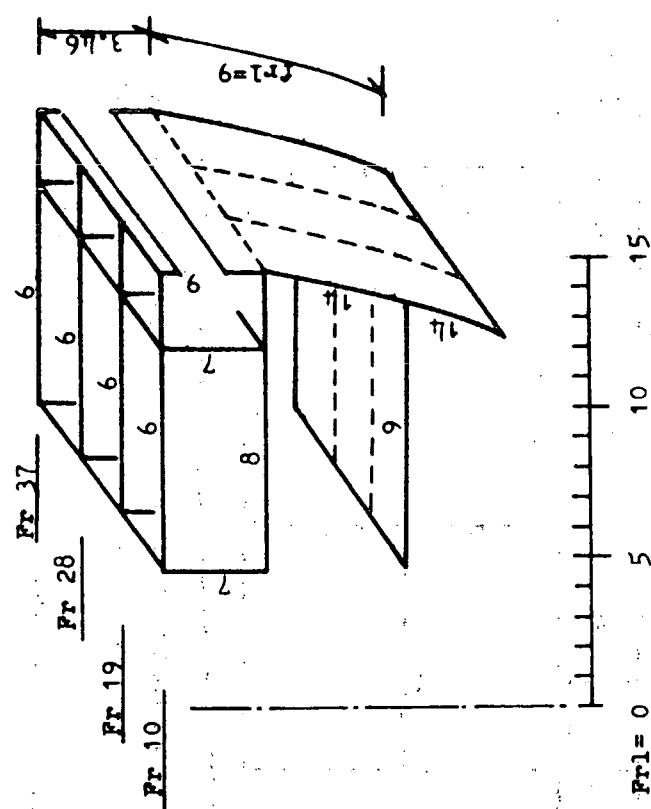


圖 2.1.11 (c) 鏈；解方向伝搬断面

表 2.1.5 簡略モデル化計算表
(壁の場合には、 F_L = 長さ、 F_H = 高さ。 h は板厚)

(a) 艤上下伝搬モデル

| デッキ名 | 板の面積と板厚 $F_L \times F_H \times (h \text{ mm})$ | | | $\Sigma A h$ | ΣA | h_e | 結合部長さ | | ΣL | η_{ei} |
|----------|---|--|--|--------------|------------|-------|---|-----------------|------------|-------------|
| | 床 | 縦方向壁 | 横方向壁 | | | | 縦壁 | 横壁 | | |
| N. V. DK | $7 \times 4.6 \times (7)$ | | | | 32.2 | 7 | 7×1 | 4.6×2 | 16.2 | 2 |
| D. DK | $7 \times 11.3 \times (7)$ | $7 \times 3.46 \times (7)$ | $4.6 \times 3.46 \times (7)$ $4.6 \times 3.46 \times (7)$ | 946 | 135.2 | 7 | 7×2 | 11.3×4 | 59.2 | 3 |
| C. DK | $8.5 \times 13.3 \times (7)$ | $7 \times 3.46 \times (7)$ $7 \times 3.46 \times (6)$ | $11.3 \times 3.46 \times (7)$ $11.3 \times 3.46 \times (6)$ $11.3 \times 3.46 \times (6)$ $11.3 \times 3.46 \times (7)$ | 2122 | 318 | 6.67 | 7×2 2×1 | 13.3×3 | 55.9 | 5 |
| B. DK | $8.5 \times 13.3 \times (7)$ | $7 \times 3.46 \times (6)$ $7 \times 3.46 \times (7)$ $2 \times 3.46 \times (9)$ | $13.3 \times 3.46 \times (7)$ $13.3 \times 3.46 \times (7)$ $13.3 \times 3.46 \times (7)$ | 2089 | 306.5 | 6.82 | 7×2 2×1 | 13.3×3 | 55.9 | 5 |
| A. DK | $8.5 \times 13.3 \times (7)$ | $7 \times 3.46 \times (6)$ $7 \times 3.46 \times (7)$ $2 \times 3.46 \times (9)$ | $13.3 \times 3.46 \times (7)$ $13.3 \times 3.46 \times (7)$ $13.3 \times 3.46 \times (6)$ | 2089 | 306.9 | 6.82 | 7×2 2×1 | 13.3×3 | 55.9 | 4 |
| UPP. DK | $13 \times 13.3 \times (10)$ | $7 \times 3.46 \times (6)$ $7 \times 3.46 \times (7)$ $2 \times 3.46 \times (9)$ | $13.3 \times 3.46 \times (6)$ $13.3 \times 3.46 \times (7)$ $13.3 \times 3.46 \times (8)$ | 3072.5 | 366.3 | 8.39 | 13×1 9×1 2×1 6×1 | 9×1 | 39 | 3 |
| 2ND. DK | $6 \times 11 \times (12)$ $9 \times 8.6 \times (12)$ | $13 \times 9 \times (14)$ $9 \times 6.8 \times (10)$ $6 \times 4.7 \times (10)$ | $9 \times 6.8 \times (12)$ $2 \times 4.7 \times (14)$ | 5119 | 420.4 | 12.18 | | | | 1 |

(b) 艤舷方向伝搬モデル

| デッキ名 | 板の面積と板厚 $F_L \times F_H \times (h \text{ mm})$ | | | $\Sigma A h$ | ΣA | h_e | 結合部長さ | | ΣL | η_{ei} |
|--------|--|--|-----------------------------|--------------|------------|-------|--|----------------------------------|------------|-------------|
| | 床 | 縦方向壁 | 横方向壁 | | | | 縦壁 | 横壁 | | |
| Fr. 37 | $9 \times 10 \times (8)$ $9 \times 10.5 \times (9)$ | $9 \times 3.46 \times (7)$ $9 \times 3.46 \times (7)$ $9 \times 1.46 \times (9)$ $9 \times 9 \times (14)$ | $10 \times 3.46 \times (6)$ | 3466.3 | 375.5 | 9.23 | 3.46×2 1.46×1 9×1 | 10×1 10.5×1 | 37.9 | 2 |
| Fr. 28 | | | | | 375.5 | 9.23 | | | 37.9 | 2 |
| Fr. 19 | | | | | 375.5 | 9.23 | | | 37.9 | 2 |
| Fr. 10 | | | | | 375.5 | 9.23 | | | 37.9 | 2 |

(c) 艤上下伝搬モデル

| デッキ名 | 板の面積と板厚 $F_L \times F_H \times (h \text{ mm})$ | | | $\Sigma A h$ | ΣA | h_e | 結合部長さ | | ΣL | η_{ei} |
|----------|---|--|--|--------------|------------|-------|------------------------------|-----------------|------------|-------------|
| | 床 | 縦方向壁 | 横方向壁 | | | | 縦壁 | 横壁 | | |
| COMP. | $6.4 \times 9 \times (7)$ | | | | 57.6 | 7 | 9×1 | 6.4×2 | 21.8 | 2 |
| N. V. DK | $9 \times 11.3 \times (7)$ | $9 \times 3.46 \times (7)$ | $6.4 \times 3.46 \times (7)$ $6.4 \times 3.46 \times (7)$ | | 177.1 | 7 | 9×2 | 11.3×3 | 51.9 | 4 |
| D. DK | $9 \times 11.3 \times (7)$ | $9 \times 3.46 \times (6)$ $9 \times 3.46 \times (7)$ | $11.3 \times 3.46 \times (7)$ $11.3 \times 3.46 \times (7)$ $11.3 \times 3.46 \times (6)$ | 1898.7 | 281.3 | 6.75 | 9×2 | 14.7×3 | 62.1 | 5 |
| C. DK | $9 \times 14.7 \times (7)$ | $9 \times 3.46 \times (6)$ $9 \times 3.46 \times (7)$ | $14.7 \times 3.46 \times (7)$ $14.7 \times 3.46 \times (7)$ $14.7 \times 3.46 \times (6)$ | 2348.2 | 347.2 | 6.76 | 9×2 2×1 | 14.7×3 | 64.1 | 5 |
| B. DK | $9 \times 14.7 \times (7)$ | $9 \times 3.46 \times (6)$ $9 \times 3.46 \times (7)$ $2 \times 3.46 \times (9)$ | $14.7 \times 3.46 \times (7)$ $14.7 \times 3.46 \times (7)$ $14.7 \times 3.46 \times (6)$ | 2410.4 | 354.1 | 6.81 | 9×1 2×1 | 14.7×3 | 55.1 | 4 |
| A. DK | $9 \times 14.7 \times (7)$ $3 \times 14.7 \times (9)$ | $9 \times 3.46 \times (7)$ $2 \times 3.46 \times (9)$ | $14.7 \times 3.46 \times (6)$ $14.7 \times 3.46 \times (7)$ $14.7 \times 3.46 \times (8)$ | 2671.4 | 367 | 7.28 | 12×3 | 14.7×4 | 94.8 | 3 |
| UPP. DK | $9 \times 4 \times (9)$ $9 \times 7 \times (10)$ $9 \times 3.7 \times (25)$ | $12 \times 3.46 \times (8)$ $12 \times 3.46 \times (9)$ $12 \times 3.46 \times (15)$ | $14.7 \times 3.46 \times (6)$ $14.7 \times 3.46 \times (8)$ $14.7 \times 3.46 \times (8)$ $14.7 \times 3.46 \times (9)$ | 4692 | 460.3 | 10.19 | | | | 1 |

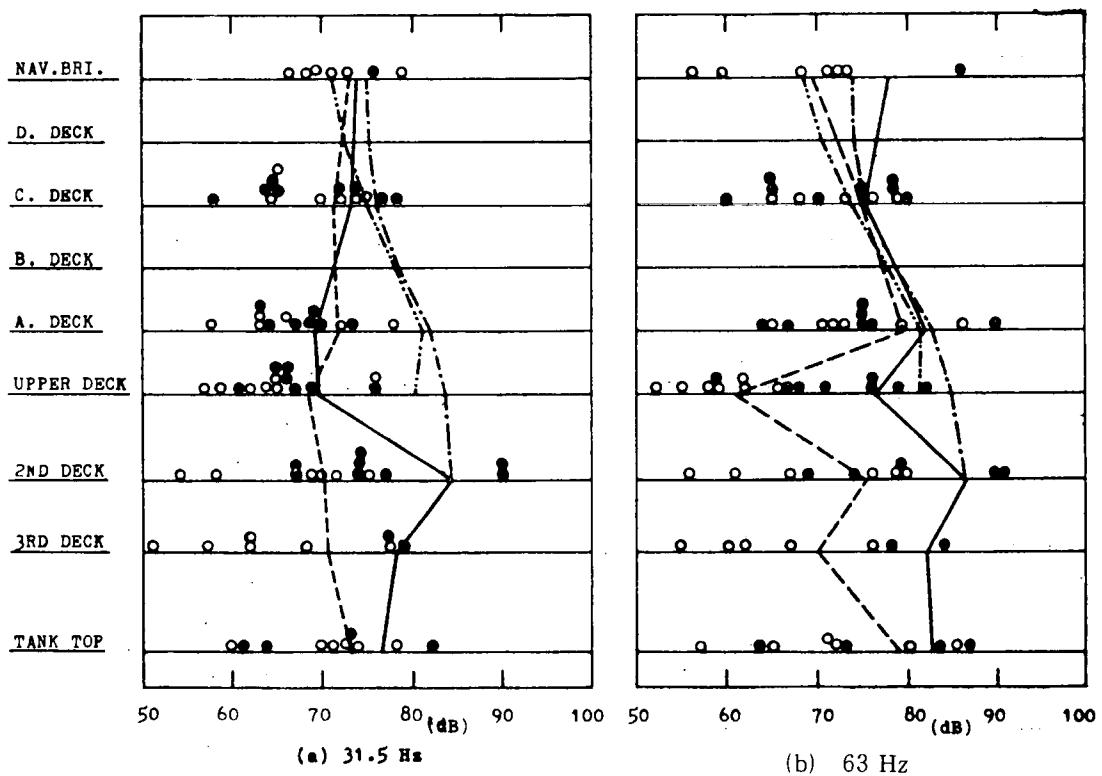


図 2.1.12 実験値と計算値の比較

横軸 = 速度 レベル (dB)

○ = 艦実験値, ● = 舰実験値, - = 舰パワー平均実験値

--- = 艦パワーアverage実験値, - · - = 艦計算値,

— · · — = 艉計算值

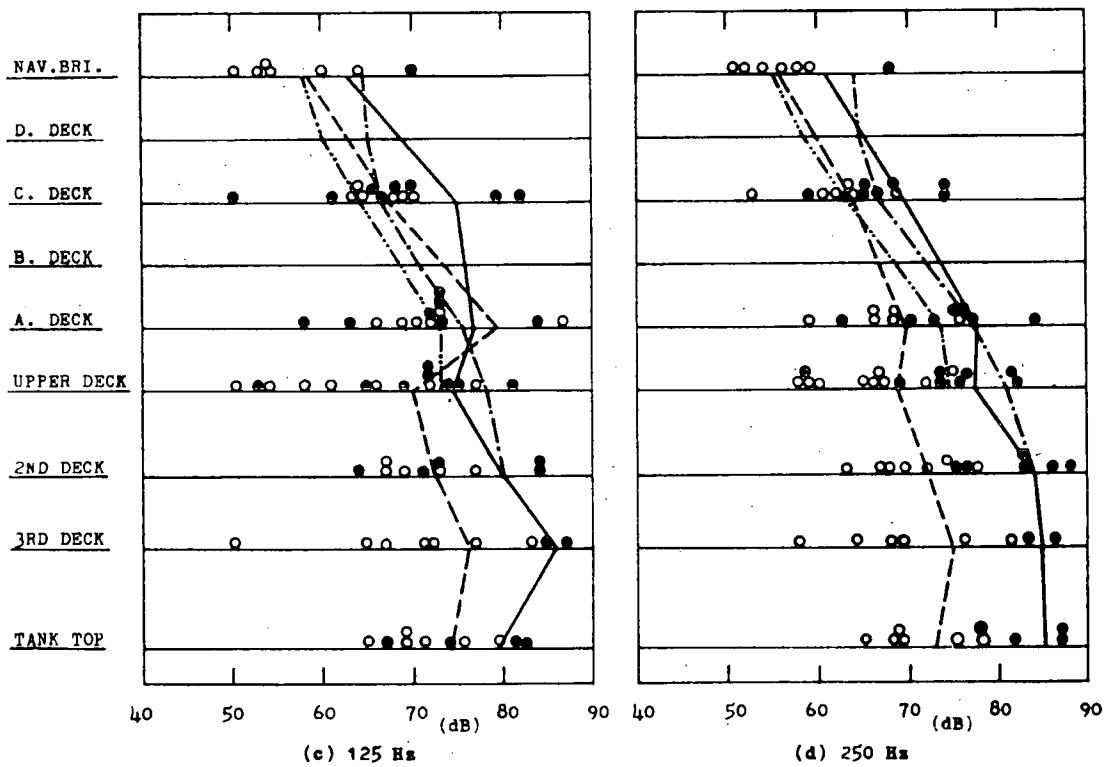


図 2.1.12(つづき) 実験値と計算値の比較

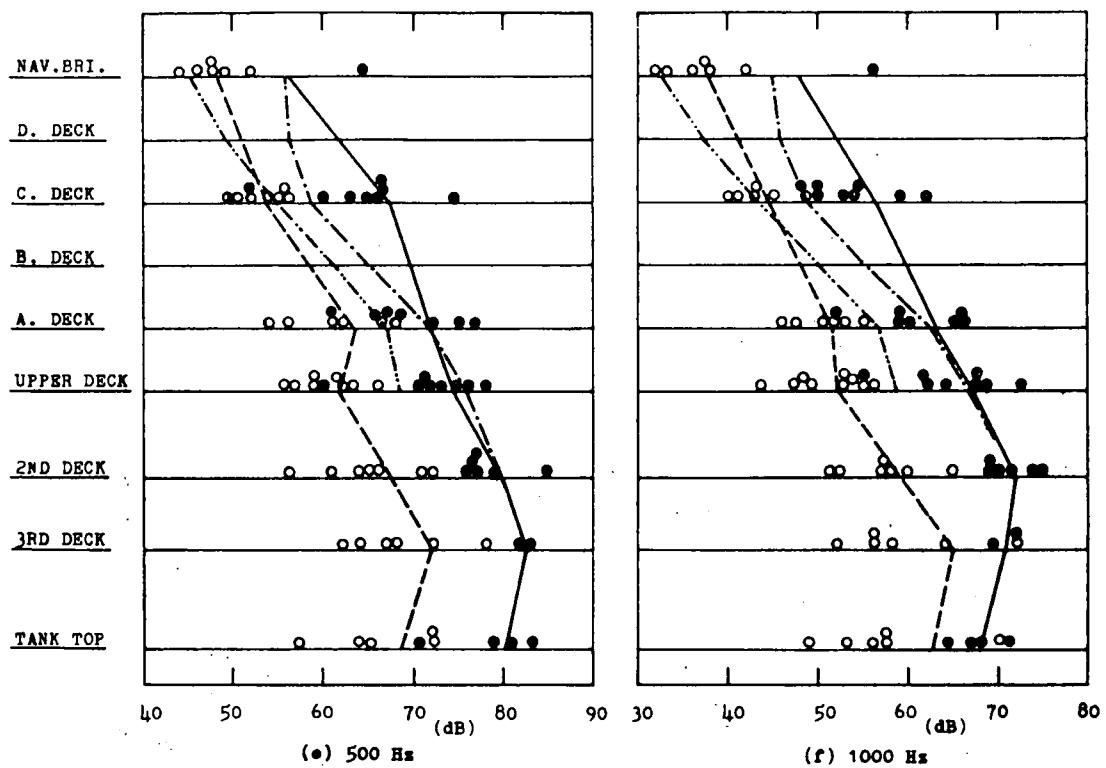


図 2.1.12 (つづき) 実験値と計算値の比較

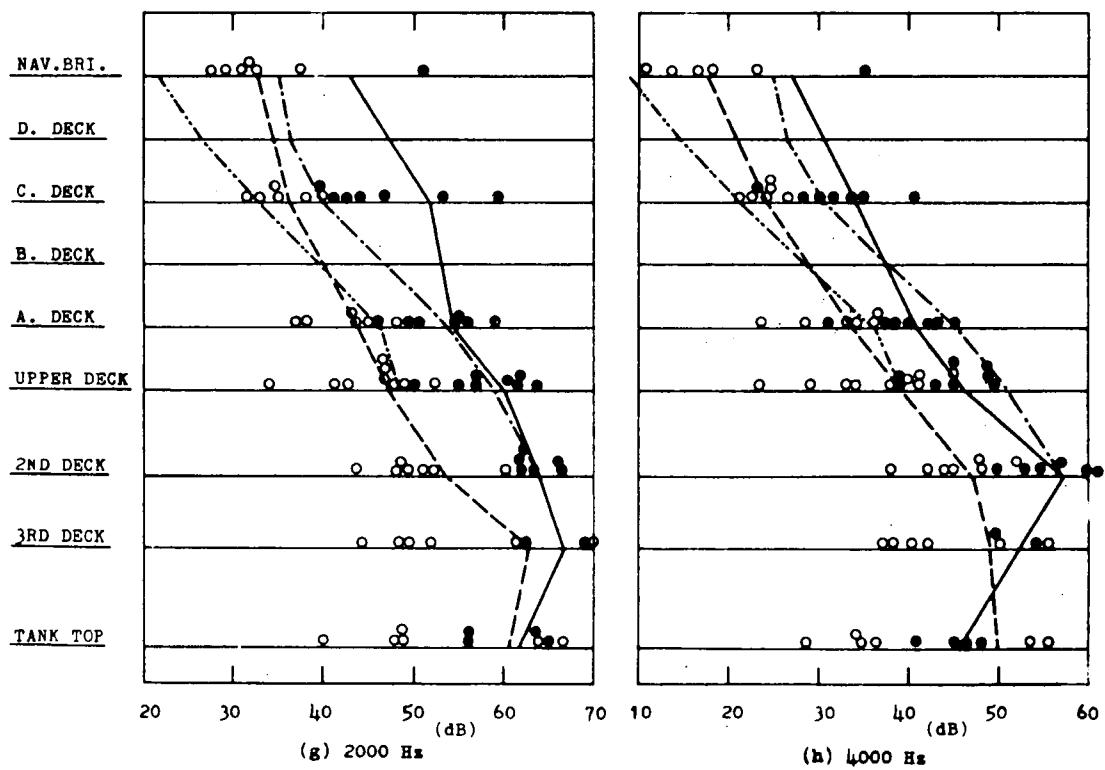


図 2.1.12 (つづき) 実験値と計算値の比較

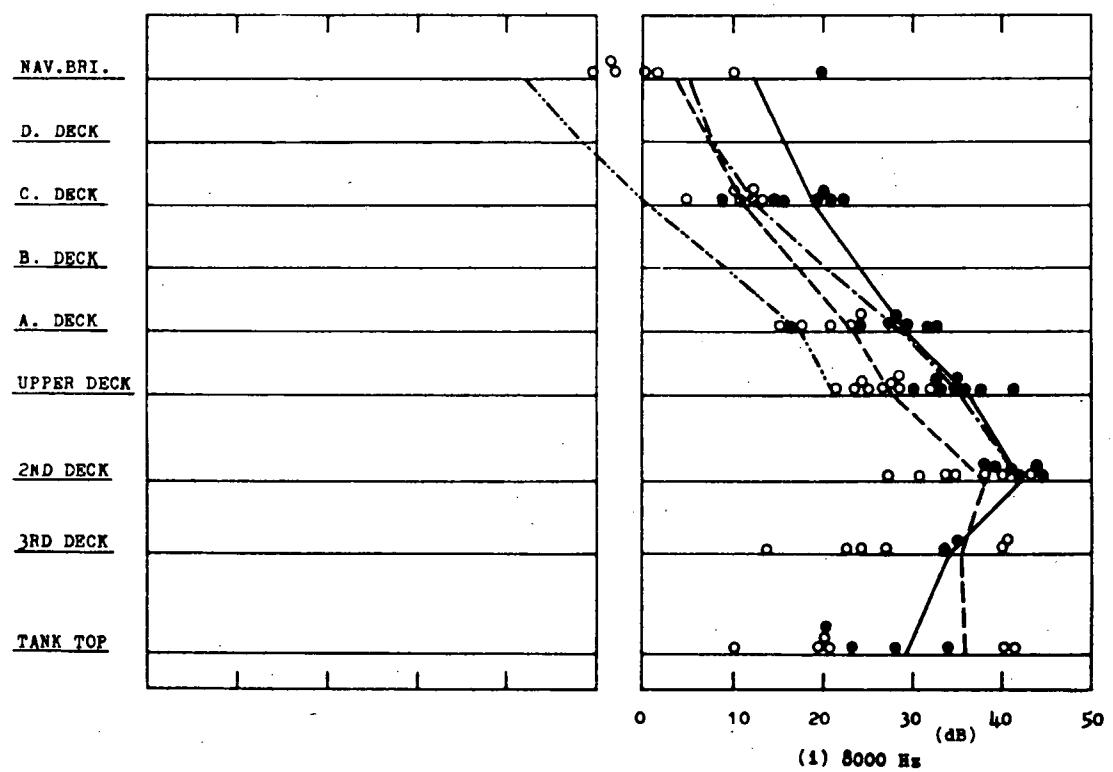


図 2.1.12 (つづき) 実験値と計算値の比較

TOPUD

```

0001  FTN4
0002      PROGRAM SPSA
0003  C
0004      DIMENSION AN(10),WN(10),HN(10),IN(10),DB(9),ET(6,9),T(10),TB
0005      DIMENSION SG(10)
0006  C
0007      WRITE(1,500)
0008  500 FORMAT(" STRUCTURE BORNE SOUND TRANSMISSION LOSS")
0009      WRITE(1,510)
0010  510 FORMAT(" FLOOR NO. I2")
0011      READ(1,520) NEND
0012  520 FORMAT(I2)
0013      WRITE(1,530)
0014  530 FORMAT("**A====H====L====I==")
0015  C
0016      DO 10 I=1,NEND
0017      IP1=I+1
0018      READ(1,540) A,H,W,J
0019  540 FORMAT(3F5.1,I5)
0020      AN(IP1)=A
0021      HN(IP1)=H
0022      WN(IP1)=W
0023  10 IN(I)=J
0024      AN(1)=0.
0025      HN(1)=1.E10
0026      WN(1)=0.
0027  C
0028      WRITE(1,550)
0029  550 FORMAT("*31.***63**125**250**500***1K***2K***4K***8K*   DB. IN ")
0030      READ(1,560) (DB(I),I=1,9)
0031  560 FORMAT(9F5.2)
0032  C
0033      WRITE(1,570)
0034  570 FORMAT("SET DAMPING DATA ON TAPE READER  OK=INPUT II ")
0035      READ(1,580) I
0036  580 FORMAT(I1)
0037      DO 20 I=1,6
0038  20 READ(5,560) (ET(I,J),J=1,9)
0039  C
0040      DO 30 I=2,NEND
0041      IP1=I+1
0042      S1=HN(IP1)/HN(I)
0043      S2=HN(I)/HN(IP1)
0044      S=AMINI(S1,S2)
0045      S=SQRT(S**5)
0046  30 SG(I)=4.*S/(1.+S)**2
0047      SG(1)=0.

```

図 2.1.13 簡略 SEA 法プログラム

```

0048 C
0049 C CAL.
0050 C
0051      WRITE(1,590)
0052 590 FORMAT(" FRQ   DK1   DK2   DK3   DK4   DK5   DK6   DK7   DK8   DK9")
0053      NENP=NEND+1
0054 C
0055 DO 50 IOC=1,9
0056 C
0057      FQ=15.625*2**IOC
0058      T(1)=0
0059      T(2)=1.
0060 C
0061 DO 70 ND=2,NEND
0062 C
0063      NP1=ND+1
0064      NS1=ND-1
0065 C
0066      PSN=WN(NS1)/WN(ND)*SG(NS1)/SG(ND)*SQRT(HN(ND)/HN(NS1))
0067 C
0068      I=IN(NS1)
0069      DSN=3.45E-4*FQ/SG(ND)*ET(I,IOC)/SQRT(HN(ND))*AN(ND)/WN(ND)
0070 C
0071 70 T(NP1)=(1.+PSN+DSN)*T(ND)-PSN*T(NS1)
0072      ADB=DB(IOC)-10.*ALOGT(T(NENP)/HN(NENP)**2)
0073      DO 80 I=1,NEND
0074      IP1=I+1
0075      80 TDB(I)=ADB+10.*ALOGT(T(IP1)/HN(IP1)**2)
0076 C
0077 50 WRITE(1,600) FQ,(TDB(I),I=1,NEND)
0078 C
0079 600 FORMAT(15,10F5.1)
0080 STOP
0081 END
0082 ENDS
***** LIST END *****

```

図 2.1.13 (つづき) 簡略SEA法プログラム

表 2.1.6 簡略 SEA 法プログラム変数対応表

[注: 入力装置 1 はタイプライタであり、データの Input を会話形で処理している。入力装置 5 はテープリーダー。会話できないコンピュータでは入力装置番号を変更する必要がある。]

| 図 2.1.13 の プ ロ グ ラ ム | | | | 意 味 | 式 | 適用例における値 |
|---|---------------------|-------|------|---|------------------------------------|-------------------------|
| ライン | 記 号 | タ イ プ | 入力装置 | | | |
| 11 | NEND | I 2 | 1 | 全デッキ数 | | 表 2.1.5 (a) では = 7 |
| 18 | A | F 5·1 | 1 | デッキとその上の壁の鋼板全面積 | $A_{ei} = \sum A_{ij}$ | 表 2.1.5 では ΣA 値 |
| | H | F 5·1 | 1 | 等価板厚 | $\sum A_{ij} h_{ij} / \sum A_{ij}$ | " h_e |
| | W | F 5·1 | 1 | 等価結合部長さ | $\sum L_{ij}$ | " ΣL |
| | J | I 5 | 1 | 表 2.1.5 の内装仕様番号 | $\eta \times 10^3$ 値データ番号 | " η_{ei} |
| 本データは DO LOOP 中にあり、最上デッキから音源のあるデッキまで NEND 回入力する | | | | | | |
| 30 | DB (I) I = 1.9 | 9F5·2 | 1 | 音源デッキ(最下部)の振動レベル値で、31.5 Hz ~ 8KHz まで計 9 個入力する。 $Re = 5 \times 10^{-8} \text{ m/sec}$ | 図 2.1.12 の Tank Top 実験値 | |
| 35 | I | I 1 | 1 | 次の内部損失率データがテープリーダーに Set されるまでコンピューターは Wait する。I に任意の 1 数字を Input することによって、ET(I, J) を Read する。 | | |
| 38 | ET(I, J) J = 1.9 | 9F5·2 | 5 | 表 2.1.4 の内装損失率 $\eta \times 10^3$ 値をそのまま 9 個づつデータにしたもので、DO LOOP 中で Read する。このプログラムでは I は 6 個 | | |

2.1.3 SEA 法を用いた二次固体音予測法の実験船への適用

(1) 目的

52年度の研究においては、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のかを解明するため、SEA 法による二次固体音予測法を導き、一般的な検討を行った。¹⁾ 53年度では、この成果を実験船に適用して、二次固体音の推定計算を実施し、実船計測結果との比較検討を行う。実船計測データとしては、ディーゼル発電機単体運転時におけるエンジンケーシング内音圧レベル及びケーシングパネルの振動速度レベルを用いる。さらに、ここでは、音源対策に対応する受音点の減音効果から受音点での空気音と固体音(二次固体音を含む)との寄与度を推定し、音源における空気音対策と固体音対策の有効性について検討も行う。

(2) 二次固体音の推定計算

(a) 推定計算法

52年度の研究において導いた SEA 法を用いた計算法を利用する。計算に必要な諸係数、固有モード数、内部損失率、結合損失率なども 52年度報告書に示した式あるいは数値を用いる。¹⁾

(b) 実験船のモデル化

Upp-DK から D-DK までの各デッキごとにエンジンケーシング部を 4 個のパネル要素と 1 個の空間要素から成る独立な構造・音響結合系としてモデル化した。図 2.1.14 に実験船の計算モデルを示す。また、表 2.1.7 には計算モデルの寸法を示す。本計算モデルでは

各デッキのエンジンケーシング内音場とケーシングパネル間のみのパワーの流れを取り扱い、ケーシング内の音圧によってケーシングパネルに誘起される振動、すなわち、二次固体音の推定を行うものとする。

(c) エンジンケーシングパネルの振動速度レベル

(j) 計算上の仮定

各デッキのケーシングパネルは隣接する構造体

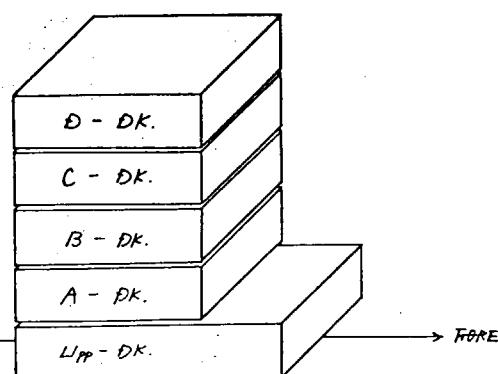


図 2.1.14 実験船のモデル化

表 2.1.7 計算モデルの寸法

| | Upp - DK | A~D - DK |
|-----------------|---|--|
| 計算モデル | | |
| パネル要素寸法 [mm] | ①・③: $12,800 \times 2,700 \times 8^t$ ②・④: $7,200 \times 2,700 \times 8^t$ | ①・③: $8,700 \times 2,700 \times 7^t$ ②・④: $7,200 \times 2,700 \times 7^t$ |
| 空間要素寸法 [mm] | ⑤: $12,800 \times 7,200 \times 2,700$ | ⑤: $8,700 \times 7,200 \times 2,700$ |

からはパワーを伝達されず、ケーシング内音場からのみパワーを伝達される。そして伝達されたパワーは当該パネル内のみで損失され、外部には流出しないものとする。すなわち、ケーシングパネルに誘起される振動レベルはケーシング内音圧のみによるものと仮定する。

(ii) 計算入力

表 2.1.7 に示した各デッキの計算モデルにおいて、No.⑤空間要素の入力データとしてディーゼル発電機単体運転時のケーシング内音圧実測値を用いる。

単体運転はディーゼル発電機（以下発電機と略称）の音源対策として次の 3 状態で行われている。

- ① 騒音未対策
- ② 防振ゴムの設置
- ③ 防振ゴムおよび防音ケーシングの設置

(iii) 計算結果及び実測との比較

図 2.1.15から図 2.1.17に 3 状態における Upp - DK ケーシングパネルの振動速度レベルの計算結果と実測値を示す。図 2.1.18から図 2.1.20に 3 状態における C - DK での計算結果と実測値を示す。各図において実線は計算値を示し、破線は実測値を示している。本計算及び比較に用いた実測データは計測点数が少なく、データ間のばらつきも大きく定量的な検討はなかなかむづかしい。計算結果と実測値の比較から次のような傾向が認められる。

- ① Upp - DK では発電機に対する騒音未対策の場合、周波数 1 KHz 以上で計算値と実測値がほぼ一致している。発電機に防振ゴムを設置することにより、船体を介してエンジンケーシングパネルに伝搬していく一次固体音の影響が小さくなる場合には、周波数 250 Hz 以上の全周波数において計算値と実測値がほぼ一致している。発電機にさらに防音ケーシングを設置すると、ケーシングパネルの振動速度レベルの計算値も実測値も防振ゴム対策だけの場合よりも減少する。しかし、全周波数において実測値の方が計算値よりも大きくなっている。このことは、防音ケーシングの設置によりエンジンケーシング内音圧が減少するため、この音圧によって誘起される二次固体音が大幅に減少してしまい二次固体音よりも船体を伝搬していく一次固体音の影響が大きくなったものと考えられる。
- ② C - DK では発電機に対する騒音未対策の場合、周波数 2 KHz 以上において計算値と実測値とが近づいているが、全周波数において実測値の方が計算値よりも大きくなっている。発電機に防振ゴムを設置して、ケーシングパネルに伝搬していく一次固体音の影響が変化すると、計算値も実測値も騒音未対策の場合よりも減少する。しかし計算値と実測値との大小関係は変化していない。発電機にさらに防音ケーシングを設置した場合は、計算値も実測値も減少するが、一段と二次固体音の影響が小さくなり、全周波数において実測値と計算値との差はさらに大きくなっている。

(d) エンジンケーシング内音圧レベル

(i) 計算上の仮定

各デッキのエンジンケーシング内音場は上下に隣接する音場からはパワーを伝達されず、ケーシングパネルからだけパワーを伝達され、かつ伝達されたパワーは音圧に変換され、外部には流出しないものと仮定する。さらに、エンジンケーシング内の空気による吸音及びケーシングパネル表面の吸音は非常に小さいものと推定されるのでケーシング内の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ を $\bar{\alpha} = 0$ とする。すなわち、ケーシング内音場の音圧レベルはケーシングパネルの振動によってのみ誘起されるものと仮定する。

(ii) 計算入力

表 2.1.7 に示した各デッキの計算モデルにおいて、No①～④のパネル要素にディーゼル発電機単体運転時（3 状態）のケーシングパネルの振動速度レベル実測値を入力として用いる。実測値は各デッキにおいて 1 ～ 2 点しか計測されていないので、入力値は同一デッキの全パネルに対して同じ値を用いる。

(iii) 計算結果及び実測との比較

図 2.1.21 から図 2.1.23 に 3 状態における Upp-DK ケーシング内音圧レベルの計算結果と実測値を示す。

図 2.1.24 から図 2.1.26 に 3 状態における C-DK での計算結果と実測値を示す。各図において実線は計算値を示し、破線及び一点鎖線は実測値を示している。計算結果と実測値の比較から次のような傾向が認められる。

- ① Upp-DK では発電機に対する騒音未対策の場合、1～2 の周波数において計算値と実測値とがほぼ一致しているが、ほとんど全周波数において実測値の方が計算値よりも大きくなっている。発電機に防振ゴムを設置した場合は、ケーシングパネルに伝搬してくる一次固体音の影響が小さくなり、したがってケーシングパネルからケーシング内音場へ放射されるパワーも小さくなると考えられるが、全周波数において実測値は騒音未対策の場合とかわっておらず、計算値だけが減少している。そして計算値と実測値の差は大きくなっている。このことは、上下の隣接音場からの空気音のパワー伝達が固体音に比べて相対的に影響が大きいことを示しているものと考えられ、計算上の仮定がこの場合には成立しないことを示唆しているように思われる。発電機にさらに防音ケーシングを設置した場合は、エンジンケーシング内音場に伝達される空気音の影響が小さくなり、1～2 の周波数以外の全周波数において実測値と計算値がほぼ一致している。
- ② C-DK では発電機に対する騒音未対策の場合、全周波数において計算値と実測値とがほぼ一致している。発電機に防振ゴムを設置してケーシングパネルからケーシング内音場に放射されるパワーが小さくなり、計算値も実測値も減少しても、全周波数において実測値と計算値はほぼ一致している。さらに防音ケーシングを設置して、エンジンケーシング内音場に伝達される空気音の影響が小さくなってしまい、全周波数において実測値と計算値がほぼ一致している。

(e) 結果の考察

Upp-DK 及び C-DK において計算結果と実測値とを比較すると、前述したような傾向が認められる。これらの結果より、ケーシングパネルに誘起される二次固体音については次のような特徴があると考えられる。

- (i) Upp-DK では発電機に対する騒音未対策の場合、ケーシングパネルの振動速度レベルは発電機から船体を伝搬してきた一次固体音よりも発電機から直接ケーシング内音場に伝達された空気音によって誘起される二次固体音が支配的であると推定できる。
- (ii) また、発電機の防振ゴム対策により一次固体音の影響が小さくなると、ケーシングパネルの振動速度レベルは二次固体音が一層支配的になってくる。
- (iii) しかし、発電機にさらに防音ケーシングを設置した場合は、エンジンケーシング内の空気音が大幅に低減

し、ケーシングパネルの振動速度レベルは逆に二次固体音よりも一次固体音の方が支配的になってくる。

(iv) 一方、C-DK では騒音未対策の場合、防振ゴム対策の場合、防振ゴムに加えて防音ケーシング対策を追加した場合の3状態とも、ケーシングパネルの振動速度レベルは発電機から船体を伝搬してきた一次固体音が支配的になっている。そして、ケーシング内音圧はケーシングパネルからの放射音が支配的になっていると推定できる。

(3) 音源対策効果の推定計算

前述したように、エンジンケーシングパネルの振動速度レベルは一次固体音及び二次固体音によって支配されおり、両者の寄与度によって発電機に対する騒音対策効果が変化する。また、ケーシング内音圧レベルも空気音及び固体音によって支配されており、両者の寄与度によって音源対策効果も変り得る。例えば、Upp-DK ケーシング内音圧レベルは空気音が支配的であるために、発電機に防振ゴムを設置した固体音対策では、その対策効果がほとんど現れていない。そこで、次に、各デッキのケーシング内音圧レベルに対する空気音と固体音の寄与度を推定し、音源対策効果について検討を行う。

(a) 推定計算法

音源対策に対応するエンジンケーシング内音圧レベルの減衰とケーシングパネルの振動速度レベルの減衰を SEA 法を用いて推定する。図 2.1.27 に示す二要素モデルにおいて、構造体への入力パワーを P_s 、音場への入力パワーを P_v とすると、壁面の振動速度レベル L_v と音場の音圧レベル L_p はパワーの平衡条件より次式で与えられる。¹⁾

$$L_v = 10 \log \frac{1}{\rho_s S} \cdot \frac{1}{\langle v_o^2 \rangle} + 10 \log \{ \eta_{vs} P_v + (\eta_v + \eta_{vs}) P_s \} - 10 \log \{ \omega_0 (\eta_s \eta_v + \eta_v \eta_{sv} + \eta_s \eta_{vs}) \} \quad (2.1.10)$$

$$L_p = 10 \log \frac{\rho C^2}{V} \cdot \frac{1}{\langle p_o^2 \rangle} + 10 \log \{ (\eta_s + \eta_{sv}) P_v + \eta_{sv} P_s \} - 10 \log \{ \omega_0 (\eta_s \eta_v + \eta_v \eta_{sv} + \eta_s \eta_{vs}) \} \quad (2.1.11)$$

ここに、 ρ_s : 壁面の面密度 ρ : 空気の密度 S : 壁面の面積 C : 空気中の音速

v_o : 基準振動速度 ($v_o = 5 \times 10^{-6}$ m/s) p_o : 基準音圧 ($p_o = 2 \times 10^{-5}$ N/m²)

η_{vs} , η_{sv} : 結合損失率 η_v , η_s : 内部損失率 ω_0 : 中心角周波数

今、音源対策によって音源から音場に入射するパワーが P_v から P_v^a に変化し、音源から構造体に入射するパワーが P_s から P_s^b に変化したとき、 L_v と L_p はそれぞれ L_v^c , L_p^c に変化する。その変化量を ΔL_v^c , ΔL_p^c とするとき、 ΔL_v^c と ΔL_p^c はそれぞれ次式で与えられる。

$$\Delta L_v^c = L_v^c - L_v = 10 \log \{ \eta_{vs} P_v^a + (\eta_v + \eta_{vs}) P_s^b \} - 10 \log \{ \eta_{vs} P_v + (\eta_v + \eta_{vs}) P_s \} \quad (2.1.12)$$

$$\Delta L_p^c = L_p^c - L_p = 10 \log \{ (\eta_s + \eta_{sv}) P_v^a + \eta_{sv} P_s^b \} - 10 \log \{ (\eta_s + \eta_{sv}) P_v + \eta_{sv} P_s \} \quad (2.1.13)$$

ここで、入力パワー変化係数 α , β と入力パワー比 γ を次のように定義して用いると、 ΔL_v^c 及び ΔL_p^c は α , β , γ で表される。

$$P_v^a = \alpha P_v \quad (2.1.14)$$

$$P_s^b = \beta P_s \quad (2.1.15)$$

$$P_s = \gamma P_v \quad (2.1.16)$$

$$\Delta L_v^c = 10 \log \left(\frac{1}{\eta_v / \eta_{sv} + 1} \alpha + \beta \gamma \right) - 10 \log \left(\frac{1}{\eta_v / \eta_{sv} + 1} + \gamma \right) \quad (2.1.17)$$

$$\Delta L_p^c = 10 \log \{ (1 + \eta_s / \eta_{sv}) \alpha + \beta \gamma \} - 10 \log \{ (1 + \eta_s / \eta_{sv}) + \gamma \} \quad (2.1.18)$$

したがって、 ΔL_v^c は η_v / η_{sv} , α , β , γ によって変化する。また、 ΔL_p^c は η_s / η_{sv} , α , β , γ によって変化する。これらの諸係数を決定して、代入することによって ΔL_v^c 及び ΔL_p^c を求めることができる。

(b) 実験船のモデル化

実験船の計算モデルは二次固体音の推定計算に用いたものと同一のものを用いる。すなわち、図 2.1.27 に示した音場をエンジンケーシング内音場とし、構造体をケーシングパネルとする。図 2.1.14 に計算モデルを示し表 2.1.7 に計算モデルの寸法を示している。

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

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 : 音場の内部損失パワー

P_s^d : 構造体の内部損失パワー

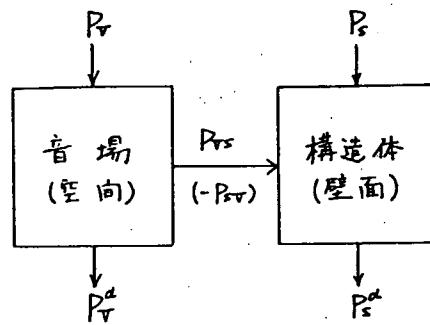


図 2.1.27 二要素モデルのパワーフロー

(c) 諸係数の検討

(i) 入力パワー変化係数 α , β

α , β の定義より、 α , β は音源から直接エンジルームに放射されるパワーあるいは船体に直接伝達されるパワーの変化量で表すことができる。エンジルームあるいは船体に伝達されるパワーをパワーレベルで表すと、パワーレベルの変化量 ΔL_{pv}^a , ΔL_{ps}^b は次式で得られる。

$$\begin{aligned} \Delta L_{pv}^a &= L_{pv}^a - L_{pv} \\ \Delta L_{ps}^b &= L_{ps}^b - L_{ps} \end{aligned} \quad \} \quad (2.1.19)$$

したがって、 α , β は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \alpha &= 10 \frac{\Delta L_{pv}^a}{10} \\ \beta &= 10 \frac{\Delta L_{ps}^b}{10} \end{aligned} \quad \} \quad (2.1.20)$$

ここで、 ΔL_{pv}^a は近似的に発電機近傍の音圧レベルの変化量とみなすことができる。また、 ΔL_{ps}^b は発電機近傍の船体壁面の振動速度レベルの変化量とみなすことができる。図 2.1.28 に実験船における防音ケーシング設置時のディーゼル発電機近傍の音圧レベルの減衰量を示す。図 2.1.29 に防振ゴム設置時のディーゼル発電機近傍の船体壁面の振動速度レベルの減衰量を示す。

(ii) パネルの内部損失率 η_s

50年度実施の亜鉛メッキ鋼板素材テスト結果を用いる。²⁾

(iii) 音場の内部損失率 η_v

η_v は音場の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ に関係づけられ求められる。¹⁾

(iv) 結合損失率 η_{sv} , η_{vs}

ケーシングパネルからケーシング内音場への結合損失率 η_{sv} はパネルの平均放射率 σ_{rad} と関係づかれ次式によって得られる。¹⁾

$$\eta_{sv} = \frac{\rho^c \sigma_{rad}}{\omega_0 P_s} \quad \} \quad (2.1.21)$$

また、ケーシング内音場からケーシングパネルへの結合損失率 η_{vs} は音場のモーダル密度 $n_v(\omega_0)$ 及びパネルのモーダル密度 $n_s(\omega_0)$ によって次式より得られる。¹⁾

$$\eta_{vs} = \frac{n_s(\omega_0)}{n_v(\omega_0)} \cdot \eta_{sv} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.22)$$

(v) 入力パワー比 γ

γ の値は各デッキでそれぞれ異なり、しかも直接求めることができないので、式 (2.1.17) あるいは式 (2.1.18) に α , β , η_s/η_{sv} , η_v/η_{vs} を代入して ΔL_p^c , ΔL_p^c と γ との関係を求めたのちに、 ΔL_p^c , ΔL_p^c の実測データを用いて推定する。ここでは、全デッキにおいて ΔL_p^c の実測データが得られているので、 ΔL_p^c と γ との関係から γ を推定する。また実測データのばらつきのために全デッキに対して同一状態での ΔL_p^c を用いることができないので、Upp.-DK モデルの場合にはディーゼル発電機に防振ゴムと防音 ケーシングの両者を設置した場合のエンジンケーシング内音圧レベル減衰量 ΔL_p^c を用いる。A-DK 以上のデッキのモデルの場合にはディーゼル発電機に防振ゴムだけを設置した場合のケーシング内音圧レベル減衰量 ΔL_p^c を用いる。図 2.1.30に Upp.-DK モデルの ΔL_p^c と γ との関係を示す。また、図 2.1.31に A-DK 以上のデッキのモデルの ΔL_p^c と γ との関係を示す。この両図から推定された γ の値を図 2.1.32に示す。

(d) 計算結果及び考察

(i) 入力パワー比 γ

図 2.1.32から入力パワー比 γ について次のような傾向が認められる。入力パワー比 γ は、上部のデッキになるほど大きくなり、また周波数が低いほど大きくなっている。すなわち、上部のデッキになるほど、また周波数が低いほど固体音の入力パワーが空気音の入力パワーに比べて大きくなり、ケーシング内音圧レベルあるいはケーシングパネルの振動レベルに対して固体音の影響が大きくなっていることを示している。

(ii) 音源対策効果

図 2.1.33と図 2.1.34に先に求めた γ を用いて音源対策効果を推定した結果を示す。図 2.1.33は音源対策によって空気音のパワーレベルだけが減衰する場合のケーシング内音圧レベルの減衰を示している。また、図 2.1.34には音源対策によって固体音のパワーレベルだけが減衰する場合のケーシング内音圧レベルの減衰を示している。全周波数ともほぼ同じ傾向なので、ここでは周波数 1 kHz の結果だけを示している。これらの結果より次のような傾向が認められる。

- ⑦ 上部のデッキほど音源対策として固体音を減衰させると騒音低減に効果が期待できる。
- ① 下部のデッキほど音源対策として空気音を減衰させると騒音低減に効果が期待できる。
- ウ 固体音対策あるいは空気音対策による騒音低減量にはある限度が存在する。

(iii) 計算結果及び実測との比較

図 2.1.35から図 2.1.39に先に求めた γ を用いて、ディーゼル発電機に防音ケーシングだけを設置した場合のエンジンケーシング内音圧レベルの減衰を推定した結果(図中の細実線)を示す。また、Upp.-DK については防振ゴムを設置した場合の計算結果(図中的一点鎖線)と実測値(図中の太実線)を比較して示した。A-DK から D-DK までについては、防振ゴムと防音ケーシングの両者を設置した場合の計算結果(図中の二点鎖線)と実測値(図中の破線)を比較して示した。これらの結果より次のような傾向が認められる。

- ⑦ Upp.-DK と A-DK では音源対策として防音ケーシングだけを実施してもかなり騒音低減効果がある。
- ① B-DK では音源対策として防振ゴムだけを設置しても防音ケーシングだけを設置しても騒音低減効果はあまりかわらない。
- ウ C-DK と D-DK では音源対策として防振ゴムの効果が大きく防音ケーシングだけを実施してもほとんど騒音低減効果はない。

- (エ) Upp-DK では計算結果と実測値とがほぼ一致している。
- (オ) A-DK 以上のデッキでは周波数 2 KHz と 4 KHz では計算結果と実測値は ± 3 dB 程度で比較的よく一致している。しかし、その他の周波数では一致度はよくない。これは計測データが少なく、また同一デッキのケーシング内音圧にも計測位置によるばらつきが大きいためと考えられる。

(4) 結論

52年度に導いた SEA 法を用いた二次固体音の予測法を実験船に適用し、さらに音源における空気音対策と固体音対策の有効性について検討して得られた結果をとりまとめると次のとおりである。

(a) 二次固体音の推定計算

各デッキごとにエンジンケーシング部を独立な構造・音響結合系とした非常に簡単なモデルによっても二次固体音について大略計算できる見とおしを得た。そして、この計算結果から

- (i) Upp.-DK ではケーシングパネルの振動速度レベルに対して二次固体音が支配的であり、ケーシング内音圧は空気音が支配的である。
- (ii) C-DK ではケーシングパネルの振動速度レベルに対して一次固体音が支配的であり、ケーシング内音圧はケーシングパネルからの放射音が支配的である。

(b) 音源対策効果の推定計算

SEA 法を応用して音源対策による騒音低減効果を推定すると、

- (i) 音源対策効果は受音点における空気音と固体音の寄与度によって変化する。
- (ii) ケーシング内音圧レベルあるいはケーシングパネルの振動レベルについては、上部のデッキになるほど、また周波数が低いほど固体音の影響が大きくなっている。
- (iii) 実験船では Upp.-DK まででは音源対策として防音ケーシングだけの設置で有効であるが、C-DK と D-DK に対してはその騒音低減効果はない。

なお、二次固体音の推定法における今後の課題について以下に記述しておく。

- (ア) スピーカーテストなどによって、二次固体音の影響度を実験的に調査する。
- (イ) パネルの放射率、内部損失率のデータを収集する。
- (ウ) エンジンルーム及びエンジンケーシング内の吸音率、音圧分布などの音響特性を把握する。
- (エ) 二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：SR 156 研究部会、船内騒音に関する調査研究、昭和52年度研究報告書、研究資料 No. 286-1, 84 ~ 100
- 2) 日本造船研究協会：SR 156 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, 48 ~ 72

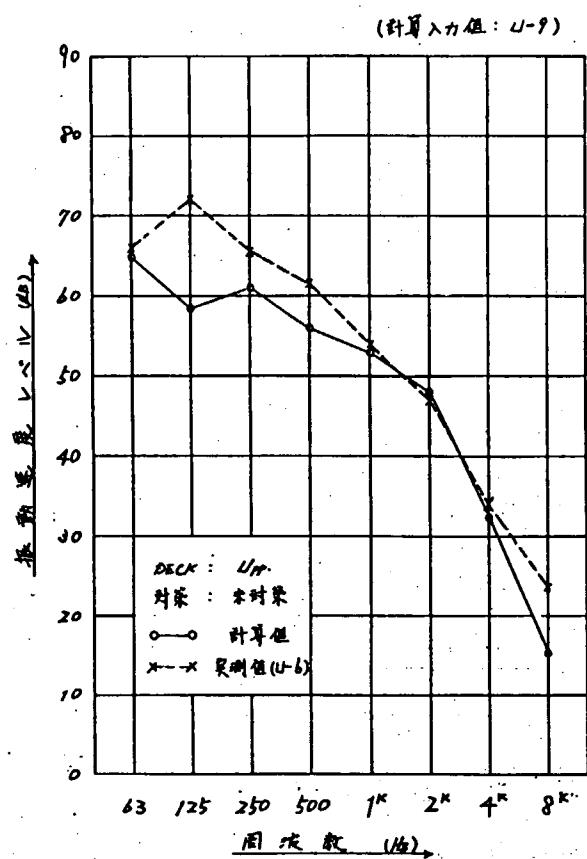


図 2.1.15 振動速度レベルの計算結果と実測との比較
[Upp.-DK] (1)

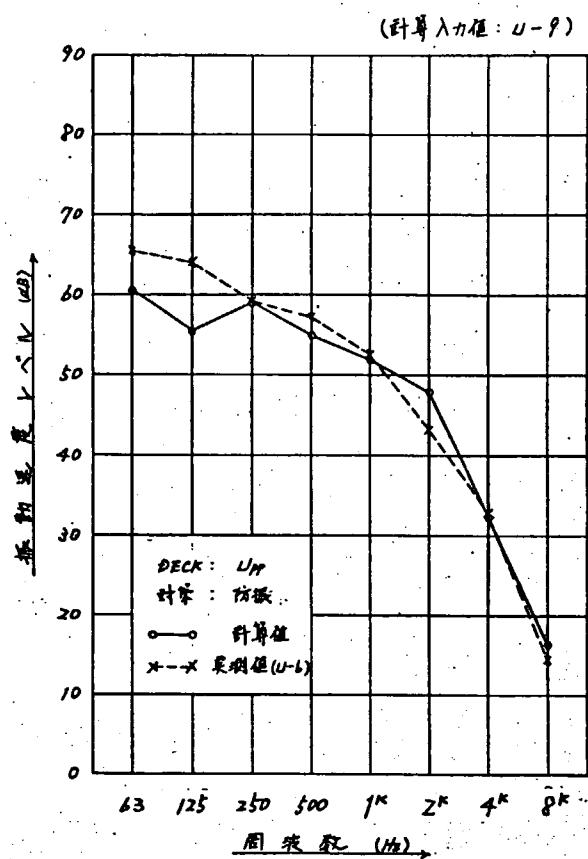


図 2.1.16 振動速度レベルの計算結果と実測値との比較
[Upp.-DK] (2)

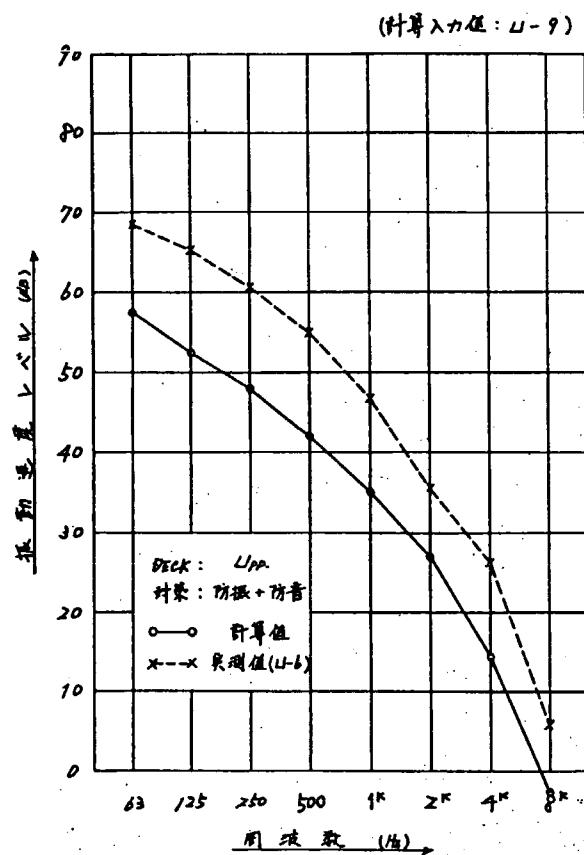


図 2.1.17 振動速度レベルの計算結果と実測値との比較
[Upp.-DK] (3)

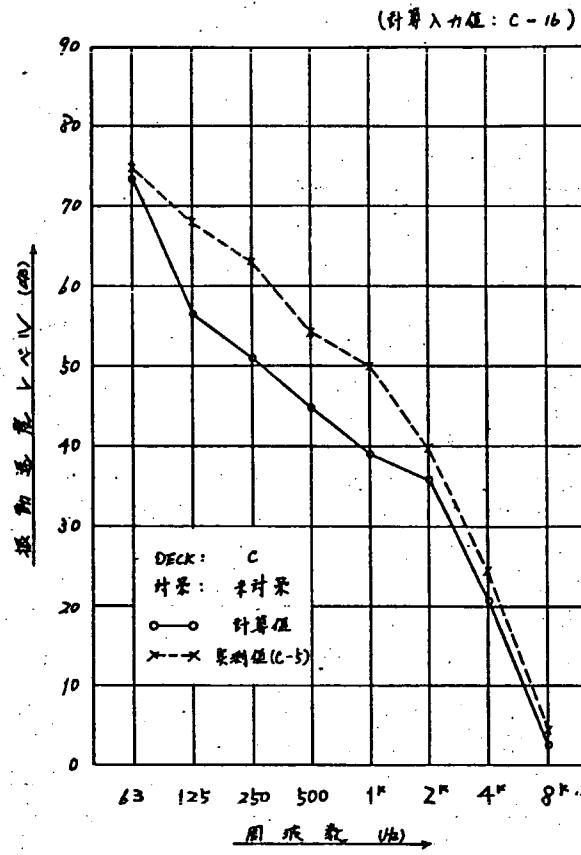


図 2.1.18 振動速度レベルの計算結果と実測値との比較
[C - DK] (1)

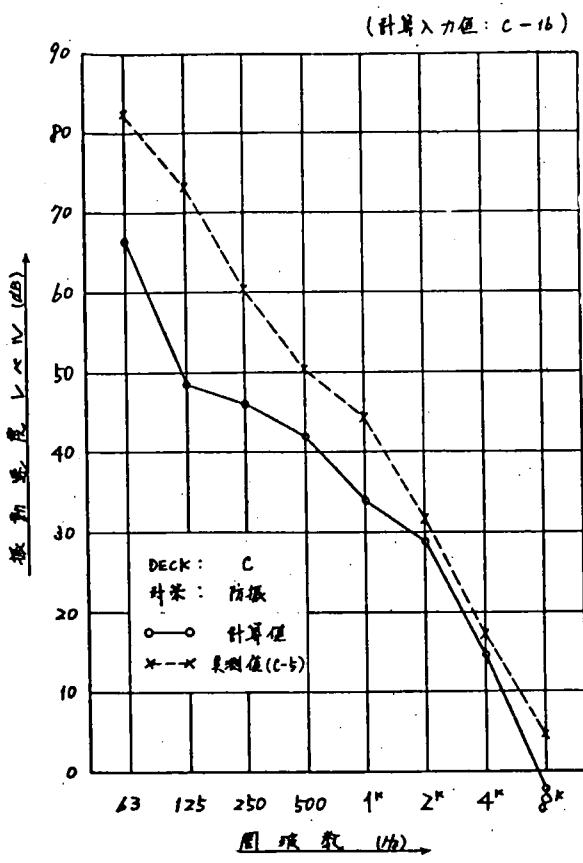


図 2.1.19 振動速度レベルの計算結果と実測値との比較
〔C-DK〕(2)

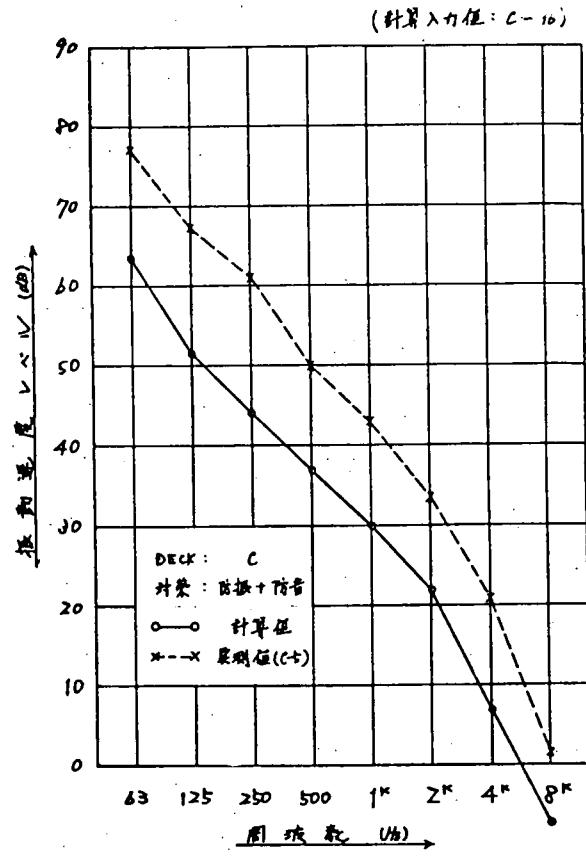


図 2.1.20 振動速度レベルの計算結果と実測値との比較
〔C-DK〕(3)

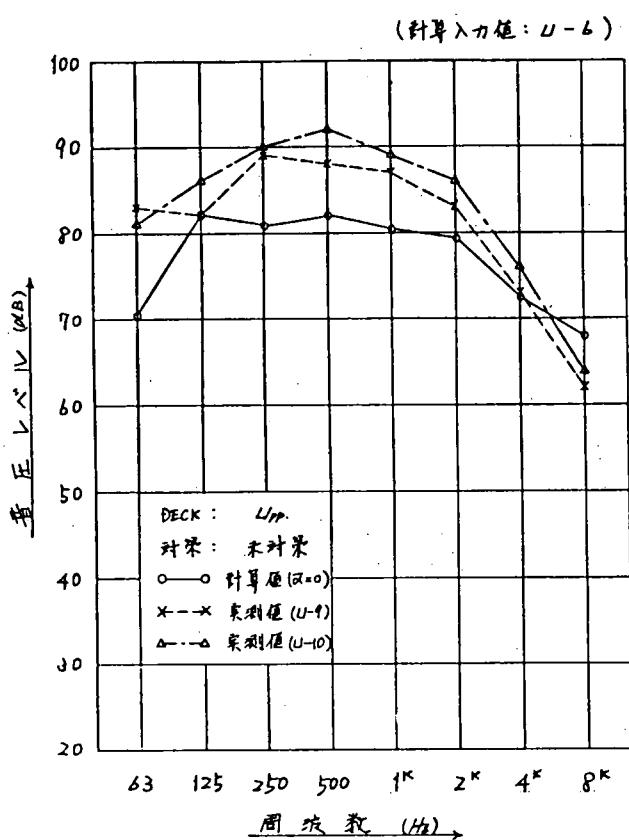


図 2.1.21 音圧レベルの計算結果と実測値との比較〔Upp-DK〕(1)

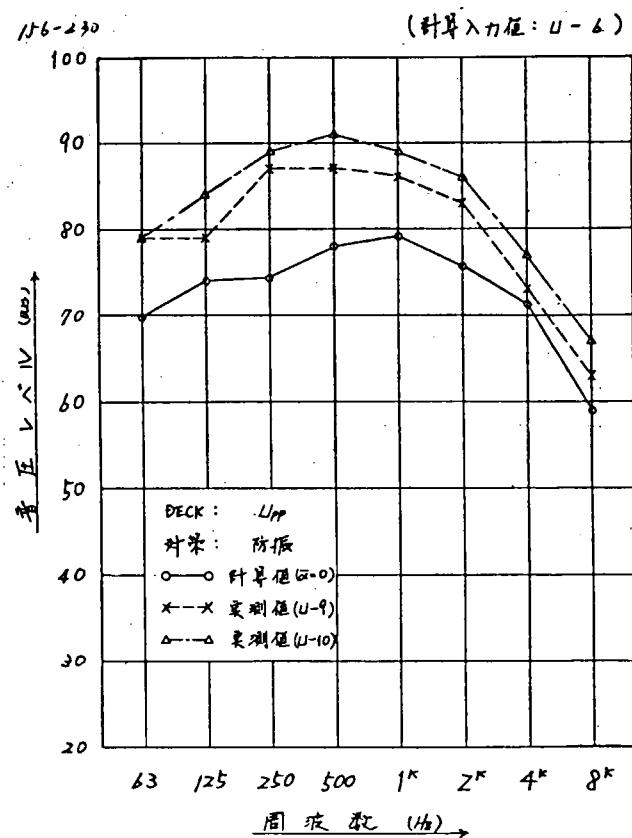


図 2.1.22 音圧レベルの計算結果と実測値との比較
〔Upp-DK〕(2)

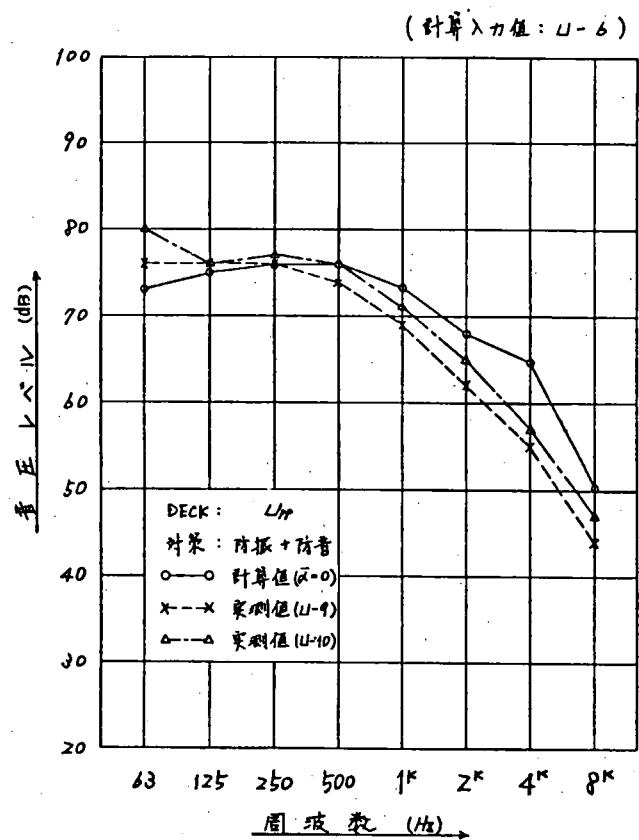


図 2.1.23 音圧レベルの計算結果と実測値との比較 [Upp.-DK] (3)

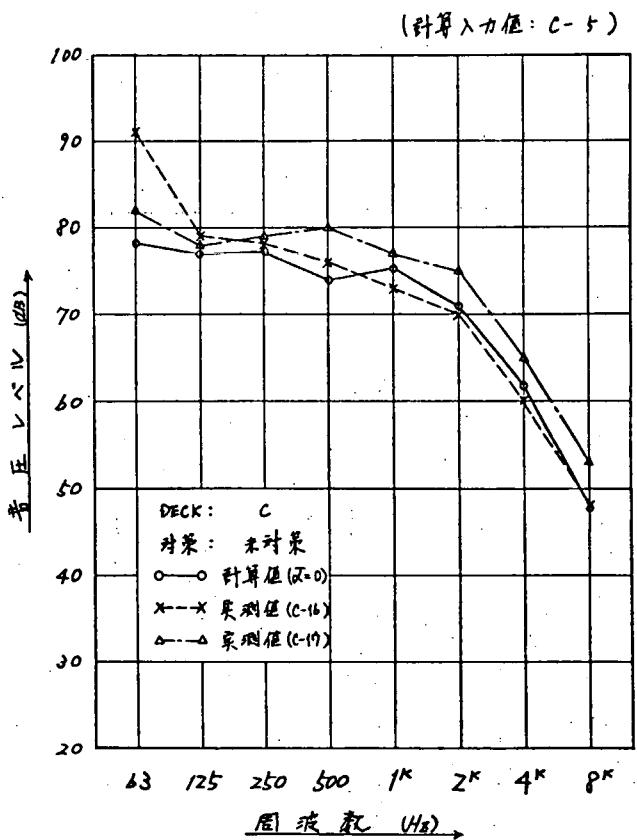


図 2.1.24 音圧レベルの計算結果と実測値との比較 [C-DK] (1)

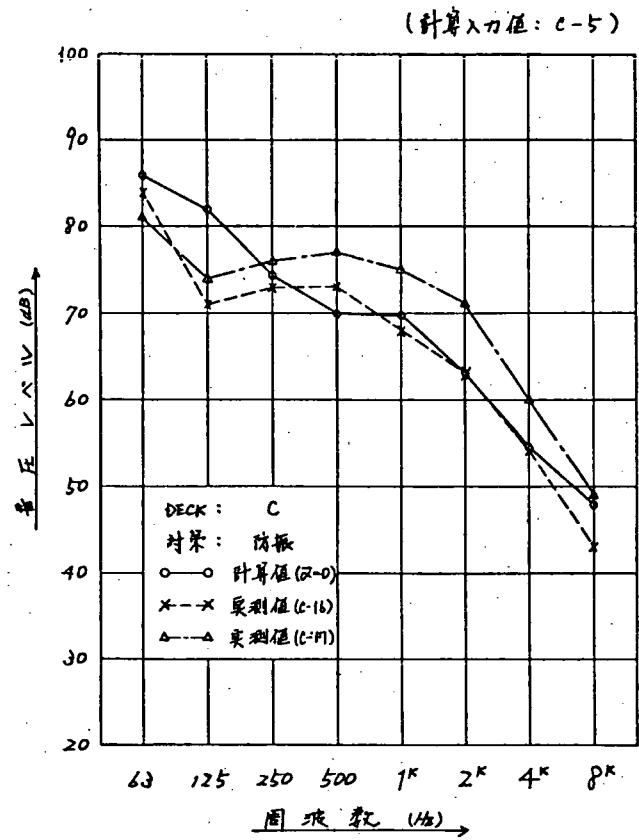


図 2.1.25 音圧レベルの計算結果と実測値との比較 [C-DK] (2)

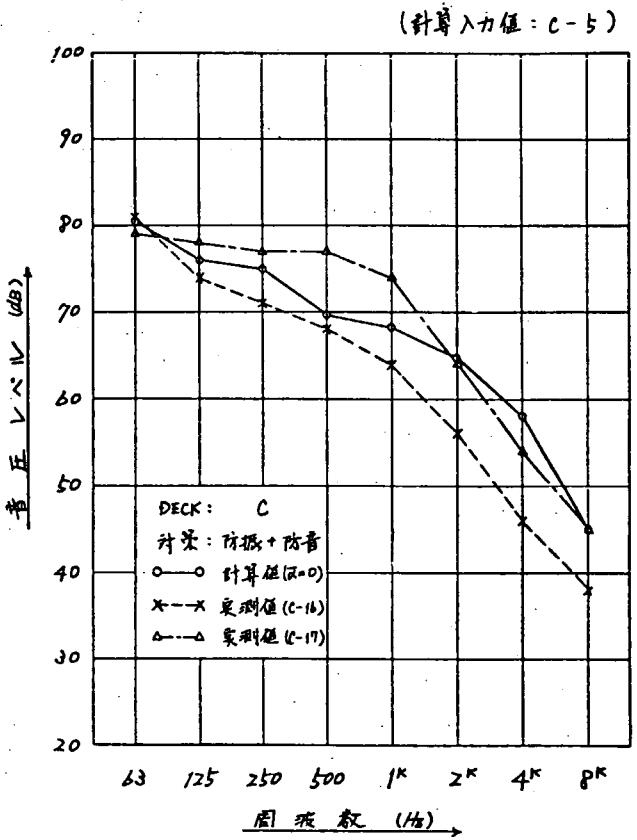


図 2.1.26 音圧レベルの計算結果と実測値との比較 [C-DK] (3)

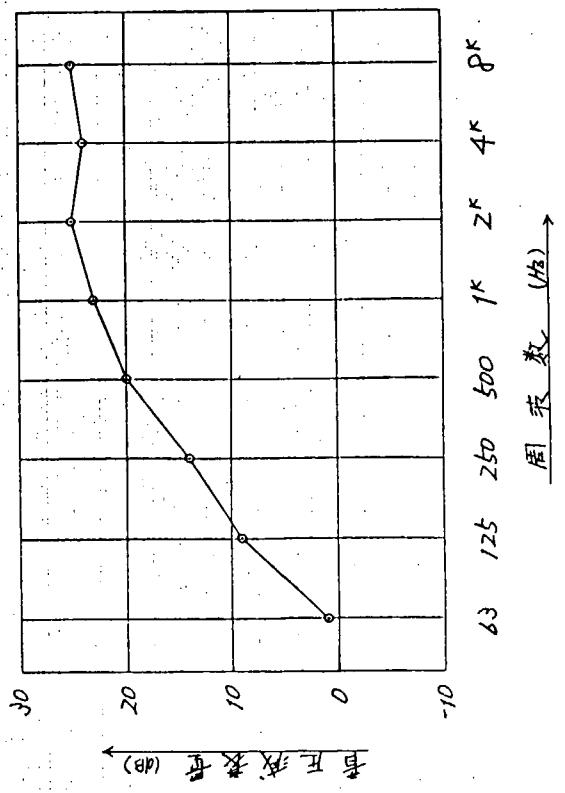


図 2.1.28 防音対策によるディーゼル発電機近傍の音圧レベル変化

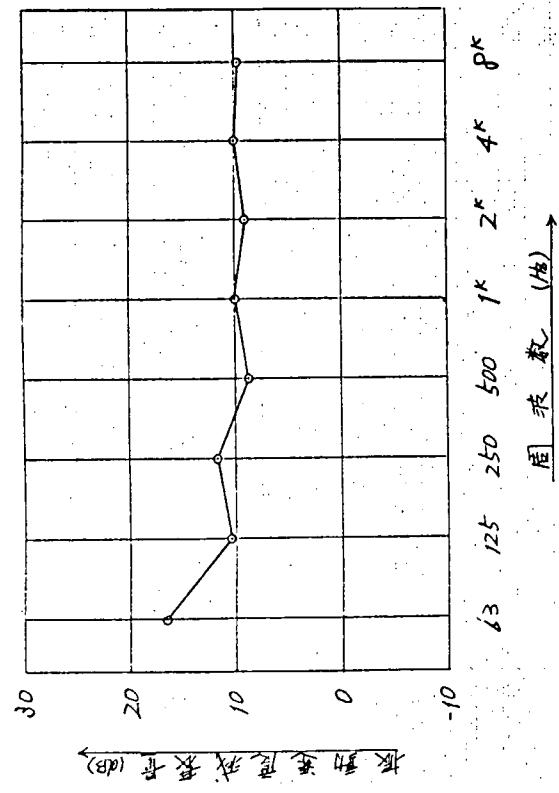


図 2.1.29 防振対策によるディーゼル発電機近傍の振動速度レベル変化

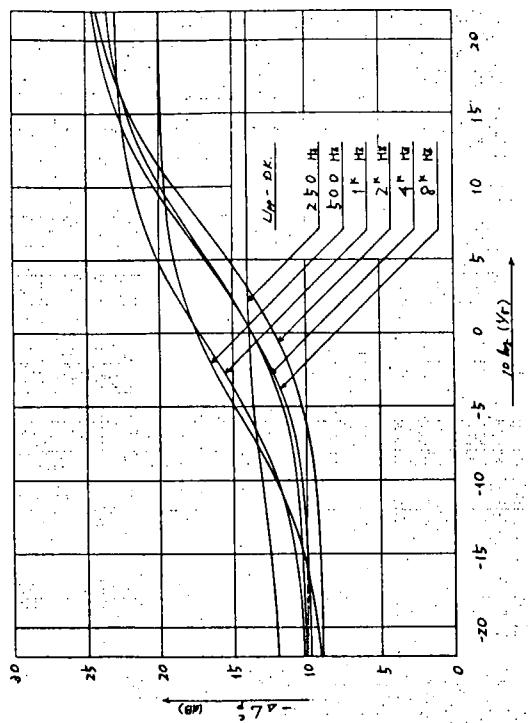


図 2.1.30 入力パワー比 τ とケーシング内音圧レベル変化 $ΔL_p^c$ の関係 [Upp.-DK]

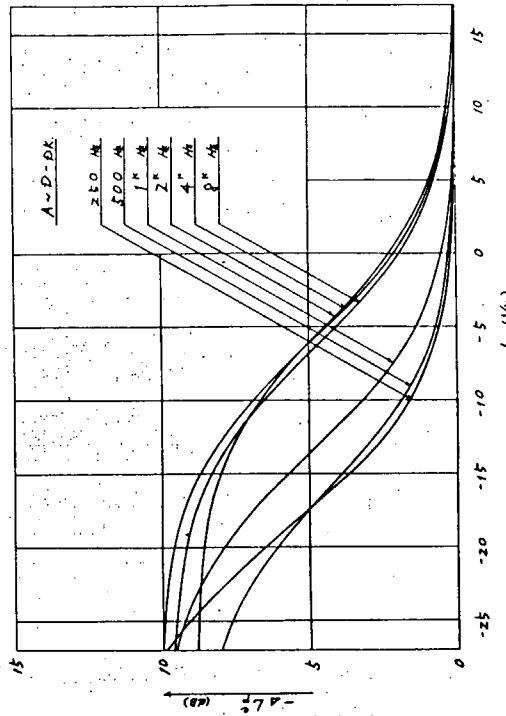


図 2.1.31 入力パワー比 τ とケーシング内音圧レベル変化 $ΔL_p^c$ の関係 [A ~ D - DK]

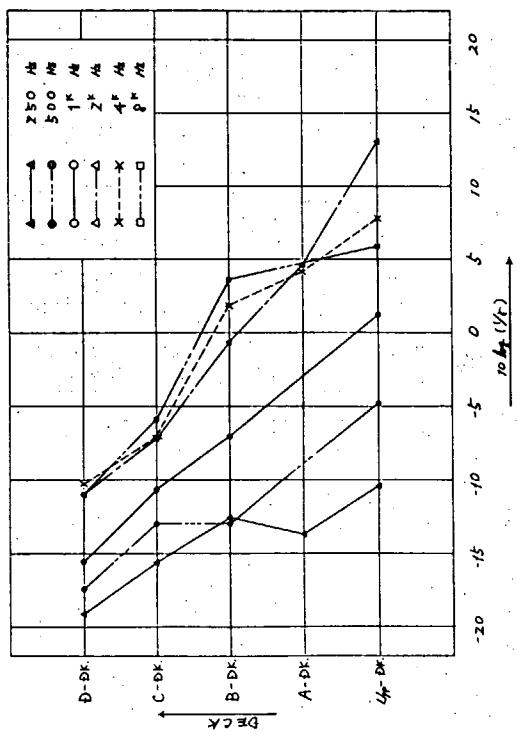


図 2.1.32 各デッキにおける入力パワー比 r の推定結果

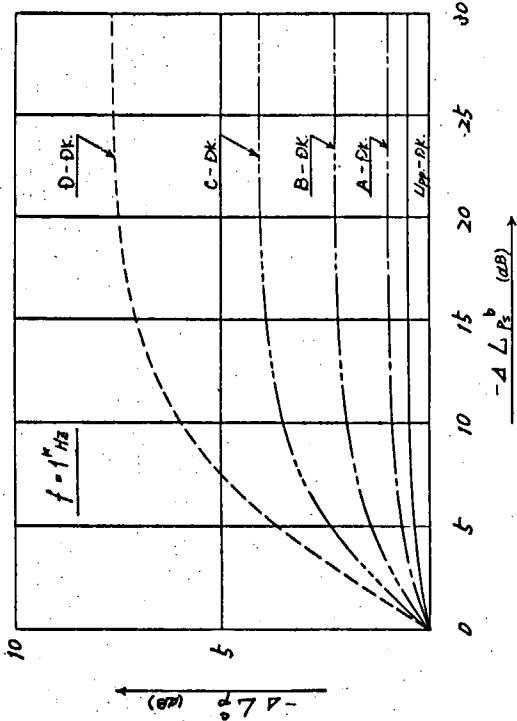


図 2.1.34 発電機・防振ゴム対策による固体音パワー レベル低減量
に対するケーシング内音圧レベル低減量の関係

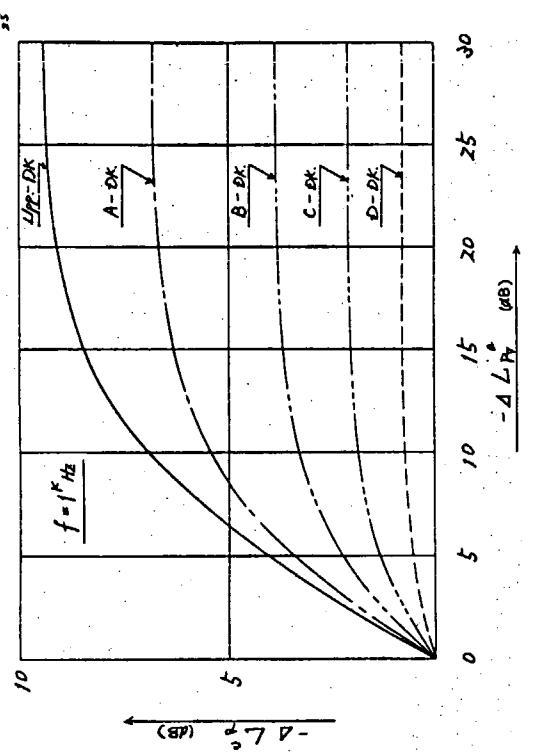


図 2.1.33 発電機防音カバー対策による空気音パワー レベル低減量
に対するケーシング内音圧レベル低減量の関係

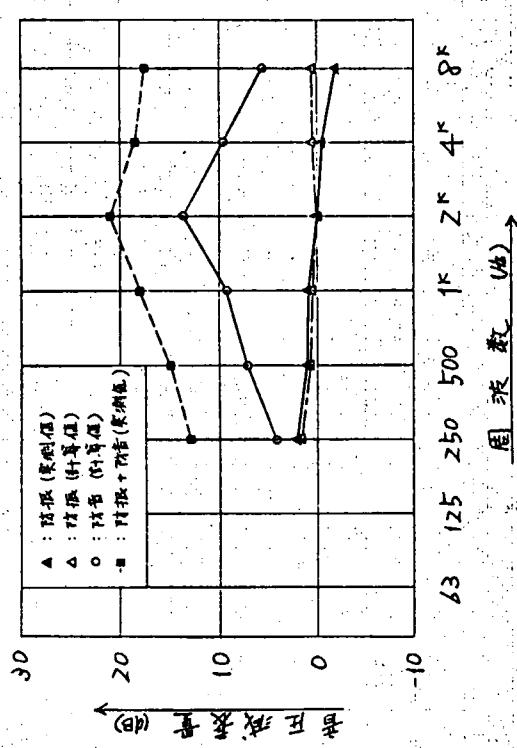


図 2.1.35 ティーゼル発電機対策によるケーシング内音圧レベルの低
減量推定結果と実測との比較 [Upp.-DK]

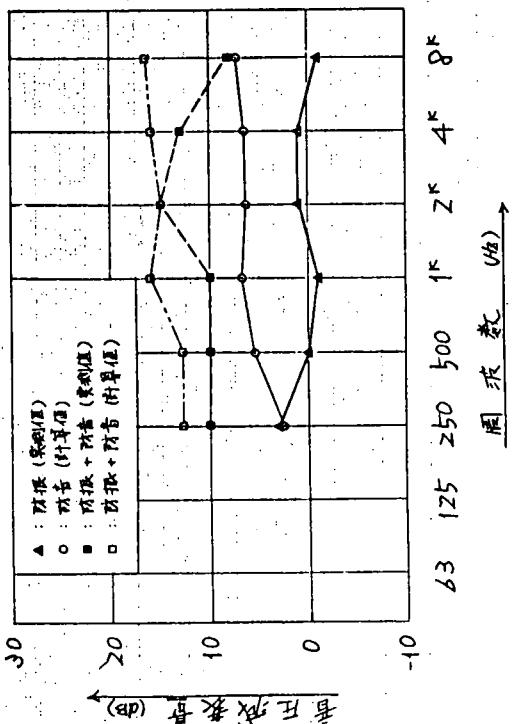


図 2.1.36 ディーゼル発電機対策によるケーシング内音圧レベルの低減量推定結果と実測との比較 [A - DK]

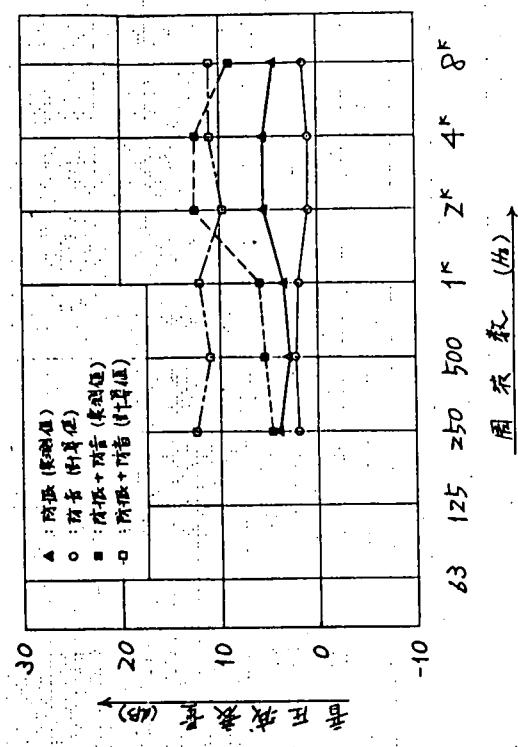


図 2.1.38 ディーゼル発電機対策によるケーシング内音圧レベルの低減量推定結果と実測との比較 [C - DK]

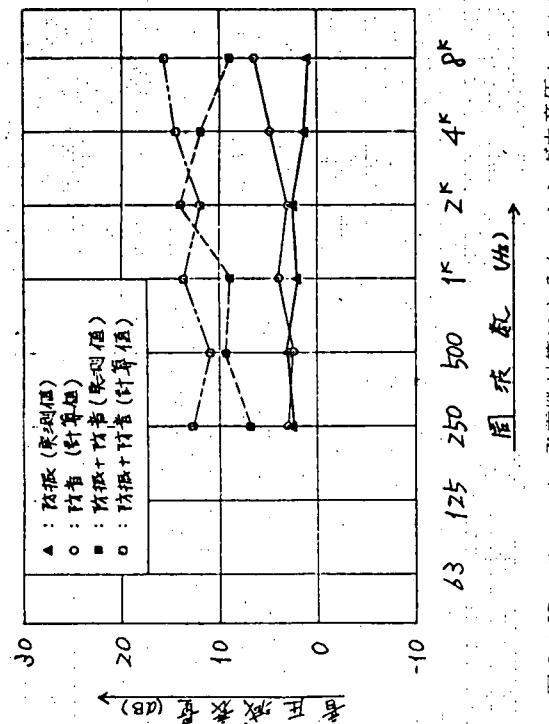


図 2.1.37 ディーゼル発電機対策によるケーシング内音圧レベルの低減量推定結果と実測との比較 [B - DK]

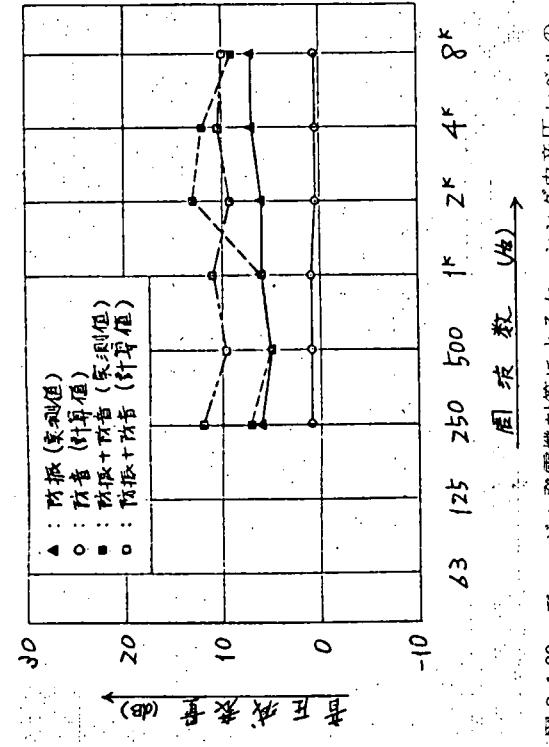


図 2.1.39 ディーゼル発電機対策によるケーシング内音圧レベルの低減量推定結果と実測との比較 [D - DK]

2.2 船体部騒音予測法の精度向上

昨年度の報告書(SR156 昭和52年度研究報告書(その1))の2.2に3種の“類似船による居住区騒音予測法”について紹介したが、これら3種の予測法の予測精度は予測法検討の段階において数隻の完工船に対して適用を試み実用上差支えない程度のものであることを確認した。

そこでこれら3種の予測法を昨年度の実験船に適用した。予測はまず未対策船の計測に先だち、未対策船と対策船について、騒音計測予定点における騒音レベル(dB(A))を予測し、さらに未対策船の騒音計測結果を入手後、これとともに先に予測した対策船の騒音レベルを修正し、対策船の第2回目の騒音予測を行った。予測の詳細な要領及び予測結果については、昨年度の報告書の2.4.1及び本報告書の2.2.1～2.2.3を参照願いたい。予測結果は予測法検討の段階における予測精度に比して悪くなってしまっており予測の目的、効果の見地から判断するに、これら3種の予測法はまだまだ実用の域に達していないと考えられた。

そこで本年度は実験船における予測の外れた原因を各種の計測データにより検討し、昨年度の3種の予測法に対して修正を加えていった。予測の外れた主な原因是、次の通りであった。

(1) 実績法

- ・「修正値」のうち「壁・床・天井の隣接条件」は類似船のデータに含まれているにもかかわらず、二重に考慮していた。

(2) 簡易計算法(その1)

- ・面の順位の追い方があいまいであった。
- ・鋼板の板厚を考慮していなかった。

(3) 簡易計算法(その2)

- ・主機の騒音予測の精度が悪かった。
- ・ディーゼル発電機の影響を無視していた。

なお、修正に当っては、実験船の計測データのみにとらわれず他船の計測データも参考にし、予測法が汎用性のないものにならない様注意した。これら検討の結果、予測精度は下表の様に向上させることができ、一応初期計画における予測には実用上差支えないものとすることができた。しかしながら、対策による効果(特に機関部対策による効果)の定量的な予測がまだまだ不十分であり、今後検討を要する。

以下にこれらの検討結果について紹介する。

実験船に対する予測法の予測精度
(±3 dB以内の適合率)

| 予測法 | 昨年度の予測法の予測精度 | | 修正後の予測法の予測精度 | |
|---------------|--------------|-------|--------------|-------|
| | 未対策船 | 対策船 | 未対策船 | 対策船 |
| (1)実績法 | 65.4% | 34.6% | 80.8% | 92.3% |
| (2)簡易計算法(その1) | 54% | 62% | 66% | 50% |
| (3)簡易計算法(その2) | 53.8% | | 80.8% | 80.8% |

(但し、予測対象室は、居室、公室、業務室に限定する)

2.2.1 実績法による検討結果

昨52年度の報告書に述べたように、この予測法は既知の実船データより計画船の騒音レベルを予測する方法である。

昨年度は未対策船(実験第1船)に実施した予測結果と公試時に計測した実測結果を対比することにより、予測法の精度及び実用性の可否を判断する目的で作業を実施した。しかしながら実測値と比べたところ期待された精度

が得られなかつたので、本年度はその修正法の研究と併せて対策船（実験第2船）の予測法の検討を行うことにした。

(1) 昭和52年度の予測成績について

未対策船に実施した本方法による予測値と実測値の対比は図2.2.1に示すよう±3dB以内の適合率は、全予測室50点のうち29点で58%と極めて低い値となっている。

このうち、騒音規制を受けない通路・倉庫・機器室等を除き、居室・公室・業務室のみに限定することによってやっと65%に達する程度であった。

この成績では実用上の満足は得られそうもない。勿論このうち実測値の一部に何らかの不適当とみられる値もあってこれを特異点（図2.2.1の△で囲ったもので大幅に相違した点を一応特異点と呼ぶことにした）とみなして削除したとしても約74%程度の成績しか得られない。これではまだ充分とはいわれない。

この低率とみられる原因には、表2.2.1に示すよう未対策船では11点の大幅予測違い（6dB以上の差）があった。このうち8点は非居住室で通常の類似船のデータでは実測値がほとんどなく実績法を適用する予測は極めて難しいことを示している。

この特異点11個にはそれぞれ問題がみられ、例えば“A”DECK⑧のCREW MESS ROOMの82dB(A)は、下方甲板(UPPER DECK)でのAIR-CON. UNIT ROOMの86dB(A)に大きく影響されているのは良い例である。

(2) 実績法の「修正値」の見直しについて

表2.2.2に示す“騒音レベル標準分布に対する増減の「修正値」”のうちⒶ～Ⓑ欄の「暴露部に接する」条件を種々検討するに、本法に伴う類似船のデータには、居住区の各区画のデータ自体に四周鋼壁及び鋼甲板の影響がほとんど含まれているので、これに修正値を更に上乗せするには多分に不具合と思われる所以、今回前記Ⓐ～Ⓑ欄を削除することとした。

なお、念のため昨年度試算したA～D船の4隻について再チェックを行つたが、その結果は下表の通りA, D船の2隻については変化なく、B, C船の2隻については約5%低下したが、特にⒶ～Ⓑ値を削除することによる不都合は見当らなかったので、本報告書では削除することにした。

±3dB以内の適合率

| 対象船 | | A 船 | B 船 | C 船 | D 船 |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| S 52年度 報告書によ るもの | 適合／総計 | 19/24 | 53/67 | 18/21 | 29/35 |
| | 適合率 | 79.2% | 79.1% | 85.7% | 82.9% |
| Ⓐ～Ⓑ値 を削除し た場合 | 適合／総計 | 19/24 | 50/67 | 17/21 | 29/35 |
| | 適合率 | 79.2% | 74.6% | 80.9% | 82.9% |

この削除した結果を未対策船の推定作業に乗せてみた結果図2.2.3を得た。この図では全予測点の50点を対象として72%の適合率に、居室・業務室に限定した26点では80%強に達することができた。この±3dB以内の適合率は一応実用的に評価しうる成績であると判断することができる。

(3) 対策船の予測推定とその結果

対策船への騒音予測は未対策船の実測値から騒音対策による効果分を差引く方式でまとめるよう検討したが、本船の受音側対策が特定の一部分の部屋に限定実施されているに過ぎないため、これらの部屋の効果が判然とせず定量的に把握することが困難で、種々試みたが結果は有効な修正法を見い出すことができなかった。

従つて今回試みた方法とは、各甲板の計測点ごとに〔未対策船 レベル - 対策船 レベル〕の差量を求めて、これ

をそれぞれの区画の減音量とみなして図 2.2.4 及び表 2.2.3 を求めた。

この表 2.2.3 から対策船における騒音レベルを予測推定すると図 2.2.5 に示すような結果が得られた。これによれば 4箇所に特異点らしきものがあったが、これを含めたとして土 3 dB 以内の適合率は約 92% を示したが、これは実験第 1 船の実測値を基準に対策に伴う修正値を差引いたもので、類似船から信頼性の高いデータの提供があれば極めて精度の高い予測値が得られる一例とみることができる。

ただこの場合の条件は、対策船の機関部に 7 件、船体部に 5 件の騒音対策を実施した状態のもとで ENGINE OPENING の UPPER DECK における減音が 3 dB であった場合に居住区内各部の騒音レベルの予測に活用できるのであって、設定条件の異なる他の船舶の場合には、ENGINE OPENING の UPPER DECK における減音量に応じて若干の補正が必要となり、このまま利用できないという不便があることを断っておきたい。

(4) 実績法による予測についての考察

実績法とは類似船の実測データのオーバオールの dB(A) 値をベースに推定するものにつき、この実測値自体に幾分の誤差を内蔵しているため精度の向上はこの誤差の壁で阻止されることは当然予想されるところである。従って土 3 dB の許容差内での適合率が 70~80% 得られたことは、この方法に期待できるほぼ上限値と考えられる。

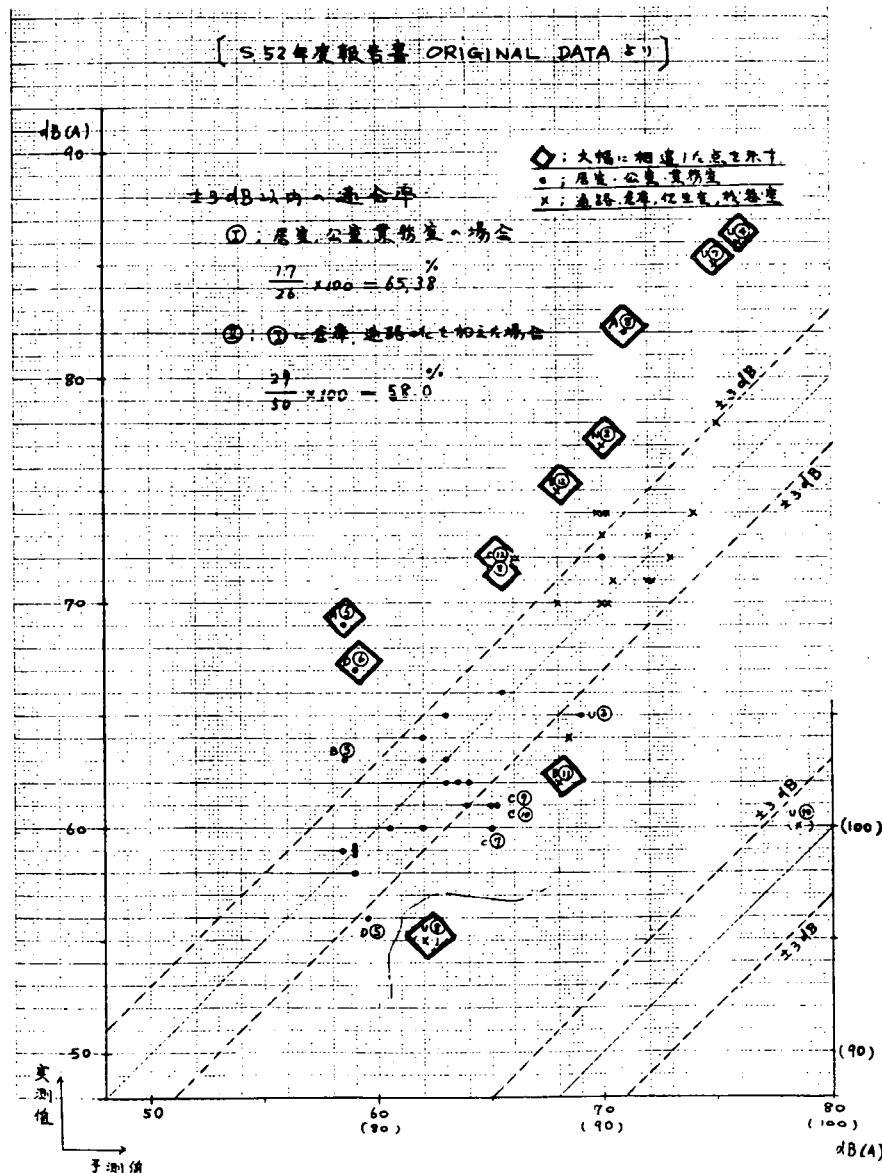


図 2.2.1 未対策船 (S.No 1083) 予測値-実測値比較図

表 2.2.1 (1/2) 実験船(未対策船、対策船)

騒音予測値と実測値との対比

(注) 1. 予測値とは実測前に予測したもの。
 2. 差とは各々の実測値の差を示す。

| DK | No | 室 名 | 未対策船(第1船) | | | | 対策船(第2船) | | | | 備 考 |
|-------------|----|----------------------|--------------|--------------|---------|-----|--------------|--------------|---------|-----|-------|
| | | | dB(A) 予測値 | dB(A) 実測値 | dB 差 | 問題点 | dB(A) 予測値 | dB(A) 実測値 | dB 差 | 問題点 | |
| NAV. BR. | 1 | WING (P) | 70 | 74 | -4 | | 73 | 71 | +2 | | |
| | 2 | " (S) | 70 | 77 | -7 | | 73 | 72 | +1 | | |
| | 5 | WHEEL HOUSE | 63 | 65 | -2 | | 63 | 63 | ±0 | | |
| D | 5 | CAPT. DAY RM | 59.5 | 56 | +3.5 | | 55 | 56 | -1 | | |
| | 6 | 2/OFF. | 59 | 67 | -8 | あり | 61 | 51 | +10 | あり | 差16dB |
| | 7 | RAD. RM | 60.5 | 60 | +0.5 | | 59 | 54 | +5 | | |
| | 8 | CORR. (2/OFF.前) | 66 | 72 | -6 | あり | 71 | 64 | +7 | あり | 差8dB |
| C | 3 | C/OFF. | 59 | 59 | ±0 | | 58 | 55 | +3 | | |
| | 4 | C/ENG. BED. RM | 59 | 59 | ±0 | | 58 | 53 | +5 | | |
| | 5 | 2/ENG. | 59 | 59 | ±0 | | 58 | 53 | +5 | | |
| | 6 | STATE RM | 64 | 61 | +3 | | 60 | 59 | +1 | | |
| | 7 | OFF. SP. (A) | 65 | 60 | +5 | | 59 | 60 | -1 | | |
| | 8 | BARBER | 64 | 62 | +2 | | 61 | 58 | +3 | | |
| | 9 | HOSP. | 65 | 61 | +4 | | 60 | 56 | +4 | | |
| | 10 | DISP. | 65 | 61 | +4 | | 60 | 60 | ±0 | | |
| | 11 | DOCT. | 63.5 | 62 | +1.5 | | 61 | 57 | +4 | | |
| | 12 | CORR. (C/E BED前) | 66 | 72 | -6 | あり | 71 | 64 | +7 | あり | 差8dB |
| | 13 | CORR. (STATE RM前) | 70 | 70 | ±0 | | 69 | 68 | +1 | | |
| | 14 | CORR. (DRY RM 前) | 70.5 | 71 | -0.5 | | 70 | 67 | +3 | | |
| | 15 | CORR. (DOCT 前) | 70 | 70 | ±0 | | 69 | 67 | +2 | | |
| B | 3 | BOSUN | 58.5 | 59 | -0.5 | | 58 | 54 | +4 | | |
| | 4 | AB SM (C) | 59 | 58 | +1 | | 57 | 53 | +4 | | |
| | 5 | No 1 OIL. | 58.5 | 63 | -4.5 | | 61 | 54 | +7 | | 差9dB |
| | 7 | OIL. (C) | 62 | 60 | +2 | | 61 | 57 | +4 | | |
| | 8 | BOY | 63 | 63 | ±0 | | 62 | 58 | +4 | | |
| | 9 | CREW SP.(B) | 63 | 62 | +1 | | 61 | 57 | +4 | | |
| | 10 | SAIL. (A) | 62 | 63 | -1 | | 62 | 57 | +5 | | |
| | 11 | O.S. LKR | 68 | 62 | +6 | | 56 | 56 | ±0 | | |

表 2.2.1 (2/2)

| DK | № | 室 名 | 未対策船(第1船) | | | | 対策船(第2船) | | | | 備 考 |
|------|----|--------------------------|--------------|---------------|--------------|----------------|--------------|--------------|---------------|----------------|--------|
| | | | dB(A) 予測値 | dB(A) 実測値 | dB 差 | 問題点 | dB(A) 予測値 | dB(A) 実測値 | dB 差 | 問題点 | |
| B | 12 | CORR. (AB. SM 前) | 68 | 75 | -7 | あり | 74 | 67 | +7 | あり | 差 8 dB |
| | 13 | CORR. (OIL.(C) 前) | 72 | 71 | +1 | | 70 | 66 | +4 | | |
| | 14 | CORR. (DRY RM 前) | 72 | 73 | -1 | | 72 | 71 | +1 | | |
| | 15 | CORR. (SAIL.(A) 前) | 72 | 71 | +1 | | 70 | 68 | +2 | | |
| A | 4 | SHIP OFF. | 62 | 64 | -2 | | 63 | 60 | +3 | | |
| | 5 | REC. RM | 58.5 | 69 | -10.5 | あり | 65 | 61 | +4 | | 差 8 dB |
| | 6 | №3 LKR | 68.5 | 64 | +4.5 | | 63 | 64 | -1 | | |
| | 7 | BOND. LKR | 68 | 70 | -2 | | 69 | 65 | +4 | | |
| | 8 | CREW MESS RM | 71 | 82 | -11 | あり | 81 | 74 | +7 | あり | 差 8 dB |
| | 9 | GALLEY | 74 | 74 | ±0 | | 72 | 69 | +3 | | |
| | 11 | OFF. MESS RM | 70 | 72 | -2 | | 71 | 64 | +7 | | 差 8 dB |
| | 12 | SALOON | 65.5 | 66 | -0.5 | | 65 | 62 | +3 | | |
| | 13 | CORR. (REC. RM 前) | 70 | 74 | -4 | | 73 | 70 | +3 | | |
| | 14 | CORR. (№4 LKR) | 70 | 74 | -4 | | 73 | 69 | +4 | | |
| UPP. | 15 | CORR (SALOON 前) | 70 | 73 | -3 | | 72 | 70 | +2 | | |
| | 2 | CARP. SHOP | 73 | 72 | +1 | | 70 | | | | |
| | 3 | TALLY OFF. | 69 | 65 | +4 | | 58 | 62 | -4 | | |
| | 4 | AIR -CON. UNIT RM | 76 | 86 | -10 | あり | 80 | 81 | -1 | | |
| | 5 | VEG. RM | | 81 | | | | 67 | | | |
| | 6 | CORR. (CARP. SHOP前) | 75 | 78 | -3 | | 76 | 74 | +2 | | |
| | 7 | CORR. (AIR C. U. RM前) | 75 | 85 | -10 | あり | 83 | 74 | +9 | | 差 11dB |
| | 8 | REF. MACH. RM | 82 | 95 | -13 | あり | 95 | 93 | +2 | | |
| UPP. | 10 | ENG. OPE. | 98.5 | 100 | -1.5 | | 98 | 96 | +2 | | |
| | | | | | 全 点 | 居室、公室 業務室のみ | | | 全 点 | 居室、公室 業務室のみ | |
| | | 集 | ±3 以内 | 29点 58.0 % | 17 65.4 % | | | | 25点 51.0 % | 9 34.6 % | |
| | | | ±3.5~5 | 10 20.0 % | 6 23.1 % | | | | 16 32.6 % | 13 50.0 % | |
| | | 計 | ±5.5~10 | 8 | 1 | | | | 8 | 4 | |
| | | 計 | ±10.5 以上 | 3 | 2 | | | | 0 | 0 | |
| | | 計 | | 50 | 26 | | | | 49 | 26 | |

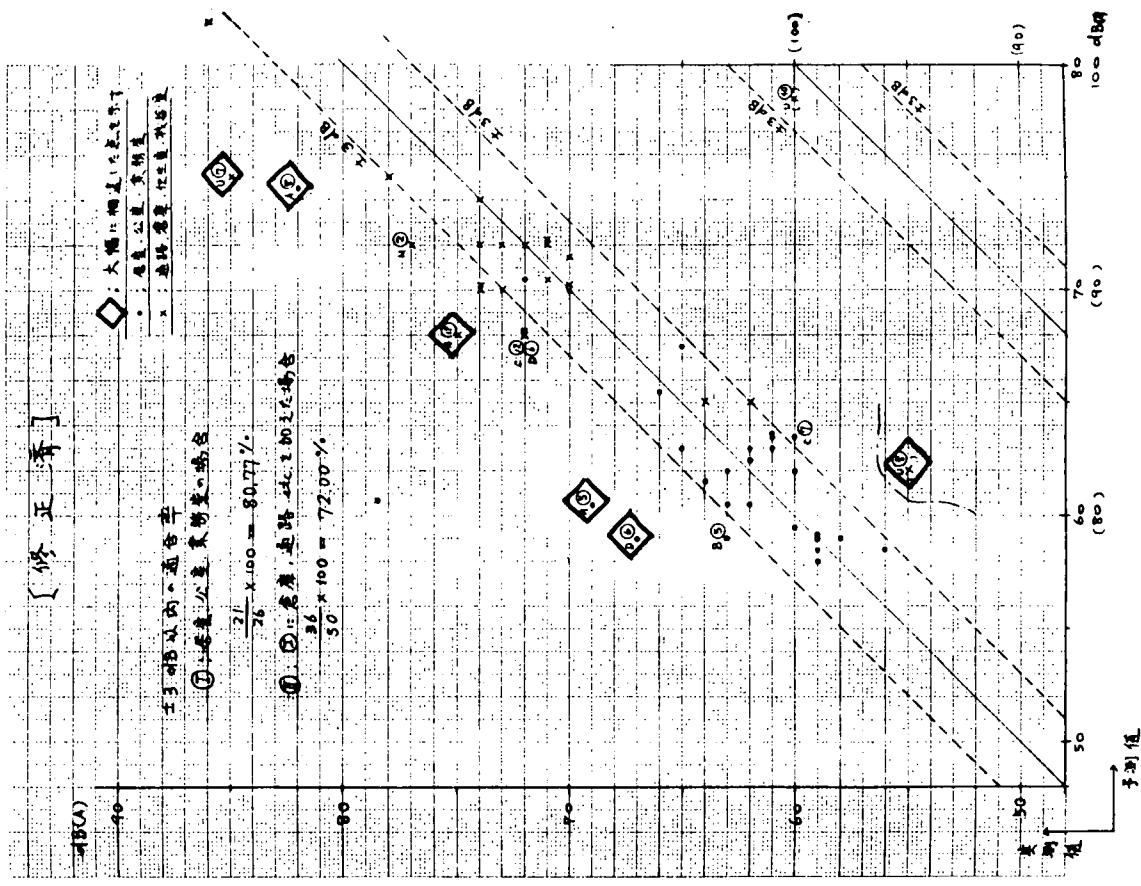


図2.2.3 未対策船(SNo.1083)予測値-実測値比較図

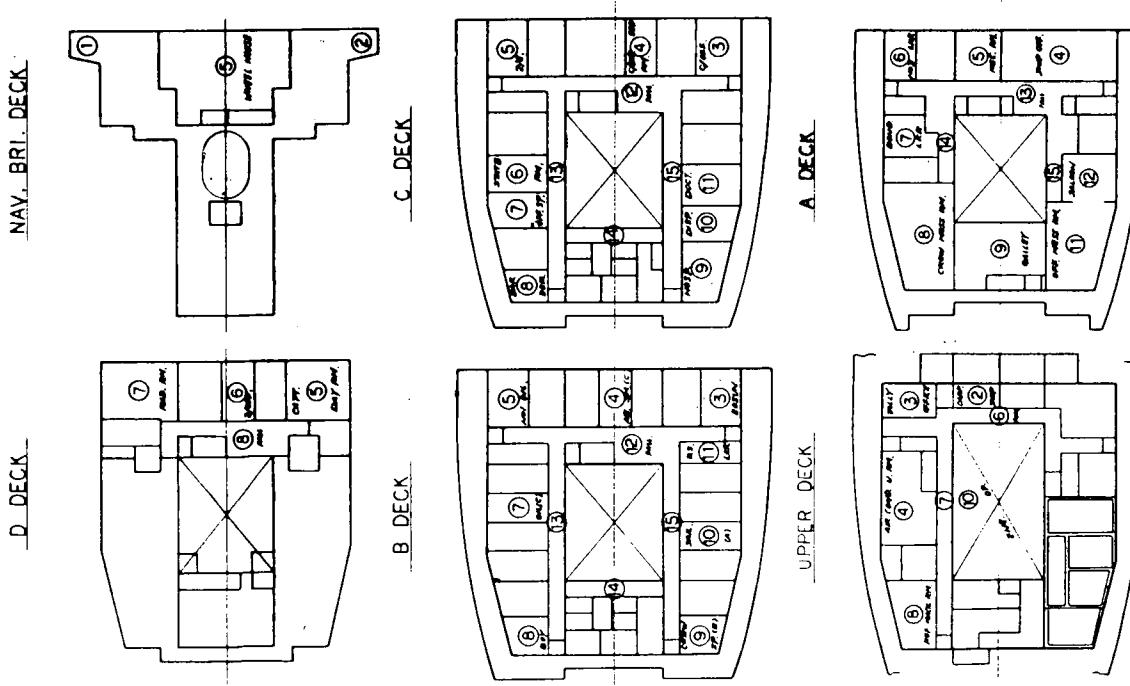


図 2.2.2 実験船の騒音レベル計測点

表 2.2.2 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 | 室 | 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 | 居 (寝) 室、 病 室、 公 室、 業 務 室 | | | | II 受 音 室 仕 様 | ① 床 但しUP, UKを除く | ハイヒートボード50t+ DC 25t+VT 2t | ⊖ 2.0 | |
| | | | | | | ② 室内装備 | 7~10t カーペット +20t フェルト | ⊖ 3.0 * | |
| | | | | | III 音 源 室 の 近 傍 | | | | |
| | | | | | | ③ AIR-CON UNIT 室 付 近 | 受音室 音源室 の位置 上方甲板 | 同一甲板 下方甲板 | |
| | | | | | | PASS.を隔てた 一室隣(5~6m) | ⊕ 0.5 | ⊕ 4.0 ⊕ 2.0 | |
| | | | | | | 二室隣(8~9m) | 0 | ⊕ 1.5 ⊕ 1.0 | |
| | | | | | | 三室隣(11~12m) | 0 | ⊕ 0.5 ⊕ 0.5 | |
| | | | | | | 四室隣(13m以上) | 0 | 0 | |
| | | | | | | | | | |
| | | | | | | ④ 冷凍機室 付 近 | PASS.を隔てた 一室隣 | ⊕ 2.0 | |
| | | | | | | 近 傍 | 二室隣 | ⊕ 1.0 | |
| | | | | | | | 三室隣まで | ⊕ 0.5 | |
| II 受 音 室 仕 様 | (H) 壁・天井・床 | | | | ⑤ 小出力機器室 付 近 | | | | |
| | | | | | | 隣 室 | | ⊕ 1.0 | |
| | | | | | | 二 室 隣 | | 0(影響なし) | |
| | | | | | ⑥ 機関室に接した 部屋 | | | | |
| | | | | | | 壁 二 面 隣 接 | | ⊕ 3.0 | |
| | | | | | | 壁 一 面 " | | ⊕ 2.0 | |
| | | | | | ⑦ 機関室後方の 部屋 | | | | |
| | | | | | | 隔壁後端壁よ り後方の部屋 | 後壁付近 | ⊕ 0.5 | |
| | | | | | | (7) 区画内の部屋 | かなり後方 | ⊕ 1.0 | |
| | | | | | ⑧ 機関室隔壁の 周囲 | | | | |
| | | | | | | 倉庫・サニタリースペース・階 段室で囲った場合 | 周辺の室で ⊖ | | |
| (注) | | | | | ⑨ 機関室通風機の付近 | | | | |
| | | | | | | 3m以内 | 5m以内 | 8m以内 | |
| | | | | | | ⊕ 2.0 | ⊕ 1.0 | ⊕ 0.5 | |
| | | | | | ⑩ 居住区用通風機の付近 | | | | |
| | | | | | | 2m以内 | 4m以内 | | |
| | | | | | | ⊕ 1.0 | ⊕ 0.5 | | |
| | | | | | ⑪ 倉庫、ラバトリ等へ内蔵 | | | | |
| | | | | | | 通路 | dB - 3.0 | | |

(注) 1. 本表の修正値は騒音対策を実施していない類似船をBASEとする時の補正用である。
 2. “騒音レベル分布”を求めて、本表の①~⑩に該当する修正値を加減し、計画船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1 CASEのみ使用できるものとする。(重複使用しない)
 4. *印: 最上級士官(CAPT.及びC/ENG)の場合は、本表の1/2量、即ち1.5dBの減量にとどめる。
 5. 使用例 二面暴露部に接し110m²の室内表面積を有し、室内床にカーペットが敷かれた場合、

$$\text{①} + \text{②} + \text{③} = \ominus 2.5 \text{ dB}$$
 推定値から2.5dB 差引く。
 6. 本表の騒音対策修正値⑪⑫⑬は音源側に面した部分に対する処置です。

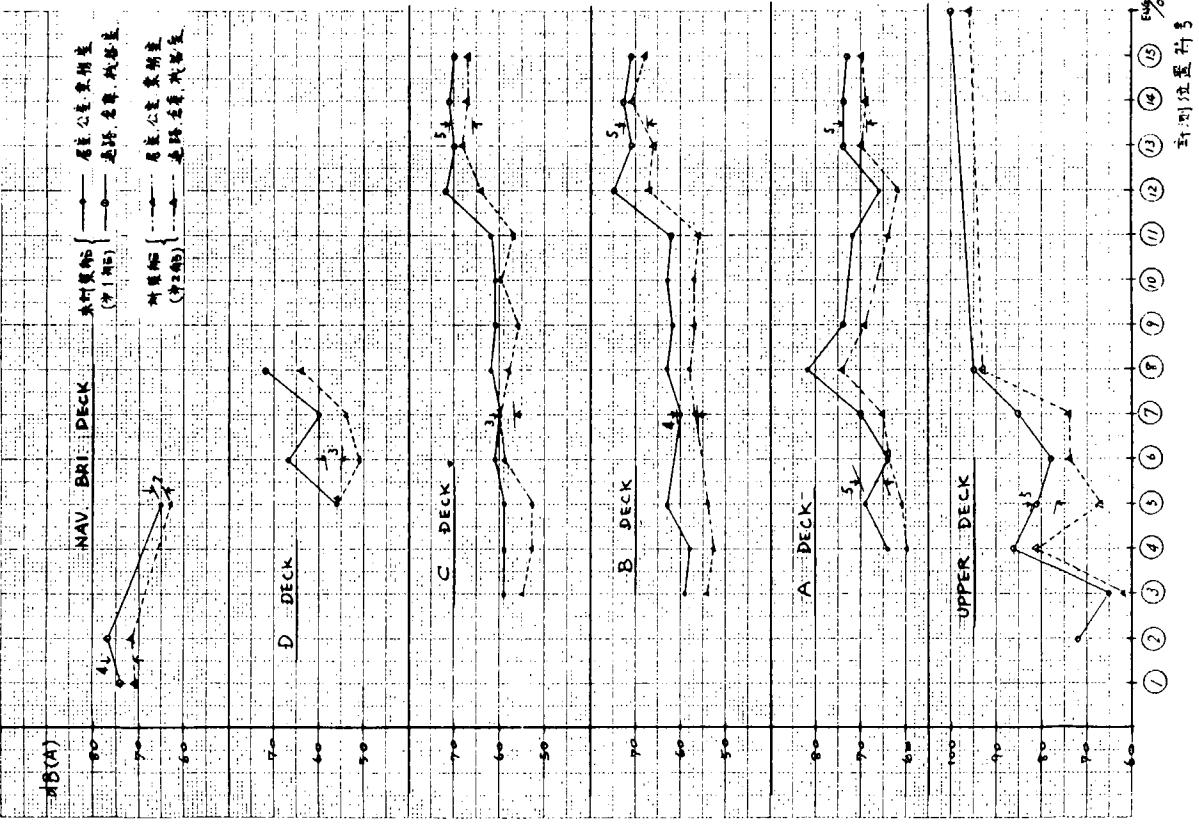


図 2.2.4 未対策船・対策船のレベル比較（実測値対比）

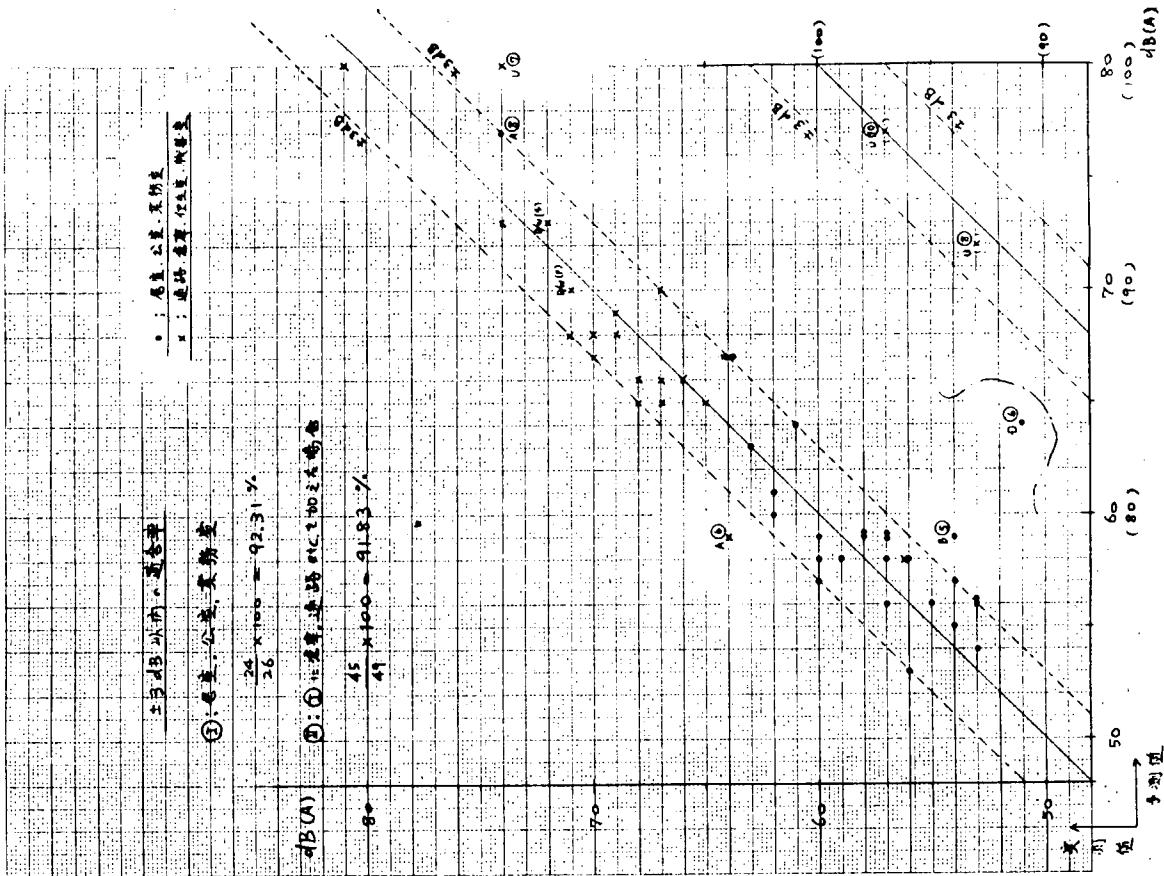


図 2.2.5 対策船 (S No 1084) 修正済予測値－実測値比較図

表 2.2.3 騒音対策に伴う減音量（非対策船騒音 レベル - 対策船騒音 レベル）

単位：dB

| DK層数 | DK名 | ENG. OPENING | 音源機器室 | DODGER WING | 居室☆ | 通路 | 暴露部 | 備考 |
|------|-------------|-----------------|-------|----------------|-----|----|-----|----|
| 第6層 | NAV. BR. DK | | | -4 | -2 | | -1 | |
| 第5層 | D-DECK | | | | -3 | -5 | -1 | |
| 第4層 | C-DECK | | | | -3 | -5 | -1 | |
| 第3層 | B-DECK | | | | -4 | -5 | -1 | |
| 第2層 | A-DECK | | | | -5 | -5 | -2 | |
| 第1層 | UPPER DECK | -3 | ※ | | -5 | -5 | -2 | |

(注) ※音源機器室: AIR-CON. UNIT ROOM - 6dB

; REF. MACH. ROOM - 3dB

☆居室: 居室の範囲には寝室・病室・公室および業務室の各室を含むものとする。

上表はENG. OPENINGのUPPER DECKに於ける減音量が、3dBに及ぶ騒音対策を実施した時に居室等に於ける減音量を示すものである。

もしENG. OPENINGのUPPER DECKに於けるレベルに増減がある場合には、上表数値を若干加減して使用するものとする。

2.2.2 簡易計算法（その1）による検討結果

(1) 騒音未対策船と対策船の予測について

簡易予測法（その1）では騒音を決定する要因を、

- i) 船体構造の内、面のつながりと広さ
- ii) 主機、空調機、冷凍機、排気管、機関室送風機、機関室、空調機室
- iii) 居住区作材の遮音量

に限定している。かつ吸音による騒音対策は確実性の薄いものとして、考慮していない。

従って第2番船に施された12種類の騒音対策は簡易予測法（その1）においては効果を発揮しないこととなる。即ち予測値は未対策船に対しても対策船に対しても同一値となる。但し適合率を比較すると表2.2.4の様に予測値は対策船の実測値に近い値となっている。

この理由について原因を一義的に見出すことは困難である。計測誤差、計測時の諸状況のわずかな違いの累積等に依る差もあるが、ここで特に本簡易予測法の弱点とも言うべき事柄を述べておく。

(2) 簡易予測法（その1）の不備な点

- i) 騒音の原因を要素別に解析しているのではなく最終的に現われている現象のみを予測の手段に用いている。
- ii) 主機、空調機、冷凍機、空調用ルームユニット等の騒音レベルは数隻の船のデータから平均的値を見出して用いているもので、予測する船のものが必ずしもそのデータと同じとは限らない。
- iii) 内装材の遮音力についても上記ii)と同様、類似品のデータを基に推定したものを使わなければならない。
- iv) 図2.2.6、図2.2.7の様な場合、面の順位の決め方が難しい。騒音対策実験船の機関室構造は図2.2.7の様になっており、適合率が良くないのはこの理由によるのかもしれない。
- v) 図2.2.8の様な、あい路の端と端が同一順位であるかいくらか異なるのか不明確である。
- vi) 予測式は板厚を考慮に入れていない。
- vii) 吸音力を無視している。
- viii) $\alpha = 0.9$ （機関室）、0.95（上部構造）としてあるが、これはあくまでも数隻の船に本予測法をあてはめて

みて最も良い結果を得られる様にした時の値であって、どの船に対しても適用できるか否かは不明確である。

簡易予測法（その1）は以上の点を念頭に置いて使用しなければならない。但しどこかで間違うと出てくる予測値はたいてい常識では考えられぬ様な外れ方をするので気付き易くはある。

(3) 簡易予測法（その1）の改良について

(2)に述べた不備を補うため、板厚を考慮に入れた改良式を立案した。これは日本造船学会誌〔第586号（昭和53年4月）……以下文献1とする〕の1頁～10頁に記載された“船舶騒音データの新しい整理法”という記事を参考にして作成したものである。結論を先に述べると、式そのものは次の通りである。

$$SPL_K = \alpha^{K+J} SPL_0 + 10 \log(S_K/S_0) + 10 \log(\tau_0/\tau_K) + 20 \log(\tau_K/t_0) \cdot (t_0/\tau_0)^{\alpha^K} \quad (2.2.1)$$

但し、K：音源設置面を0番とし、3次元的に追っていった時の面の順位

S_0, τ_0 ：音源設置面面積と板厚

S_K, τ_K ：受音面面積と板厚

t_0 ：基準板厚（文献1参照）

SPL_0, SPL_K ：0面とK面の音圧レベル

α とJについては(5)(6)に述べる。

(4) 改良式の説明

(2.2.1)式を導いた過程を要点だけ述べる。

文献1によれば板厚t、振動加速度レベルLaの鋼板が発する固体音音圧レベルSPLは、

$$SPL = 20 \log(t/t_0) + La \quad (2.2.2)$$

で計算できる。従って振動加速度レベルを推定できれば上記基準板厚による修正を加えて固体音音圧レベルを求めることができる。

今、考慮の対象としている船体の音源設置面と同一材質、厚さ、面積の面で構成された仮想の船体を想定する。その各面の音源設置面からの順位も又、互いに対応するものとする。更にその仮想の船体では固体音エネルギーの拡散は構造各面の音源設置面からの順位に依存し、そのレベルは順位Kの関数であると仮定する。その様な仮定を設けると、この仮想船体の或る面の振動加速度は音源の強さ、面の順位K及び振動加速度伝達率によって求められる。

一方或る面の厚さが若干違っていても取得するエネルギーに大差無い。即ち船体各面の厚みが各々少しずつ異っていてもエネルギーの分布状態は全面が同一厚さの場合と大差ないものと仮定する。この様にして仮想船体で求めた振動加速度レベルを対応する実際の船体の振動加速度レベルに換算する。さらにもし或る面の面積が他と異つていれば取得するエネルギーもそれに比例して異なると仮定し、面積による修正を行う。

以上を一度に計算しようとするのが(2.2.1)式である。

(5) 伝達率 α について

文献1によると周波数帯域 f_1, f_2 間でパネルエレメントの持つエネルギー E_w は

$$E_w = S \rho_w t \langle a^2(f_1, f_2) \rangle / 4 \pi^2 f^2 \quad (2.2.3)$$

但し、 S, ρ_w, t ：パネル面積、密度及び厚さ

$\langle a^2(f_1, f_2) \rangle$ ：周波数帯域 f_1, f_2 間の振動加速度自乗時間平均

である。そこで材質と面積が等しく厚さが若干異なる面 $A_k(\tau_0, s_0), B_k(\tau_K, s_0)$ について(4)に述べた板厚についての仮定を適用すると、

$$S_0 \rho_w \tau_K \langle B_k^2(f_1, f_2) \rangle = S_0 \rho_w \tau_0 \langle A_k^2(f_1, f_2) \rangle$$

$$\therefore \langle B_k^2(f_1, f_2) \rangle = (\tau_0/\tau_K) \langle A_k^2(f_1, f_2) \rangle$$

である。レベル表示すると、加速度レベル L_B と L_A の間に

$$L_B = L_A + 10 \log (\tau_0 / \tau_K) \dots \dots \dots \quad (2.2.4)$$

の関係を仮定できる。

同様に、 f_1 から f_2 までの周波数バンド内における振動加速度自乗時間平均 $\langle a^2(f_1, f_2) \rangle$ はモーダルエネルギー E_m 、密度 ρ_w 、板厚 t 、パネル中縦波速度 C_L 等によって

$$\langle a^2(f_1, f_2) \rangle = 2 \pi^2 \cdot E_m f^3 \cdot \log(f_2/f_1) / \rho_w t C_L K \dots \dots \dots \quad (2.2.5)$$

$$K = t / \sqrt{12}$$

とあらわされる。 $(2.2.5)$ 式にパネルの面積は入っていない。従って実船の各部分の振動加速度レベルのデータを $(2.2.4)$ 式における L_B として L_A を求め、その換算値を基に仮想船体の振動加速度レベルの伝達率を求めることができる。表 2.2.6 は $(2.2.4)$ 式による換算の 1 例で、図 2.2.10 が各面ごとの平均値と比率を示すものである。即ち仮想船体における $K+1$ 番目の面の振動加速度レベルは K 番目の面のレベルの約 96% である。

(6) 仮想船体の音源位置を示す J について

主機周辺音は通常 100 ~ 105dB(A) 程度である。

図 2.2.10 の L_o に対して

$$\alpha^n (SPL_o - 20 \log(\tau_0 / t_0)) = L_o \quad (\alpha = 0.96, SPL_o = 100 \sim 105, \tau_0 = 15 \sim 16.5)$$

とすると、 $n = 1.2 \sim 3.3$ 、即ち仮想の船体においては主機設置面は実際の船体の $K=0$ の位置より 1.2 ~ 3.3 位前に位置することとなる。但し実計算では簡単のために平均をとって $J=2$ とする。

以上を図で示すと、仮想船体とは図 2.2.11 の様なものである。

(7) 改良式による予測と精度

$(2.2.1)$ 式を用いて 52 年度に予測計算を行った 3 隻の船と実験船の予測を行って見たところ、図 2.2.9 の様な結果を得た。幾分精度が向上する様に考えられる。なお、 $(2.2.1)$ 式の第 3、4 項の計算例を表 2.2.5 に示す。例えば音源設置面板厚が $\tau_0 = 15 \text{ mm}$ 、受音面が $K=6, \tau_K = 7 \text{ mm}$ の場合、板厚修正値は表より -3 dB である。又、 $\tau_K = 8 \text{ mm}$ とすると -2 dB となる。

板厚が薄い方が音が出やすいように考えられ、上記結果は納得し難いと考えがちであるが、基準板厚 t_0 の効きの方が大きく、この様な一見逆の現象が現われている。

表 2.2.4 簡易予測法(その1)による予測値と実測値

| No. | ROOM | 予測値 | | 実測値 | | ± 5 dB 適合 | | ± 3 dB 適合 | |
|-------|------------------|------|------|------|-----|-----------|------|-----------|------|
| | | (52) | (53) | 未対策船 | 対策船 | 未対策船 | 対策船 | 未対策船 | 対策船 |
| 1 | WHEEL HOUSE | 61 | 62 | 65 | 63 | | | × | |
| 2 | RADIO ROOM | 58 | 58 | 60 | 54 | | | × | × |
| 3 | 2ND. OFFICER | 55 | 56 | 67 | 51 | × | × | × | × |
| 4 | CAP. DAY ROOM | 58 | 58 | 56 | 56 | | | | |
| 5 | 2ND. ENGINEER | 56 | 58 | 59 | 53 | | | | × |
| 6 | C. ENG. BED ROOM | 56 | 57 | 59 | 53 | | | | × |
| 7 | C. OFFICER | 56 | 58 | 59 | 55 | | | × | |
| 8 | DOCTOR | 56 | 57 | 62 | 57 | × | | × | |
| 9 | DISPENSARY | 57 | 58 | 61 | 60 | | | × | |
| 10 | HOSPITAL | 59 | 59 | 61 | 56 | | | | |
| 11 | BARBER | 64 | 59 | 62 | 58 | | × | | × |
| 12 | OFF. SPARE | 62 | 58 | 60 | 60 | | | | |
| 13 | STATE RM | 60 | 57 | 61 | 59 | | | × | |
| 14 | NO.1 OILER | 58 | 60 | 63 | 54 | × | | × | × |
| 15 | ABSM(C) | 57 | 57 | 58 | 53 | | | × | × |
| 16 | BOSUN | 57 | 60 | 59 | 54 | | × | | × |
| 17 | SAILOR (A) | 57 | 57 | 63 | 62 | × | × | × | × |
| 18 | CREW'S SPARE (B) | 59 | 61 | 62 | 57 | | | | |
| 19 | BOY | 75 | 62 | 63 | 58 | × | | × | × |
| 20 | OILER (C) | 63 | 57 | 60 | 57 | | × | | × |
| 21 | REC. RM | 60 | 62 | 69 | 61 | × | × | × | |
| 22 | SHIP'S OFFICE | 62 | 66 | 64 | 60 | | | × | |
| 23 | SALOON | 60 | 62 | 66 | 62 | × | | × | |
| 24 | OFF. MESS ROOM | 66 | 67 | 72 | 64 | × | | × | × |
| 25 | CREW'S MESS ROOM | 77 | 69 | 82 | 74 | × | | × | |
| 26 | TALLY OFFICE | 73 | 73 | 65 | 62 | × | × | × | × |
| 適合率 % | | | | | | 66 | 81 | 85 | 85 |
| | | | | | | (52) | (53) | (52) | (53) |
| | | | | | | (52) | (53) | (52) | (53) |

注) (52)は、52年度報告書に記載の方法による予測値とその適合率

(53)は、53年度に立案した方法による予測値と適合率

表 2.2.5 $10 \ell_{\log}(\tau_0/\tau_K) + 20 \ell_{\log}(\tau_K/t_0) \cdot (t_0/\tau_0)^{\alpha^K}$ の値

但し $t_0 = 12.1$ とする。

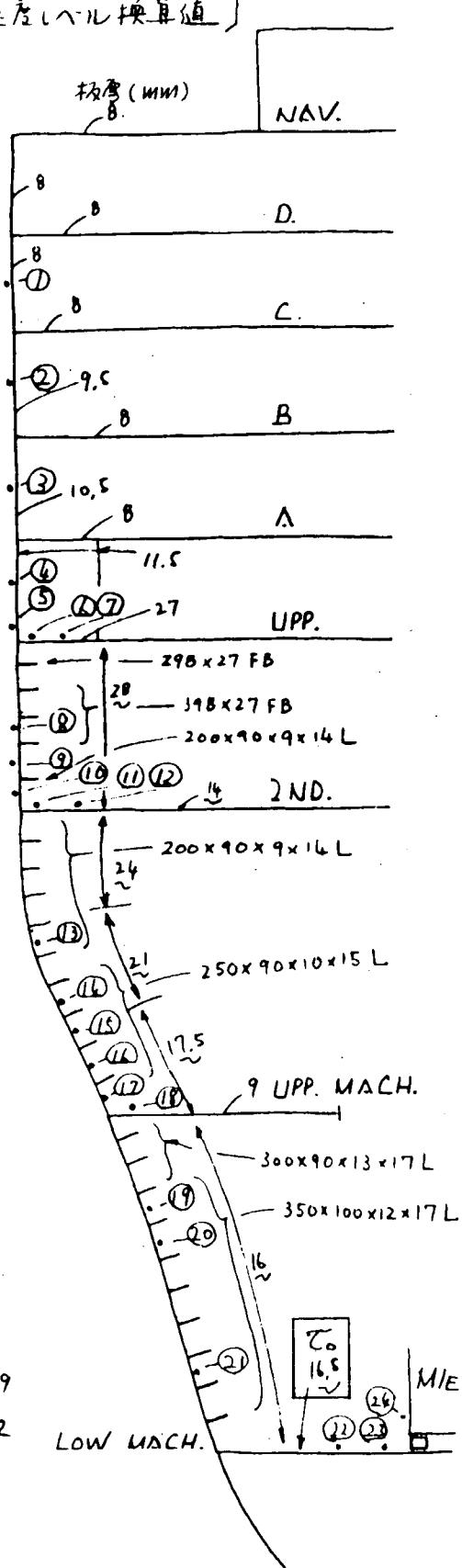
| τ_K | τ_0 | K = | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|----------|----------|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|---|----|----|----|----|----|
| 4.5 | 15 | | | | | | | -5 | | | | | | | | |
| | 16.5 | | -6 | | | | | | -5 | | | | | | | |
| 6 | 10 | | | -2 | | | | | | | | -3 | | | | |
| | 14 | | | -4 | | | | | | | | -3 | | | | |
| | 15 | | | | -4 | | | | | | | -3 | | | | |
| | 16.5 | | | | | -4 | | | | | | | -3 | | | |
| | 21 | | | -5 | | | | | | -4 | | | -3 | | | |
| 7 | 10 | | | | | -2 | | | | | | | | | | |
| | 14 | | | | | | -3 | | | | | | -2 | | | |
| | 15 | | | | | | -3 | | | | | | | | | |
| | 16.5 | | -4 | | | | | | | -3 | | | | | | |
| | 21 | | | | -4 | | | | | | | -3 | | | | |
| 8 | 14 | | | | | -2 | | | | | | | | | | |
| | 15 | | | -3 | | | | | | | | -2 | | | | |
| | 16.5 | | | | -3 | | | | | | | | -2 | | | |
| | 21 | | | -4 | | | | | | | | -3 | | | | |
| 9 | 14 | | | | | -2 | | | | | | | -1 | | | |
| | 15 | | | | | -2 | | | | | | | -1 | | | |
| | 16.5 | | -3 | | | | -2 | | | | | | | | | |
| | 21 | | | | -3 | | | | | | | -2 | | | | |
| 10.5 | 14 | | | | | -1 | | | | | | | | | | |
| | 15 | | | | | -1 | | | | | | | | | | |
| | 16.5 | | | | -2 | | | | | | | -1 | | | | |
| 11.5 | 15 | | | | -1 | | | | | | | 0 | | | | |
| | 16.5 | | | | -1 | | | | | | | | 0 | | | |
| 12.5 | 15 | | -1 | | | | | | | 0 | | | | | | |
| | 16.5 | | | -1 | | | | | | | | 0 | | | | |
| | 21 | | | -2 | | | | | -1 | | | | 0 | | | |
| 13.5 | 15 | | | | | 0 | | | | | | | | | | |
| | 16.5 | | -1 | | | | | | 0 | | | | | | | |
| τ_K | τ_0 | K = | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |

表 2.2.6 $L_B = L_A + 10 \log (\tau_0 / \tau_K)$ の計算例

{ LB: 振動加速度レベル実船計測値
LA: 枠厚 τ_K & τ_0 とし、時の振動加速度レベル換算値 }

| LA | LB | 0.0 | 31.5 | 63 | 125 | 250 | 1.5 | 1 | 2 | 4 | 8 |
|----|----|-----|------|----|-----|-----|-----|----|----|----|---|
| 73 | 76 | 62 | 68 | 68 | 69 | 66 | 65 | 63 | 67 | 62 | ① |
| 76 | 78 | 60 | 71 | 67 | 70 | 68 | 66 | 68 | 70 | 58 | ② |
| 78 | 80 | 57 | 70 | 67 | 72 | 69 | 72 | 75 | 64 | 57 | ③ |
| 77 | 79 | 68 | 70 | 66 | 70 | 70 | 68 | 74 | 70 | 56 | ④ |
| 70 | 72 | 50 | 51 | 50 | 63 | 15 | 63 | 13 | 69 | 58 | ⑤ |
| 80 | 78 | 69 | 68 | 50 | 63 | 66 | 16 | 76 | 65 | 48 | ⑥ |
| 80 | 78 | 51 | 51 | 58 | 66 | 67 | 70 | 76 | 50 | 43 | ⑦ |
| 86 | 84 | 57 | 55 | 63 | 68 | 73 | 73 | 82 | 77 | 60 | ⑧ |
| 85 | 83 | 56 | 55 | 15 | 68 | 72 | 82 | 76 | 66 | 51 | ⑨ |
| 86 | 84 | 53 | 53 | 60 | 70 | 73 | 83 | 77 | 62 | 52 | ⑩ |
| 89 | 90 | 56 | 54 | 68 | 72 | 77 | 80 | 88 | 78 | 66 | ⑪ |
| 88 | 89 | 57 | 65 | 78 | 77 | 77 | 79 | 87 | 79 | 64 | ⑫ |
| 85 | 86 | 55 | 61 | 70 | 77 | 73 | 76 | 82 | 72 | 55 | ⑬ |
| 89 | 88 | 55 | 60 | 69 | 78 | 74 | 75 | 85 | 84 | 66 | ⑭ |
| 90 | 89 | 56 | 62 | 68 | 79 | 77 | 78 | 87 | 73 | 59 | ⑮ |
| 89 | 89 | 57 | 63 | 68 | 78 | 77 | 86 | 84 | 65 | 56 | ⑯ |
| 89 | 89 | 57 | 62 | 72 | 77 | 78 | 83 | 89 | 68 | 57 | ⑰ |
| 83 | 85 | 55 | 59 | 67 | 74 | 80 | 84 | 92 | 80 | 69 | ⑱ |
| 82 | 82 | 70 | 75 | 72 | 72 | 73 | 72 | 76 | 71 | 56 | ⑲ |
| 85 | 85 | 76 | 76 | 76 | 77 | 77 | 75 | 79 | 62 | 43 | ⑳ |
| 94 | 96 | 73 | 80 | 90 | 81 | 83 | 86 | 78 | 61 | 39 | ㉑ |
| 91 | 91 | 62 | 65 | 71 | 88 | 84 | 78 | 69 | 67 | 57 | ㉒ |
| 77 | 77 | 58 | 59 | 62 | 68 | 70 | 73 | 68 | 65 | 55 | ㉓ |
| 97 | 97 | 57 | 70 | 86 | 89 | 96 | 93 | 92 | 76 | 56 | ㉔ |

$$10 \log \frac{\tau_0}{\tau_K} = 3 \quad 2 \quad 2 \quad 1.6 \quad - \quad - \quad - \quad -1 \quad -2 \quad -2 \quad -2 \quad 1 \quad 2$$



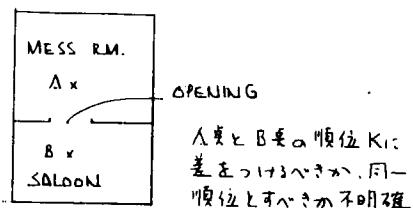


図 2.2.6

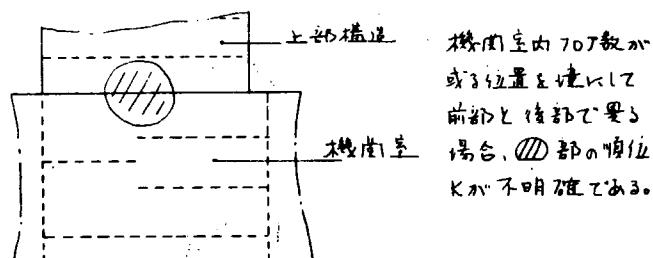


図 2.2.7

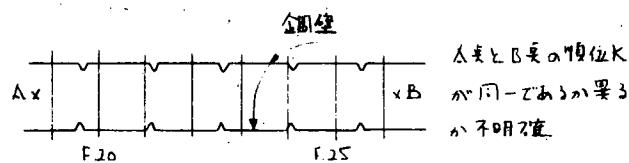


図 2.2.8

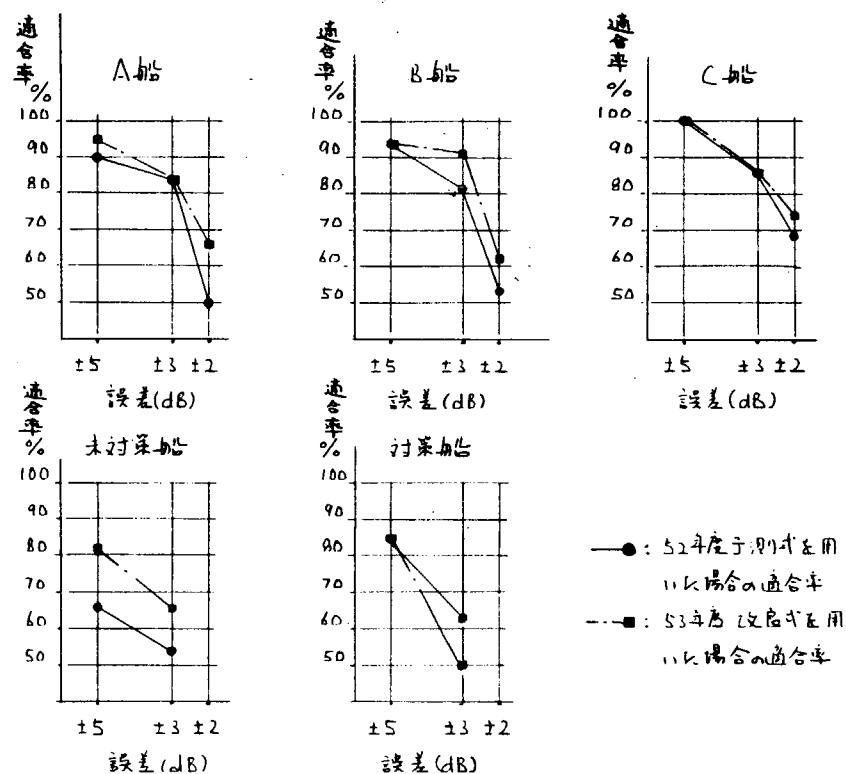


図 2.2.9 簡易予測法(その1)52年度計算式及び
53年度立案の改良式による予測精度の比較

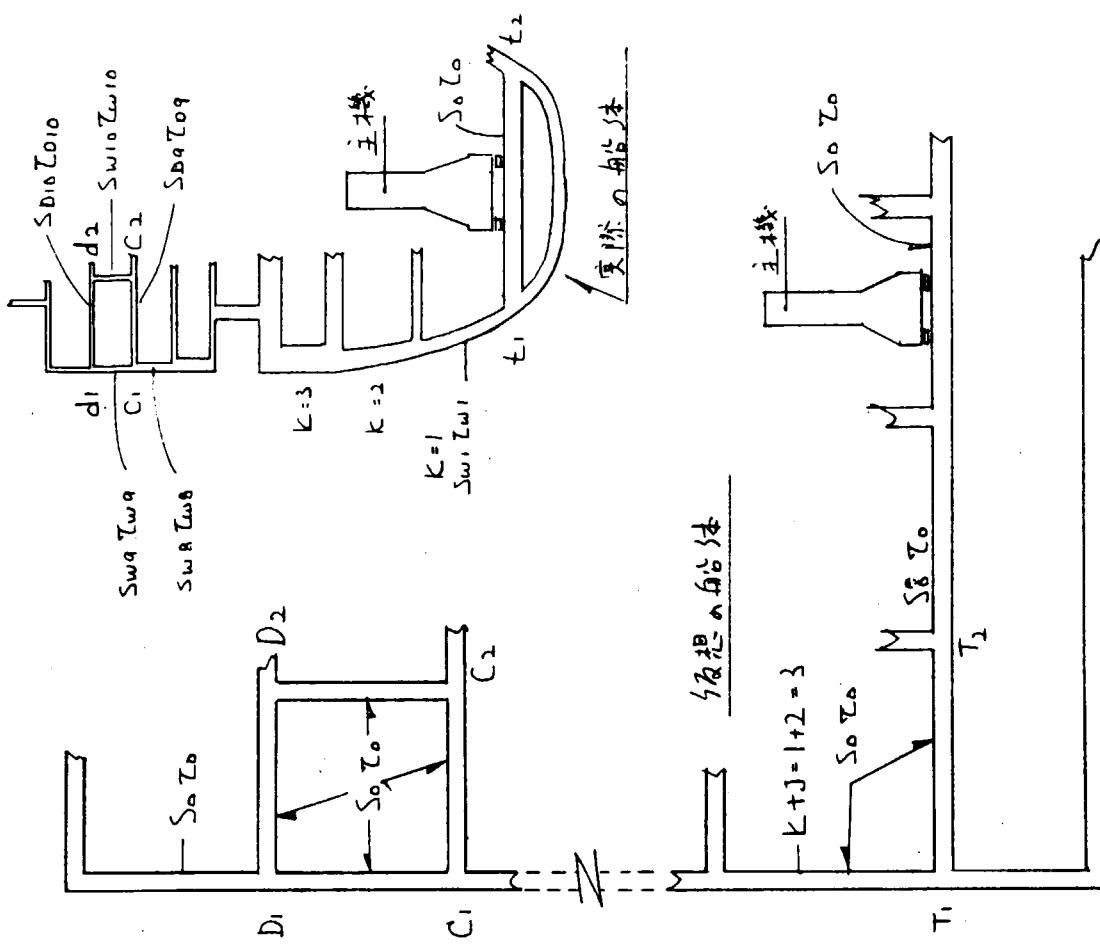


図 2.2.11 仮想の船体
アルファベットの小文字で示した位置と
大文字で示した位置が対応する。

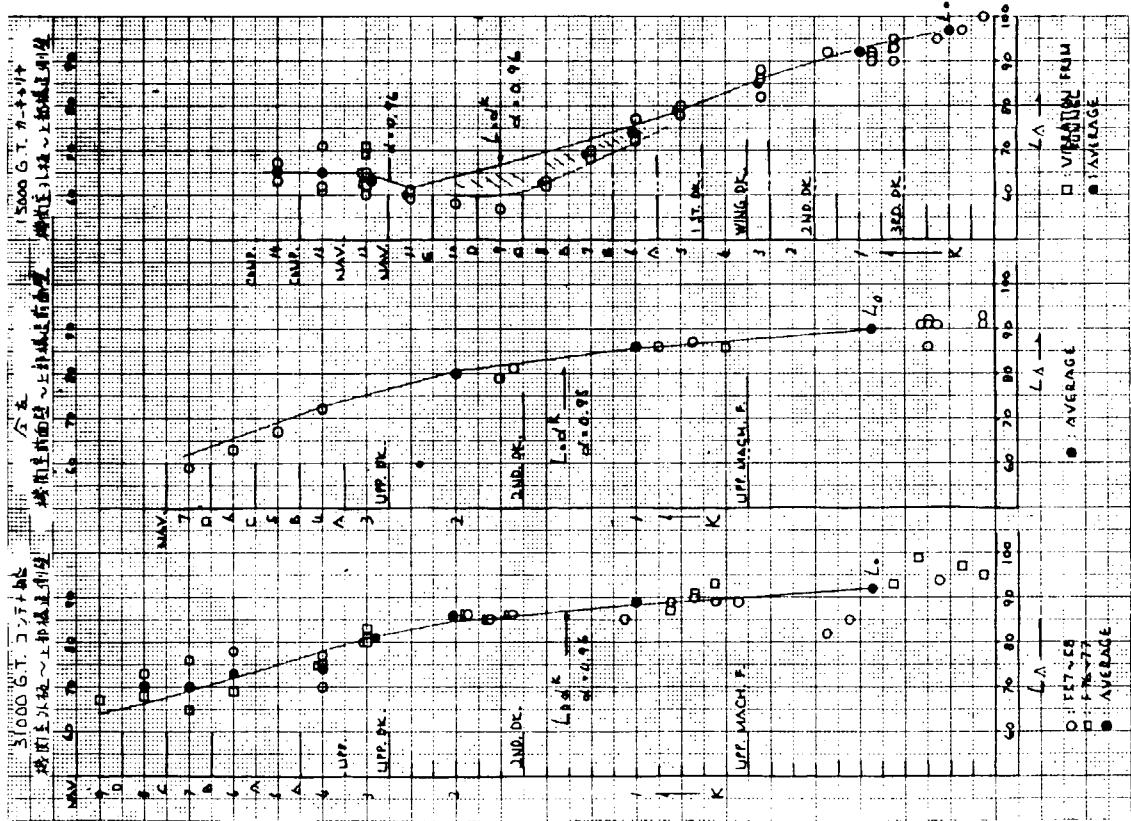


図 2.2.10 L_A の各面平均値（算術平均）と比率

2.2.3 簡易計算法（その2）による検討結果

未対策船の公試前に実施した簡易計算法（その2）による騒音レベル予測値と公試における騒音レベル音測結果の比較を図2.2.12に示す。

±3dB以内の適合率は53.8%と極めて低い値となった。また予測値の傾向として実測値より低く見積ったことが明らかにでている。これらの原因を解明するために、騒音計測結果をもとに計算値を再チェックし、予測時における問題点を検討する。

(1) 主機騒音レベルの修正

予測計算に用いた主機騒音レベルは、予測値を使用しており以下の値を採用した。

| 周 波 数 | 250Hz | 500Hz | 1KHz |
|-------------|-------|-------|------|
| 騒音 レベルdB(A) | 83 | 88 | 91 |

この値は機関室内における主機近傍でのオーバーオール（A）の予測値を類似船のデータからオクターブバンドスペクトルに分解したものである。下表に示す通り実測値とくらべ、下まわった予測値となっており、それが予測精度を低くした一因であることが判る。この影響を取り除く意味で計測結果そのものを主機騒音レベルとして再計算を行った。

なお下表の値は実測結果からdB(A)に換算したため、小数点以下の値が表われている。

| 周 波 数 | 250Hz | 500Hz | 1KHz |
|-------------|-------|-------|------|
| 騒音 レベルdB(A) | 87.4 | 93.8 | 93.0 |

計算結果と騒音レベル計測結果との比較を図2.2.13に示す。適合率はオリジナルの計算に比べて若干良くなっているものの61.5%であり、まだ不満足な値である。

(2) ディーゼル発電機の影響

予測室のうち、はずれの大きかった部屋の位置を見ると、そのほとんどが、各甲板共船首中央部及び船尾コーナー部の部屋である。前年度報告書に記載した通り、本予測法の一般的な傾向として、特に下層甲板の後部居室で誤差が大きくなることが判っていたが、このことは予測計算に含まれていない因子が関与しているものと考えられる。船首中央部の部屋については原因の解明が出来なかったが船尾コーナー部の部屋についてはディーゼル発電機の影響であると予想された。図2.2.14にディーゼル発電機単体運転時の騒音レベル分布を示す。本船については船首側の居住区においてA DKまで影響を及ぼし、船尾部或いは中央部においては全甲板にわたって影響があることが判った。計測点数が少ないため定量的にディーゼル発電機の影響を求めるのは、危険であるが、ここでは本船に限ってという条件で図2.2.14からディーゼル発電機単体運転時の区画別標準騒音レベルを求めた。その結果を表2.2.7に示す。

先に求めた騒音レベル予測値に表2.2.7の値を加えることにより、ディーゼル発電機の影響が加味されたことになる。その結果を図2.2.15に示す。±3dB以内の適合率は80.8%となり、一応満足出来る値である。

表2.2.7 ディーゼル発電機単体運転等の区画別標準騒音レベル

| 区画 | DK | UPP. DK | A DK | B DK | C DK | D DK | NAV. BR. DK |
|-----|----|---------|------|------|------|------|-------------|
| 船 首 | 64 | 63 | 52 | 49 | 48 | 52 | |
| 中 央 | — | 66 | 58 | 57 | — | — | |
| 船 尾 | — | 71 | 60 | 60 | — | — | |

単位：dB(A)

(3) 対策船の予測とその結果

対策船への騒音予測は、計算の因子として表われてくる局所的な騒音源及び空気音に対する修正値として、(1)ディーゼル発電機排気管対策及び(2)空気調和装置防音・防振対策の2点について見直しを行なった。その結果、壁・天井・床の隣接条件及びAIR COND UNIT室、冷凍機室の近傍に対してそれぞれ1dBずつ修正値を減じたところ±3dB以内の適合率は88.5%であった。しかし未対策船の場合と同様、主機騒音レベル修正及びディーゼル発電機の影響を考慮する必要があり、それらの修正を行なった結果、図2.2.16に示す通りとなった。適合率は80.8%でありオリジナルの成績より若干下まわったものの未対策船と同じ適合率となった。ここでは計算の過程を省いているが、ディーゼル発電機の防音、防振対策の効果が顕著に表れており居住区騒音に対するディーゼル発電機の影響はほとんどなかったことを付け加えておく。

(4) 今後の指針

以上述べた通り初期の騒音レベル予測計算結果から問題点を洗い出し、最終的には好成績を得ることが出来た。従って本予測法の大まかな道筋及び計算に使った諸係数について根本的な誤りはないものと考えられる。しかし本当に信頼のおける予測法とするためには主機騒音レベルの適確な予測が必要であろうし、また本予測法の欠点である船尾居住区の誤差を少なくするための検討が必要となる。未対策船の場合ディーゼル発電機単体運転の結果、ディーゼル発電機の影響が明確に表れてきたように今後各船ごとにそれぞれ特有の傾向が出てくることが予想されるため、各音源の居住区騒音に対する寄与度を地道に解明していくことが必要である。今後もTRY AND ERRORを繰返し、問題点を抽出していくことが望まれる。

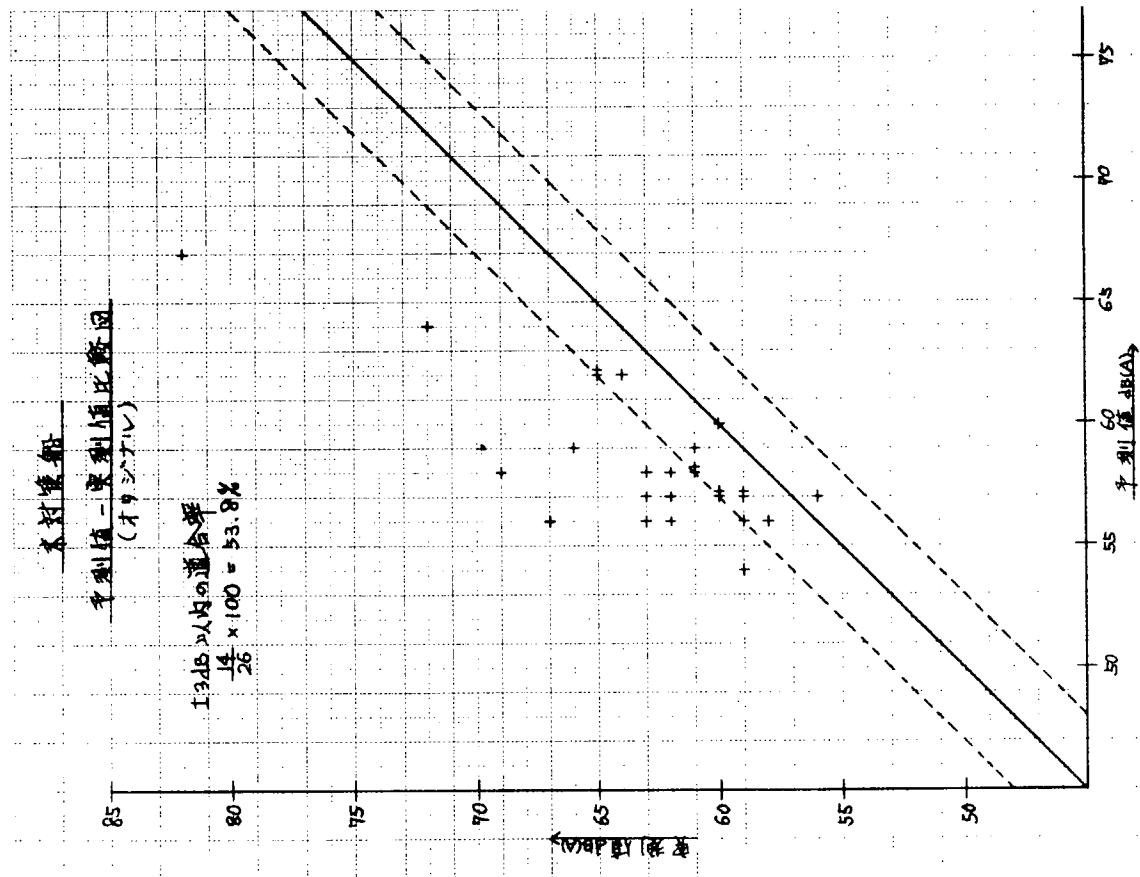


図 2.2.13

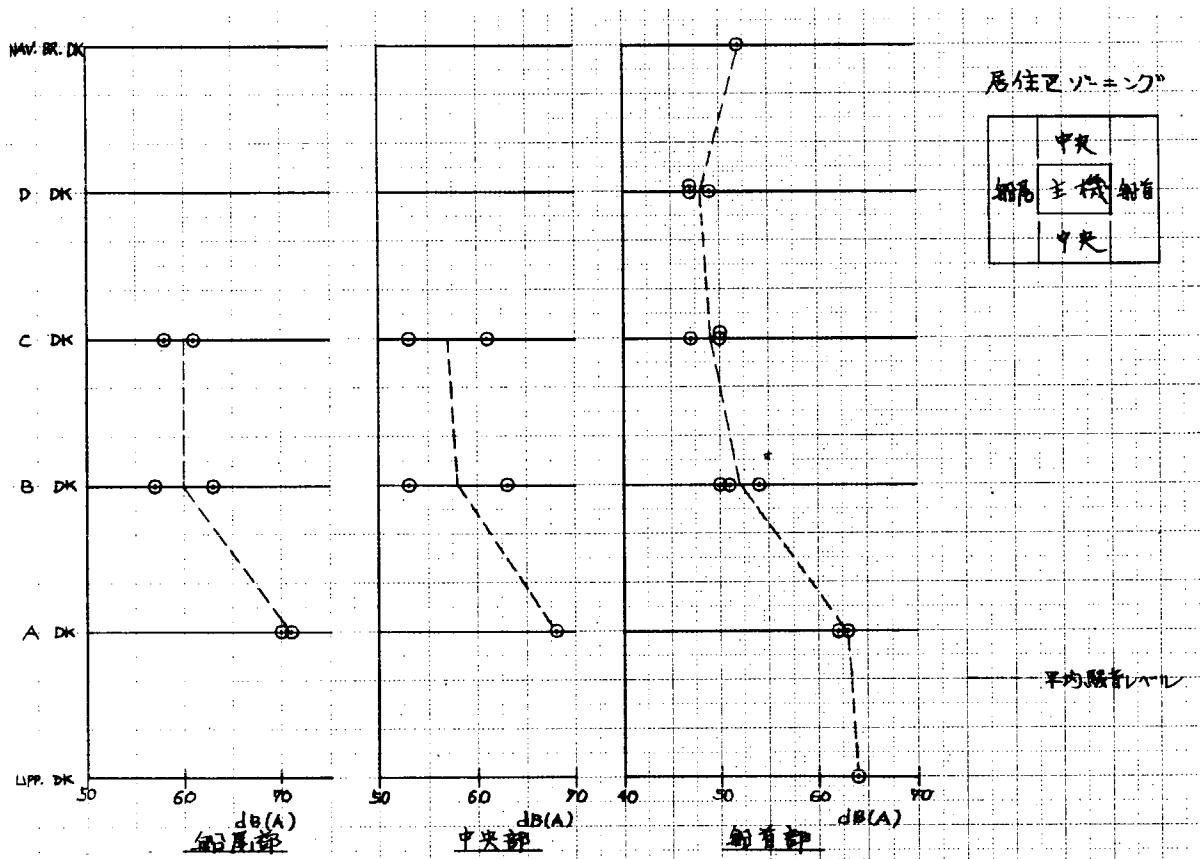
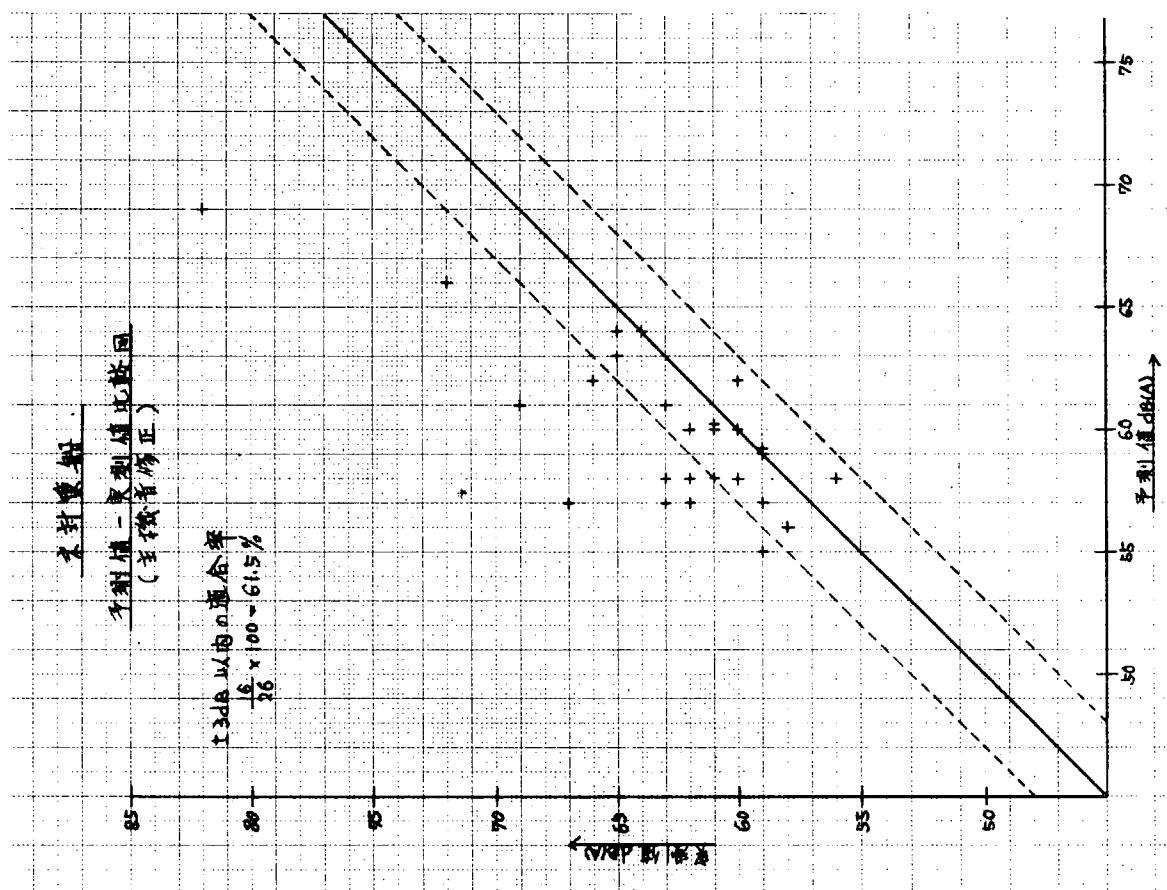


図 2.2.14 ディーゼル発電機単体運転時区画別騒音レベル

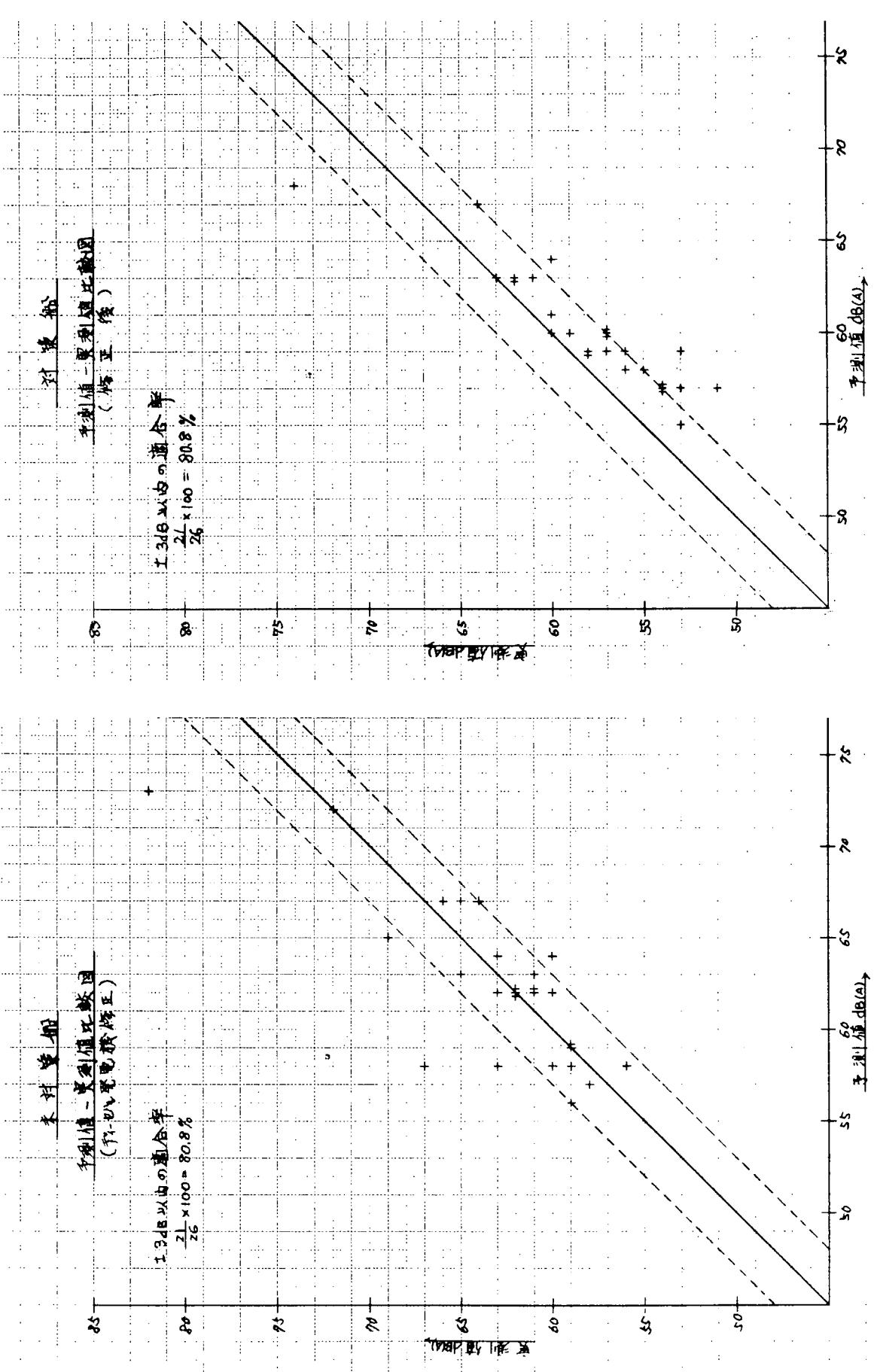


图 2.2.16

图 2.2.15

2.3 機関部騒音予測法の精度向上

機関室は、その内部に多くの騒音源を有するだけでなく、室そのものの構造も極めて複雑で、その音響的特性を全く理論的に取扱うことは、事実上不可能といわざるを得ない。しかしながら通常の商船の機関室の騒音に対しては、主機械と発電機械が支配的であることは経験的に知られていること、また機関室全体としての空間的配置も、基本的には極端な変化の少ないものであることから、類似船についてのデータを適当な音響学的なモデルに当てはめて解析することにより、かなりの精度で騒音レベル予測が可能であると期待される。

当部会では、昨年度までの研究を通じて、主機械、発電機械共にディーゼル機関で、これらが船尾に配置された一般的な商船機関室について、機関室を複数の音源を有する閉鎖された空気音場として捉え、15隻の実船データ解析から得られた主機械及びディーゼル発電機の音源パワー・レベルおよび機関室の見かけ室定数を利用し、それに場所による特徴を考慮した補正を加える手法が、充分な実用性を有することに着目し、その発展に努力して来た。

本年度は、昨年度ではほぼその基礎が確立された予測手法の全般的精度向上を目指として作業し幾つかの知見を追加した他、本年度新たに追加された実験船でのデータを中心として、当部会で創出した予測法の全体的な評価を行うと共に騒音対策の効果の見積り方について、幾つかの示唆を試みた。

2.3.1 機関室室定数及び主機の音源分離

昨年度までの検討の結果、機関室内の一般的な位置での騒音予測については、実用上十分な精度での予測が可能となったが、その中で比較的精度上明確でなかった機関室室定数と、主機における本体と過給機の音源の分離について今回更に再検討を行ってみた。

(1) 機関室室定数

機関室の室定数については、従来、船のDWTとの関連として求め、両者の間には有意な相関関係なし、ということで、大略的には主機に対して5000を使用することとした。

今回は、この室定数について吸収面の大きさとの関連が当然あるはずとの考えから機関室周壁面積の大きさとの関連を求めてみた。

すなわち、機関室周壁面積を横軸にとり、供試船データより求めた室定数を縦軸にプロットすると図2.3.1となる。

このグラフを見ると、機関室周壁面積が大きくなるに従い室定数は小さくなつてゆくように見える。しかし、その室の周壁の吸音率 α が変わらないものとすれば、室定数と周壁面積の大きさは比例関係を示すはずであり、吸音率が負の値をとらない限り右上りの直線となる。

しかるに、図2.3.1のグラフは右下りの傾向を示しているとすれば全く逆といわざるを得ない。ただし、このプロットされたデータは、限られた数のものであり、このグラフから直ちに周壁面積が大きくなるに従い室定数が小さくなると判断することも正しいとはいえない。

理論的傾向とも考え合せ、やはり現段階では従来どおり5000を使用するのが妥当といわざるを得ない。

(2) 過給機の音源分離について

機関室内における音源のうち主機とそれに付着する過給機は第一の主要なものであるが、近來は機関室内の騒音を減少させるため、過給機に防音カバーを装備して発生騒音の減少を図ろうとする試みがなされるようになった。

従って主機と過給機の音源を分離して取扱うことができれば騒音予測の点から利点も大きい。そのため、この両者の音源分離を試みて来たが分離作業は成功せず今後の問題点ということで残されていた。

今回、主機と過給機を別音源とし供試船の主機と過給機を合せたPWLと距離減衰式により計測各位置の実測値から逆算して分離する方法を試みた。

結果としては、音源のPWLがわずかに1db以下の増減することにより、主機と過給機に分離配分される各々のPWL(M/E)とPWL(T/C)は大幅に逆転してしまう。

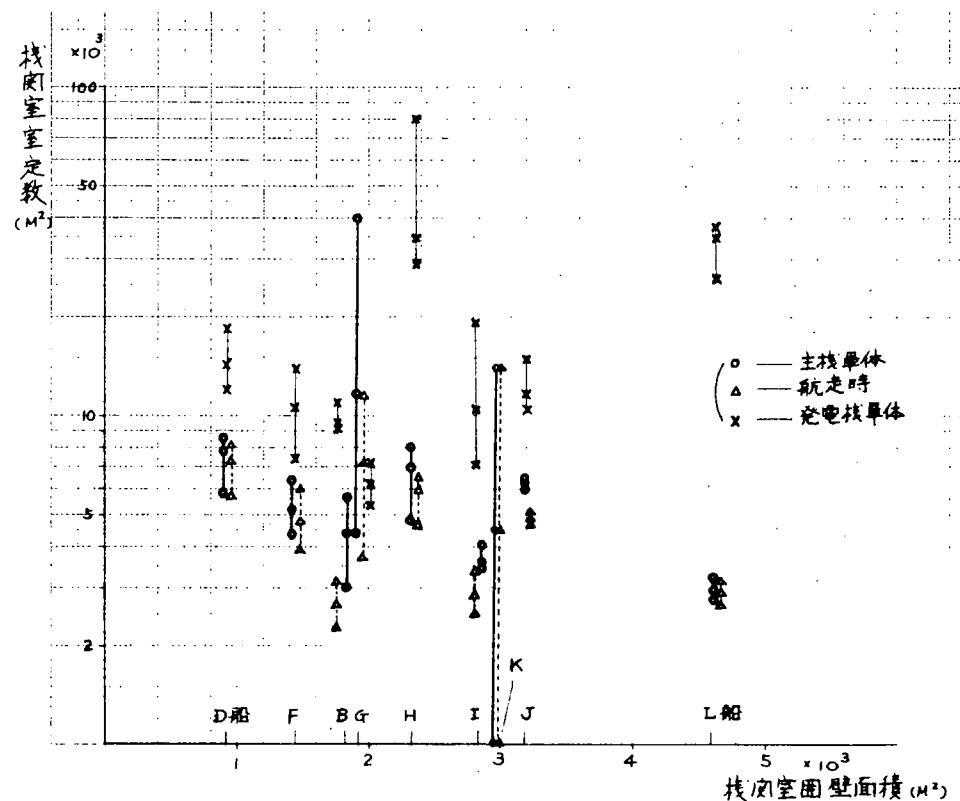


図 2.3.1

すなわち、現在までの計測データでは発音源のPWLに幅があり、減衰式による逆算は不可能であった。また、考え方として、主機と過給機のそれぞれのPWLは同じ程度ないしは相違してもせいぜい数dbの違いであろう。一方実測値にも場合によっては±3db程度の誤差は有り得るし、また計測点のまわりの障害物等の影響を考えれば、これらの実測データをもとに主機と過給機の音源を充分な精度で分離することは現在までのデータでは不可能といわざるを得ない。

今後この分離作業を成功させるためには、もっと別な方法、例えば過給機をカバーで囲って実測を行うなどの方法により求めてゆくことが必要であろう。

2.3.2 エンジンケーシング

通常航海時のエンジンケーシング内の予測は、昨年度SR 156報告書(その1)2.3.2項の予測方法で、ほぼ±3dB(A)の精度で予測を行うことができるだけの一応の成果が上っているので、本年度は昨年度の予測方法(その1)における理論的展開がややまわりくどくなつたものを、より分り易い形になるように検討してみた。

昨年度の理論的展開で主機運転時の機関室のみかけの室定数 R_1 、同エンジンケーシングのみかけの室定数 $(R_3)_1$ 、ディーゼル発電機運転時の機関室のみかけの室定数 R_2 、同エンジンケーシングのみかけの室定数 $(R_3)_2$ は下式で与えられた。すなわち、

$$R_1 = \frac{A_1}{(1 - \beta_1)(1 - \alpha)} \quad (2.3.1)$$

$$(R_3)_1 = \frac{A_3 + B}{\beta_1(1 - \alpha)} \quad (2.3.2)$$

$$R_2 = \frac{A_1}{(1 - \beta_2)(1 - \alpha)} \quad (2.3.3)$$

$$(R_3)_2 = \frac{A_3 + B}{\beta_2 (1 - \alpha)} \quad (2.3.4)$$

ただし

A_1 : 機関室内吸音力 (m^3)

A_3 : エンジンケーシングの吸音力 (m^3)

B : 機関室とエンジンケーシングの開口部の面積 (m^2)

β_1 : 主機の直接音がエンジンケーシングに入射する割合

β_2 : ディーゼル発電機の直接音が機関室に入射する割合

α : 室内の平均吸音率

これは、室定数の一般的定義である次式からみて如何にも奇異な感をまぬかれないで β の項をはずして考えた。

$$R = \frac{S \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

ただし

S : 表面積

$\bar{\alpha}$: 平均吸音率

よってそれぞれのみかけの室定数は

$$R_1 = \frac{A_1}{1 - \alpha} \quad (2.3.5)$$

$$(R_3)_1 = \frac{A_3 + B}{1 - \alpha} \quad (2.3.6)$$

$$R_2 = \frac{A_1}{1 - \alpha} \quad (2.3.7)$$

$$(R_3)_2 = \frac{A_3 + B}{1 - \alpha} \quad (2.3.8)$$

上述のことにより主機、及びディーゼル発電機によるエンジンケーシング内の騒音レベルの計算式は次式のようになる。

主機による騒音レベル

$$SPL_1(A) = P_1 + 10 \log \left[\frac{1}{4 \pi r_{e1}^2} + \frac{4}{R_1} \left\{ \frac{R_1 \beta_1}{(R_3)_1} + \frac{(1 - \beta_1)B}{(R_3)_1} \right\} \right] \quad (2.3.9)$$

ディーゼル発電機による騒音レベル

$$SPL_2(A) = P_2 + 10 \log \left[\frac{1}{4 \pi r_{e2}^2} + \frac{4}{R_2} \left\{ \frac{R_2 \beta_2}{(R_3)_2} + \frac{(1 - \beta_2)B}{(R_3)_2} \right\} \right] \quad (2.3.10)$$

よって通常航海中騒音レベル $SPL(A)$ は

$$SPL(A) = 10 \log \left(10^{\frac{SPL_1(A)}{10}} + 10^{\frac{SPL_2(A)}{10}} \right) \quad (2.3.11)$$

ところが、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いので、通常航海中の騒音レベルは、機関室内の音源を主機のみとみなして予測計算を行うための簡便式により航海中の機関室のみかけの室定数 $R'_1 = 4,400 m^3$ とし、またエンジンケーシングのみかけの室定数は、通常航海中 R_3 も主機運転時 $(R_3)_1$ も発電

機単体運転時 (R_3)₂ も本来等しくあるべきであるとの前提のもとに、次式によるものとした。

$$SPL(A) = P_1 + 10 \log \left[\frac{1}{4\pi r_{e1}^2} + \frac{4}{R'_1} \left\{ \frac{R'_1 \beta_1}{R_3} + \frac{(1-\beta_1)B}{R_3} \right\} \right] \quad \dots \dots \quad (2.3.12)$$

ただし

$SPL_1(A)$ = 主機騒音レベル

$SPL_2(A)$ = ディーゼル発電機騒音レベル

$SPL(A)$ = 通常航海時騒音レベル

P_1 : 主機パワーレベル

P_2 : ディーゼル発電機のパワーレベル

r_{e1} : 主機からの等価距離 (52年度報告書(その1)参照)

r_{e2} : ディーゼル発電機の等価距離 (")

また、予測データ(図2.3.2の一点鎖線)を機関室代表表面積 S_1 とエンジンケーシングの代表表面積 S_3 の比 S_1/S_3 に対する R'_1/R_3 の比の関数として求めた。すなわち

$$\frac{R'_1}{R_3} = f\left(\frac{S_1}{S_3}\right)$$

としてより直接的に表現できる形にした。

そして昨年度と同様に R'_1/R_3 と S_1/S_3 の相関関係を実船計測で与えられたデータから通常航海時エンジンケーシング内の拡散音エネルギーを見ることにより求めた。また本年度は個々の計測値に対しても空間的位置について吟味し、最低騒音レベルでも配置的に直接音の影響があると考えられるものは、直接音の影響を除いてそれを拡散音と考えたものを追加するようにし、データの前処理による解析精度の向上を図った。解析に使用する B 、 β_1 、 S_1 の計算は昨年度と同様であるが、エンジンケーシングの代表表面積 S_3 には理論式展開の途上での実情に合わせて開口部を含む上甲板の面積を加えて計算することにした。

解析結果

昨年度と同様の実測実施船15隻で解析した結果を表2.3.1と図2.3.2に示した。図2.3.2の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でかなりばらつく結果となったが予測用データとして一点鎖線を採用することとした。

実測値と予測値の比較

前述の室定数の定義を変えて導いた上記予測式に従い図2.3.2の予測データより求めた予測値と実測値の比較を図2.3.3に示した。なお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取り扱った。

考 察

本年度の予測方法による予測値と実測値の適合率はF船を除けば昨年度を多少上回る結果となった。このことは理論的には昨年度と同じであり図2.3.2の予測データ(一点鎖線)のとり方のちがいが適合率の多少の相違となったと考えられる。F船については本年度の方法によると実測値が予測値より平均約5.2dB(A)上回る。これはF船のエンジンケーシングと機関室の間の部分甲板に絞りが全くない、特異な配置となっているため本予測法成立の基本となった音響学的モデルと大巾に食い違っていることも一因と考えられる。

したがって、以上に述べた予測法をこのようなケーシング形状を有する実船に適用するには特別な配置が必要であろう。

2.3.3 機関制御室、工作室及び類似の区画

(1) 本年度の検討

昨年度SR156報告書(その1)の2.3.4項で述べた制御室・工作室騒音レベル予測法は、かなり良好な予測

表 2.3.1 エンジンケーシング内拡散音解析結果

| 船名 | B | β_1 | S_1/S_3 | P_1 | $10 \log \frac{4 \cdot 10^{10}}{R'_1} S_1$ | ケース 1 | | ケース 2 | | ケース 1' | |
|------|-------|-----------|-----------|-------|--|----------------|------------|----------------|------------|--------------------|------------|
| | | | | | | $10 \log W_3'$ | R'_1/R_3 | $10 \log W_3'$ | R'_1/R_3 | $10 \log \Delta W$ | R'_1/R_3 |
| B | 83.1 | 0.1020 | 3.56 | 123.5 | 93.7 | 91.0 | 2.1 | 5.182 | 89.6 | 3.5 | 3.754 |
| C | 33.9 | 0.1066 | 2.51 | 130.0 | 99.6 | 98.5 | 1.1 | 6.839 | 104.0 | -4.4 | 24.266 |
| D | 51.6 | 0.1460 | 2.54 | 127.6 | 97.2 | 97.0 | 0.2 | 6.122 | 96.8 | 0.4 | 5.846 |
| E | 19.4 | 0.0102 | 5.44 | 127.2 | 96.8 | 88.0 | 8.8 | 9.027 | - | - | - |
| F | 80.4 | 0.2961 | 3.34 | 122.2 | 91.8 | 97.0 | -5.2 | 10.720 | 96.7 | -4.9 | 10.004 |
| G | 101.6 | 0.2285 | 2.80 | 123.5 | 93.7 | 89.0 | 4.1 | 7.599 | 91.2 | 1.9 | 2.622 |
| H | 144.4 | 0.1612 | 3.80 | 124.5 | 94.1 | 97.0 | -2.9 | 10.333 | 96.0 | -1.9 | 8.208 |
| I | 142.0 | 0.1072 | 4.40 | 125.5 | 95.1 | 93.0 | 2.1 | 4.534 | 91.2 | 3.9 | 2.996 |
| J | 136.0 | 0.1102 | 3.96 | 125.5 | 95.1 | 96.0 | -0.9 | 5.903 | 96.3 | -1.2 | 9.574 |
| K | 120.1 | 0.2573 | 2.80 | 124.5 | 94.1 | 92.0 | 2.1 | 2.221 | 88.4 | 5.7 | 0.970 |
| L | 33.2 | 0.0088 | 5.79 | 127.0 | 96.6 | 88.0 | 8.6 | 8.519 | 96.7 | -0.1 | 63.167 |
| M | 117.5 | 0.1400 | 3.83 | 127.5 | 97.1 | 94.0 | 3.1 | 3.005 | 89.5 | 7.6 | 1.066 |
| 2526 | 40.5 | 0.0192 | 4.62 | 123.5 | 93.1 | 90.0 | 3.1 | 17.369 | 87.0 | 4.1 | 13.794 |
| 1224 | 135.2 | 0.0768 | 4.15 | 126.0 | 95.6 | 90.0 | 5.6 | 2.620 | 88.2 | 7.4 | 1.732 |
| 1033 | 81.9 | 0.1227 | 4.60 | 123.5 | 93.1 | 91.0 | 2.1 | 4.436 | 90.6 | 2.5 | 3.045 |

ケース 1. エンジンケーシング内の拡散音を計測最高レベルとした。

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接音を除いたものとした。

ケース 1' エンジンケーシング内の拡散音は計測最高レベルから主機の直接音を除いたものとした。

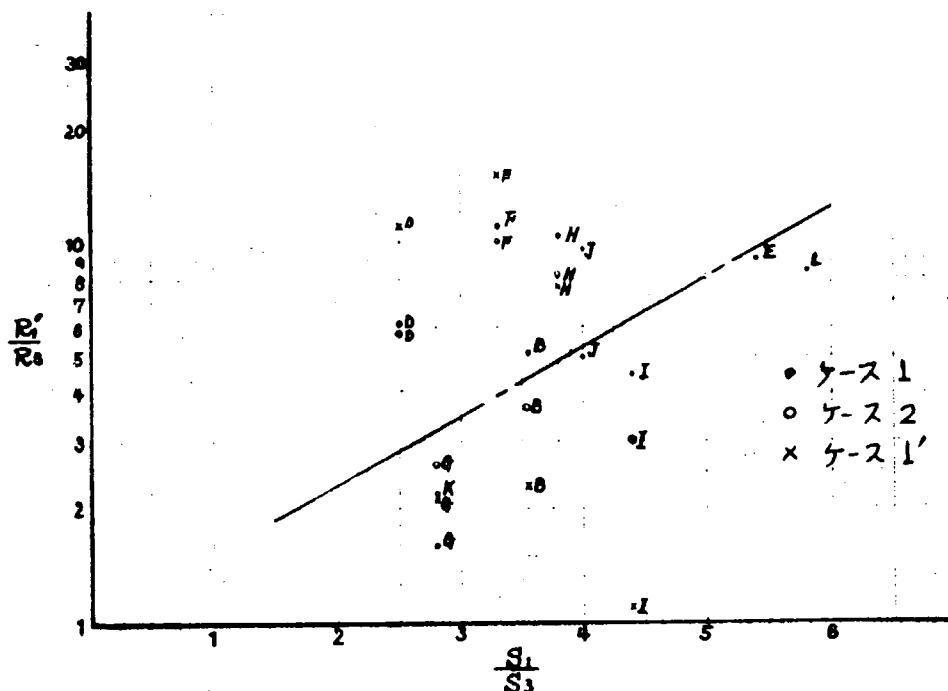
 $10 \log \frac{P_1}{R'_1}$: 機関室内拡散音レベル $10 \log W_3'$: エンジンケーシング内拡散音レベル $10 \log \Delta W$: 機関室内の拡散音レベルとエンジンケーシング内の拡散音レベルの差

図 2.3.2 機関室およびエンジンケーシングみかけの室定数

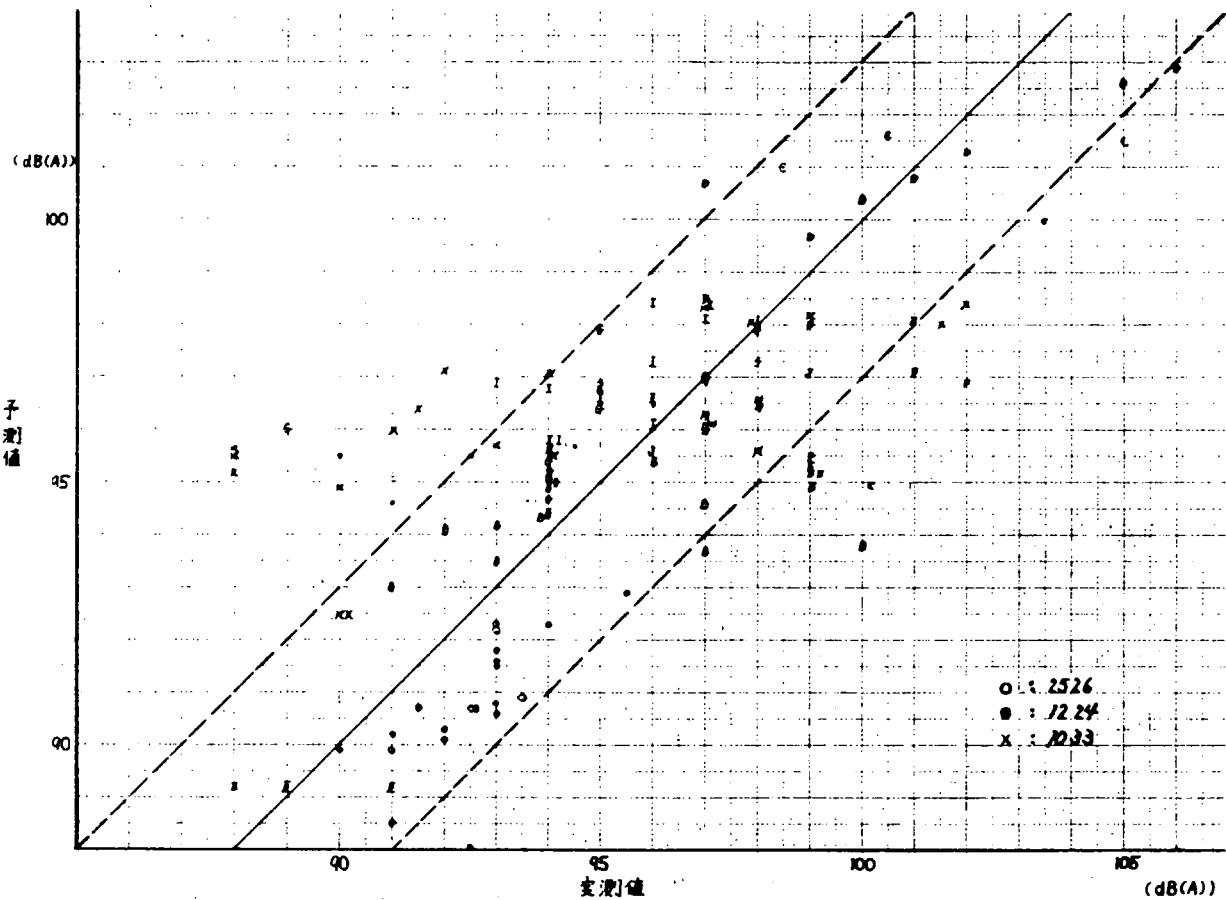


図 2.3.3 通常航海時におけるエンジンケーシング騒音レベルの予測値と実測値

精度を有しているが、その適用可能範囲は解析データ源であるSR供試船のような、いわゆる標準的な配置や構造を持つ船の場合に限られていた。

また、ディーゼル発電機との相対的な位置関係等による予測レベル補正項の記述も定性的なものにとどまっており、予測計算をする人ごとに補正レベルが異なる懸念があった。

本年度は、これらの点を改善すべく、前年度のデータを再検討して、予測適用範囲を拡張し、補正に関しても算式を定めて一義的に補正值が求まるようにして、使用者の便をはかるべく記述を改めることとした。

また、実験船のデータより得られたストアードの浮構造による固体音遮断による効果も補正係数にフィードバックして精度の向上を期することとした。

次項に、新造船初期計画時の騒音レベル検討のための簡易予測方法として本年度再検討した結果をまとめて記述する。バック・データその他については昨年度報告書を参照されたい。

(2) 本年度予測算式

$$SPL_c = SPL_e - (RL - CA - CV - CS + CR) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.13)$$

ただし SPL_c = 制御室内あるいは工作室内等の騒音レベル dB (A)

SPL_e = 対象となる部屋の外部騒音レベル dB (A)

(機関室内騒音予測式による結果)

RL = 内装グレードによる標準遮音度 dB

CA = ディーゼル発電機の位置補正 dB

CV = 主機出力補正 dB

CS = 露出面積比補正 dB

CR = 部屋防振補正

dB

上式と記号の意味は昨年度報告書内の(2.3.305)式と全く同じであるが記号の名称はよりわかり易いものに変更し、内容も以下のように改めた。

(a) 標準遮音度 RL

| 内装グレード | 内装仕様概要 | 標準遮音度 RL |
|--------|-------------------------|----------|
| I | 鋼壁のみ | 15dB |
| Ia | 鋼壁 + 吸音材 1層 | 20dB |
| II | 鋼壁 + { 吸音材 1層 遮音材 1層 | 25dB |
| IIa | 鋼壁 + { 吸音材 1層 遮音材 2層 | 27dB |
| III | 鋼壁 + { 吸音材 2層 遮音材 2層 | 29dB |
| IIIa | 鋼壁 + { 吸音材 2層 遮音材 3層 | 30dB |

ここに述べた内装仕様例及び床・天井の仕様については52年度報告書2.3.3項の表2.3.303及び51年度報告書(第252号)の9.2.1項の表9.2.1~表9.2.6を参照されたい。

標準的には吸音材には50mmのグラスウールが使われ、遮音材には内装壁として6mm~12mmのプライウッド、中間遮音壁として10mm~22mmのアスペストまたはパーチクルボードが使用されている。

したがって上記仕様より大幅に異なる材料を用いたりエアースペースの取り方や構造に差がある場合には、そのつど適当な補正を考えてゆくべきである。

(b) D/G位置補正 CA

- 対象となる部屋とD/Gが同一ウエブに重なる場合 CA = 3 dB
- 対象となる部屋とD/Gが同一デッキ上にある場合、壁面
からD/Gまでのデッキ上最短距離をLメートルとして CA = 5/L dB
- D/Gが防振されている場合は上記条件にかかわらず CA = 0 dB

(c) 主機出力補正 CV

昨年度はこの補正項は機関室容積補正として扱った。即ち、機関室が小さくなるに従って、固体音による影響が相対的に大きくなることを考慮するためであるが、機関室容積は主機の大きさに支配されることが多いので本年度は取扱いの簡素化をはかるために主機出力ベースで補正する。

$$CV = 0.06 \times (100 - 0.01 \times H) \quad dB$$

ここでHは主機の定格最大出力時の馬力である。

(d) 露出面積比補正 CS

$$CS = 10 \times \log_{10} \frac{(直接主機やD/Gが見通せる面の総面積)}{(対象となる部屋の全周囲総面積) \div 2} \quad dB$$

(e) 部屋防振補正 CR

- 対象となる部屋の床を除く内装パネルのみ防振した場合 CR = 2 dB
- 対象となる部屋を独立一体型として防振した場合(浮き構造) CR = 5 dB

2.3.4 局所的な修正法

(1) ディーゼル発電機近傍騒音予測レベルの修正

昨年度までの機関室内騒音レベル予測方法においてはディーゼル発電機（以下D/Gと略す）を、あくまで点音源として扱ってきた。この方法は、後に述べるごとく、一般的な構造と配置を持ったD/Gに対しては簡便でありながらかつ必要な精度を有しているが、対策実施船のように防音ケーシングで周囲を被ったD/Gの場合騒音レベルの減衰傾向には、D/G近傍に、この方法では説明しきれない点を生じることが明らかになった。

本年度の検討の結果、そのような誤差はD/Gを面あるいは線音源として扱うことにより説明がつくことが明らかとなり、その結果をふまえて今回は一般的なD/Gをも含めた近傍でのレベル予測のための補正值を、表の形で与えることとした。（表2.3.2参照）

図2.3.5はS R供試船のうち、D/G単独運転データを比較的詳細に測定したKHI 1207番船について、D/Gをシリンダ列トップの中央の点音源として扱った場合、及びシリンダ列トップを線音源として扱った場合と、シリンダ列トップから台板中央に至る面を面音源として扱った場合の予測結果と実測値をプロットして比較したものである。

点音源及び線音源の場合の計算には昨年度までに報告されている方法をそのまま用い、面音源の計算には便宜的に松浦の方法として知られている図2.3.4の結果をD/Gからある程度離れた所では点音源での計算値と一致するという仮定のもとに逆算する方法をとった。

図2.3.6～図2.3.10はそれぞれ記号F, H, Mで示される供試船と2隻の実験船におけるD/G単独運転時のデータを同様にプロットしたものである。

これらのデータ中で線音源予測レベルが近距離の所で範囲を持っているのは、線音源からみた予測点の位置や方向により差のあることを示している。最高レベルは音源の端点を結ぶ線上に予測点がある場合を示し、最低レベルは中点を通って音源に垂直な方向に予測点がある場合を示す。実際には図2.3.5に面音源として表わした破線のような傾向を示す場合が最も多いと考えられる。

いずれにしても、防音ケーシングを持たない一般的なD/Gについては、音源より2m以上離れれば、音源を点としても線や面として扱っても大差ないことがわかる。

しかしながら防音ケーシングを持つD/Gに対してはパワーレベルとして防音ケーシングの効果（対策船の場合約16dB）を差し引くだけでなく、近傍の点については防音ケーシングを面音源と見たてた補正を考えるべきであることも明らかである。

このような音源近傍での補正是、特に防音ケーシングを持つD/Gの場合だけでなく、一般的なD/Gすべてにあてはめて考えても特に差しつかえないことも一連の図から明らかである。従って、ここではD/G近傍でのD/Gによる騒音レベルは、点音源を想定して計算した結果に対し、表2.3.2で与えられる補正を加えて求めることとする。

表2.3.2 D/G近傍レベル補正值一覧表

| 仮想面音源からの距離 (m) | 0.3 | 0.5 | 0.8 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.5 | ≥ 3 |
|-------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----------|
| 点音源計算値からの補正值 (dB) | 7.0 | 5.5 | 3.0 | 2.0 | 1.0 | 0.5 | 0.2 | 0 |

注) 仮想面音源の位置は通常のD/Gの場合にはD/G中央断面とし、防音ケーシングで被ったD/Gの場合には最寄りの防音ケーシング面そのものとする。

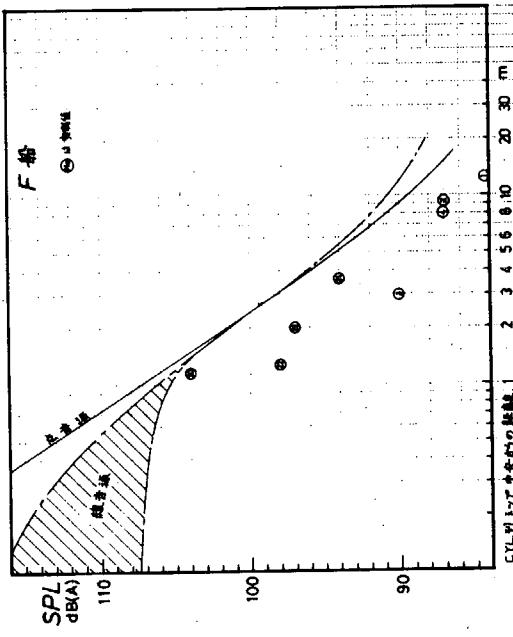


図 2.3.6 F 船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

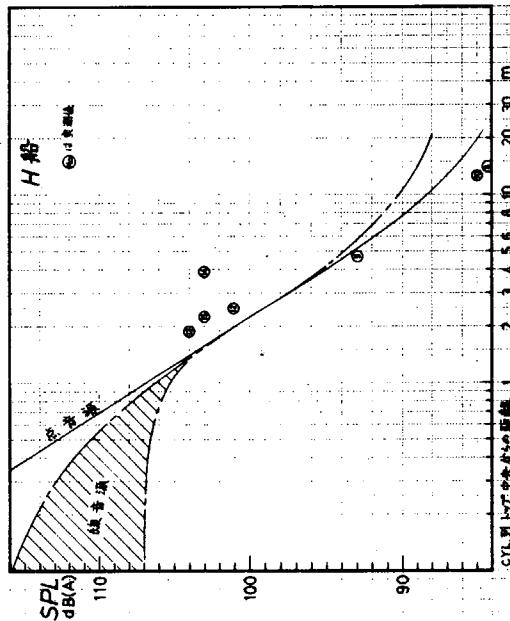


図 2.3.7 H 船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

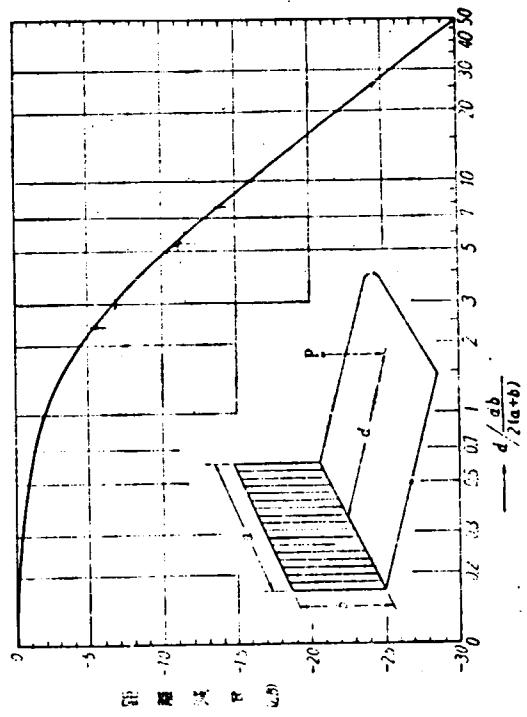


図 2.3.4 面音源からの距離減衰(松浦邦男)

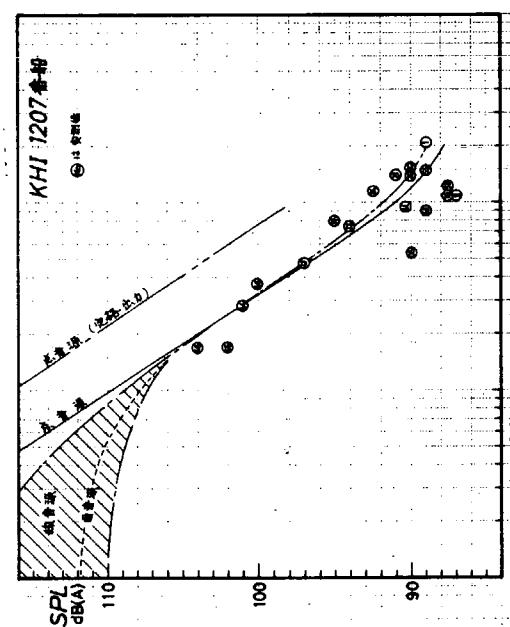


図 2.3.5 KHI 1207番船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

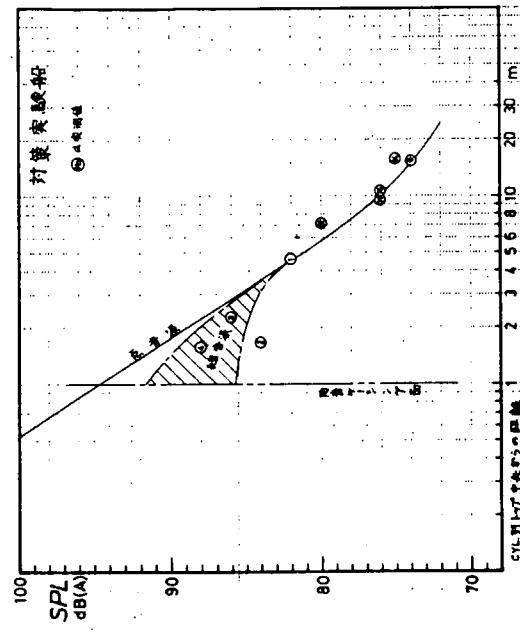


図 2.3.10 対策実験船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

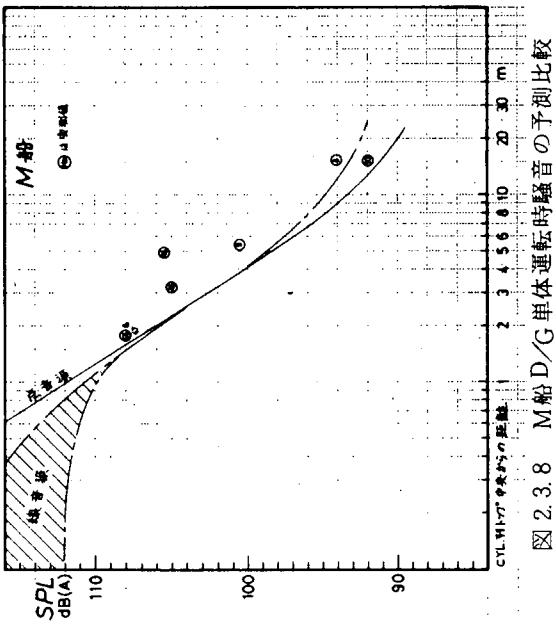


図 2.3.8 M船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

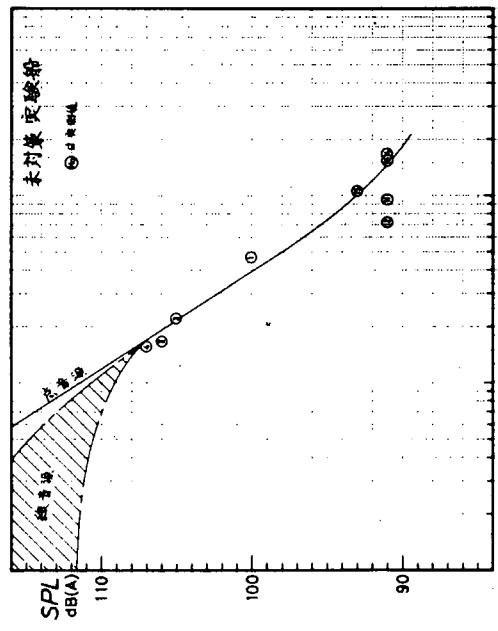


図 2.3.9 未対策実験船 D/G 単体運転時騒音の予測比較

(2) 軸室の騒音予測レベルの修正

ここで述べる軸室とは、いわゆるシャフト・トンネルを指すのではなく、あくまでも船尾配置型機関室の、二重底艤端附近を指したものであるが、SR 156部会での各社供試船の実測結果は、昨年度までの機関室内騒音簡易予測計算結果に比べて明らかに高いことが、一昨年のSR 156報告書(No.270)の9.4.1項で述べられている。

表2.3.3は同報告書に掲げられた表9.2.1および図9.3.13～図9.3.27より軸室に関するデータのみを読み取って表にしたものであるが、その誤差レベルの単純平均は約4dBとなって、特に主機の型式や、ディーゼル発電機の位置による偏りは見られない。一方、ディーゼル発電機単体運転時のデータによればD/Gが軸室真上にある場合の軸室騒音レベルは、他の距離的に等価な点のレベルに比べてF船の場合で8dB、M船の場合で15dBと高く、この例からも軸室についてはプロペラや主機からの固体音のみならずD/Gからの固体音も大きく作用していることが明らかである。しかしながら、現在あるデータからこれらのファクタを含む予測補正式を組み立てるのは困難であるので、ここでは単に軸室内騒音レベルの補正方法として、機関室内騒音予測計算レベルに一律に4dBを加えるという方法を採用することとした。

表2.3.3 軸室内騒音レベル予測誤差一覧表

| 供試船 | 予測レベル | 実測レベル | 誤差レベル | 主機型式 | D/G位置 | 備考 |
|----------|---------------|----------------|--------------------|-----------|---------|----------------------------|
| 1033 | dB(A) 99.1 | dB(A) 101.0 | dB 1.9 | 2 cycle | ○ | D/G位置は、艤置きを○印、それ以外を×印で示した。 |
| B | 96.6 | 101.0 | 4.4 | 2 cycle | × | |
| | 94.8 | 103.0 | 8.2 | " | | |
| C | 103.8 | 108.0 | 4.2 | 4 cycle | ○ | |
| D | 100.0 | 105.0 | 5.0 | 4 cycle | × | |
| E | 105.0 | 104.0 | -1.0 | 4 cycle | ○ | |
| F | 96.0 | 97 | 1.0 | 2 cycle | ○ | shaft gen. 運転中 |
| | 94.0 | 98 | 4.0 | " | | |
| G | 97.7 | 99 | 1.3 | 2 cycle | ○ | |
| H | 96.4 | 101 | 4.6 | 2 cycle | ○ | |
| | 94.7 | 101 | 6.3 | " | | |
| I | 98.0 | 104 | 6.0 | 2 cycle | ○ | |
| | 97.6 | 103 | 5.4 | " | | |
| | 96.4 | 101 | 4.6 | " | | |
| J | 98.0 | 105 | 7.0 | 2 cycle | ○ | D/G 2台 para. run |
| | 97.0 | 105 | 8.0 | " | | |
| K | 96.4 | 97 | 0.6 | 2 cycle | × | |
| L | 97.5 | 105 | 7.5 | 2 cycle | ○ | |
| | 98.4 | 102 | 3.6 | " | | |
| M | 104 | 104.5 | 0.5 | 2 cycle | ○ | |
| 20点平均 | 98.07 | 102.23 | 4.16 ^{dB} | F, Jを除く平均 | 3.94 dB | |
| σ | 2.7 | 2.89 | 2.62 | σ | 2.54 | |

2.3.5 オクターブ・バンド・スペクトルの予測

昨年度報告書で、音源（主機、ディーゼル発電機）に音源対策を特に施さぬときの予測法について述べた。本年度は、音源対策を行った場合のオクターブ・バンド・スペクトルの変化について検討を行う。音源対策としては、機関室通風機防音対策等、対策船で試みられた各種の対策があるが、現在の機関室内騒音レベル予測法においては、音源を主機及びディーゼル発電機としており、よって、音源対策によるオクターブ・バンド・スペクトルの変化についても、これらの主要音源の影響について検討する。

(1) 主機に対する音源対策の影響

主機の音源対策は一般に主機過給機について行われる。主な対策としては、低騒音型（消音器付）過給機の採用、過給機の防音被覆、過給機ダクトへのラギングのグレードアップなどが考えられる。実際に施行する際には目標値に応じこれらの対策を単独もしくは組み合せて、行うこととなる。又各対策のグレードや使用材料、使用機種についても一律でなく、これに伴い、スペクトルパターンも様々に変化することになるので、画一的なパターン予測は難しい。これまで、実際に過給機に対策を行った実績も報告されているが、厳密に対策前後での比較が可能なデータは一例のみである。この実績を横軸に周波数、縦軸に減音量をとった図で示す。（図2.3.11）

本船の仕様及び対策の詳細については、昭和52年度第156研究部会報告書その2（船内騒音対策設計指針）で述べられている通り先に述べた対策を始めとして、グレードの高い各種対策が施されており、現状での過給機対策の効果の限界を示すものと考えられる。

本図より、オクターブ・バンド・スペクトルのパターン変化について以下の傾向がみられる。

i) 2K～8KHzの高周波域及び125Hzの近傍において、数dBの減音が期待できる。

ii) 減音効果は、過給機近傍で最大で、距離の増加に伴い減少する。

同様の比較を非対策船と対策船について行ったものを図2.3.12に示す。本船の過給機対策は出口ダクトラギングのグレードアップのみであるが、ほぼ同様の減音傾向が観察された。

これをもって、過給機対策によるオクターブ・バンド・スペクトルの変化の傾向を断定するのは、データの不足により早計と考えられ予測法に組み込まぬが、一つの補正値を与えるものとし、予測結果に反映させることも可能と考える。

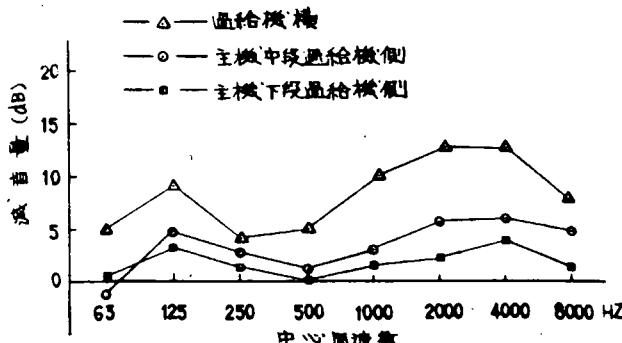


図2.3.11 過給機防音対策による減音量

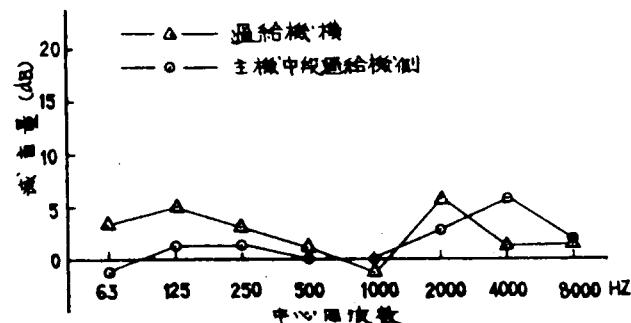


図2.3.12 實験船過給機防音対策による減音量

(2) ディーゼル発電機に対する音源対策の影響

ディーゼル発電機の音源対策としては、防振ゴムの採用及び防音ケーシングの設置がある。このうち防振ゴムについては機関室内的空気音に対する効果は少なく、オクターブ・バンド・スペクトルの変化にもほとんど寄与しない。このことはディーゼル発電機単体運転時の未対策船と対策船（ディーゼル発電機防振支持）の計測結果の比較からも確認できる。（図2.3.13）

一方、防音ケーシングの空気音に対する影響は大であり、また、防音ケーシングの構造によりオクターブ・バ

ンド・スペクトルも変化する。(本来、防音ケーシングは、オクターブ・バンド・スペクトルを変化させる為に使用するといつても過言でない。なぜならば、最も効率的な減音対策は、騒音レベルに最も影響を及ぼしている周波数域を重点的に下げる事である。)よって、防音ケーシングを採用した場合のオクターブ・バンド・スペクトルの予測では、発電機固有のスペクトル・パターンから、防音ケーシングにより見込まれる各周波数ごとの減音量を減じた値を発電機固有のスペクトル・パターンのかわりに用いる。

防音ケーシングの減音量を計算のみから正確に求めることは難しく、一般に計算値は、実測値より大きめの減音量を示す。この為過去の実績データ等により補正を行う必要があるが、現在、必ずしも十分な、実績データが得られておらず、引き続きデータの収集が望まれる。

一例として、実験船で用いた防音ケーシングの計算減音量(質量則及び吸音率)、予測減音量(計算減音量+実績補正)実測減音量の関係を図2.3.14に示す。

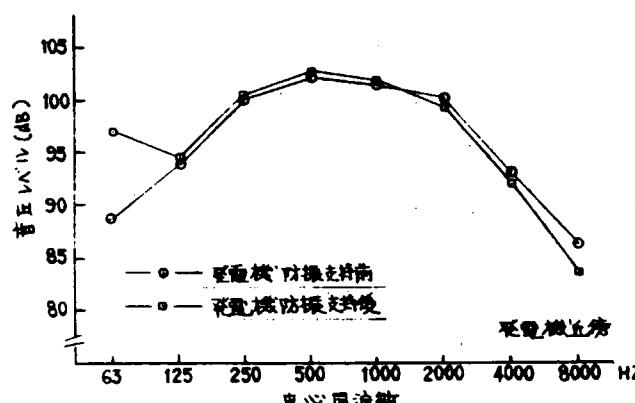


図2.3.13 発電機防振支持による空気音の影響

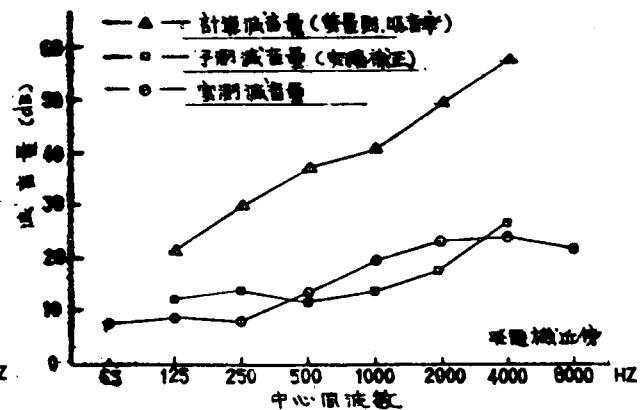


図2.3.14 発電機防音カバーによる減音量

(3) エンジン・ケーシング内のオクターブ・バンド・スペクトルの予測

ケーシング内の騒音レベルの予測法では、一般航走時の予測値と発電機単体運転時の予測値が得られる。オクターブ・バンド・スペクトルの予測の際は、主機及びディーゼル発電機の単体運転時の予測値を用いるため、一般航走時の予測値と発電機単体運転時の予測値のdB差をとり主機単体運転時の予測値を求め、予測を行う。本方法に従ってエンジン・ケーシング内のオクターブ・バンド・スペクトルを予測する際の様式(3)を以下に示す。

表2.3.4 様式(3)

| 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 | 航走時騒音レベル予測値 | | | | | | | | | |
| ② | 発電機単体運転時騒音レベル予測値 | | | | | | | | | |
| ③ | ①-②のdB差 主機データ | | | | | | | | | |
| ④ | ②騒音レベル代表パターンで展開 | X | | | | | | | | |
| ⑤ | ③ " | X | | | | | | | | |
| ⑥ | ④+⑤のdB和 | X | | | | | | | | |
| ⑦ | ⑥のケーシング内補正 | X | | | | | | | | |
| ⑧ | ⑦A特性補正 | X | | | | | | | | |
| ⑨ | ⑧のdB和 | | | | | | | | | |
| ⑩ | (⑦+(①-⑨))予測値 | / | | | | | | | | |

⑦⑧の各補正值及び代表パターンは昨年度報告書参照のこと。

④⑤は同型主機発電機の同型機種のデータがある場合は、昨年度報告書様式1により算出のこと。

2.3.6 実験船に対する予測法の適用

以上に述べた予測法を実験船の通常航海時に適用してみる。予測法が、主として特別な低騒音化対策のなされていない実船計測値を元にして成立したものであるため、未対策船に対してはかなり良い合致が得られたが、対策船に対しては予想外の結果が得られた向きもある。

このような対策船での結果を一般化する前には、更に実船データの積み重ねが必要であると考えられるので、本報では、一つの事例として、特徴的な事実の解釈の仕方と、その予測法への適用についての示唆を試みる程度に止める。

(1) オーバーオールレベル

実験船に対する予測法の適用を表2.3.5に、また、予測結果と実測値を対比したものを表2.3.6、更に実測値と予測値の差異に対する評価を表2.3.7に示す。

表2.3.5 実験船に対する予測法の適用
(通常航海時オーバーオールレベル)

| 場所 | 項目 | 未対策船 | 対策船 |
|-----------------------------|--|---|---|
| 機 関 室 (一 般) | 音源 PWL 主機 P_1 (出力 8250 PS) 発電機 P_2 (430 KW) みかけ室定数 主機に対し : R_1 発電機に対し : R_2 | 122.3 dB(A) 線音源の中心は主機シリンド頂部中心線上にあるものとみなす 122.5 dB(A) 5,000 m ² 13,000 m ² | 122.3 dB(A) 全左 106.5 dB(A) } 全左 |
| エンジンケイシング内 | みかけ室数の算定 S_1 / S_3 R_1 / R_3 R_3 R'_1 音源からの直接音 [注] | 2.78 3.4 (図2.3.2) 1,300 4,400 m ² なし 1) Aデッキより上部のみをケーシング、上甲板レベルは機関室内(一般)と想定 (昨年度報告書(その1) 図1.2.2参照) 2) R_1 は通常航海時発電機の影響を主機のみで代表させる、簡易計算法を適用する | 1,300 5,000 m ² なし 1) 全左 2) 発電機は、充分な防音と防振によりその影響が、主機のそれに対し、無視し得るレベルまで低下したものと 考え(52年度報告書その1、表1.4.6参照)機関室としては主機のみがその音源であるとして取扱う。 3) 機関室(一般)のみかけ室定数が変わってもケーシング内の室定数そのものは変わら |

| 場所 | 項目 | 未対策船 | 対策船 | |
|-------|-------------------|------------------------------|---|--|
| | | ないものとして取扱う。 | | |
| 制御室 | 標準遮音度 RL | 25 dB (グレードII) | 25 dB (グレードII) | |
| | D/G位置補正 CA | 0.43dB (11.5 m) | — | |
| | 主機出力補正 CV | 1.05dB (8,250 PS) | 1.05 dB (8,250 PS) | |
| | 露出面積比補正 CS | -1.17dB (比 0.76) | -1.17 dB (比 0.76) | |
| | 部屋防振補正 CR | — | — | |
| 工作室 | 標準遮音度 RL | 20 dB (グレードIa) | 20 dB (グレードIa) | |
| | D/G位置補正 CA | 0.71dB (7 m) | — | |
| | 主機出力補正 CV | 1.05dB (8,250 PS) | 1.05 dB (8,250 PS) | |
| | 露出面積比補正 CS | -0.55dB (比 0.88) | -0.55 dB (比 0.88) | |
| | 部屋防振補正 CR | — | — | |
| 倉庫 | 標準遮音度 RL | — | 25 dB (グレードII) | |
| | D/G位置補正 CA | — | — | |
| | 主機出力補正 CV | — | 1.05 dB (8,250 PS) | |
| | 露出面積比補正 CS | — | -0.44 dB (比 0.9) | |
| | 部屋防振補正 CR | — | 5 dB (独立防振) | |
| 発電機近傍 | 表2.3.2による面音源近傍の補正 | 特に行なわない | 2ND DECK の計測点1, 2, 3, 4については、防音ケーシング面より30cmの距離で測ったとして、D/GのPWLを7dB減じて計算を行った。 | |
| 軸室 | 軸室としての+4dB補正 | LOWER FLOORの計測点3および7について補正する | 同左 | |

表 2.3.6 実験船に於ける予測値と実測値の関係

(オーバーオール, dB-A, 通常航海時)

| D K | 番 号 | 未 対 策 船 | | | | 対 策 船 | | | | 実測値 (対 策 - 未 対策) | 備 考 | | |
|-----------|--------|---------|-------|-------------|-------------|-------|-------|----------------------|---------------------|---------------------------|--------|-----|--|
| | | 予 测 値 | | 実 測 値 | 予 测 - 実測 | 予 测 値 | | 実 測 値 | 予 测 - 実測 | | | | |
| | | 計 算 | 補 正 | | | 予 测 値 | 計 算 | 補 正 | 予 测 値 | | | | |
| エンジンケーシング | D 9 | 91.1 | | 91.1 | 87 | 4.1 | 91.0 | | 91.0 | 81 | 10.0 | 6 | |
| | D 10 | " | | " | 100 | - 8.9 | " | | " | 101 | - 10.0 | - 1 | |
| | C 11 | " | | " | 99 | - 7.9 | " | | " | 96 | - 5.0 | 3 | |
| | C 16 | " | | " | 89 | 2.1 | " | | " | 80 | 11.0 | 9 | |
| | C 17 | " | | " | 91 | 0.1 | " | | " | 87 | 4.0 | 4 | |
| | B 16 | " | | " | 92 | - 0.9 | " | | " | 81 | 10.0 | 11 | |
| | B 17 | " | | " | 93 | - 1.9 | " | | " | 85 | 6.0 | 8 | |
| | A 16 | " | | " | 92 | 0.9 | " | | " | 82 | 9.0 | 10 | |
| | UPP 9 | 97.9 | | 97.9 | 100 | - 2.1 | 97.0 | | 97.0 | 96 | 1.0 | 4 | |
| | UPP 10 | 98.8 | | 98.8 | 100 | - 1.2 | 97.5 | | 97.5 | 97 | 0.5 | 3 | |
| 機関室 | 1 | 100.2 | | 100.2 | 102 | - 1.8 | 97.6 | - 0.7 | 96.9 | 94 | 2.9 | 8 | |
| | 2 | 107.6 | | 107.6 | 106 | 1.6 | 95.5 | - 1.2 | 94.3 | (99) (667) | 4.3 | 16 | |
| | 3 | 104.9 | | 104.9 | 106 | - 1.1 | 94.7 | - 1.9 | 93.0 | 90 | 3.0 | 16 | |
| | 4 | 107.6 | | 107.6 | 108 | - 0.4 | 96.0 | - 2.1 | 93.9 | 91 | 2.9 | 17 | |
| | 5 | 104.2 | | 104.2 | 102 | 2.2 | 103.9 | | 103.9 | 102 | 1.9 | 0 | |
| | 2 6 | 103.7 | | 103.7 | 99 | 4.7 | 103.2 | | 103.2 | 96 | 7.2 | 3 | |
| | 7 | 98.1 | -24.7 | 73.4 | 72 | 1.4 | 97.4 | 25.1 | 72.3 | 71 | 1.3 | 1 | |
| | N 8 | 98.1 | | 98.1 | 97 | 1.1 | 97.4 | | 97.4 | 97 | 0.4 | 0 | |
| | N 9 | 99.5 | -18.8 | 80.7 | 77 | 3.7 | 98.6 | 19.5 | 79.1 | 76 | 3.1 | 1 | |
| | D 10 | 97.3 | | 97.3 | 93 | 4.3 | 96.1 | (29.4) (667) | (99) (66) | (6.7) (0.7) | 3.1 | 3 | |
| | D 11 | 101.3 | | 101.3 | 96 | 5.3 | 100.6 | (29.4) (71.2) | (100.8) (95) | (5.6) (6.2) | 1 | 1 | |
| | D 12 | 98.2 | | 98.2 | 95 | 3.2 | 95.4 | (29.4) (66) | (95.4) (65) | (4.4) (1.0) | 4 | 4 | |
| | D 13 | | | | 92 | | | | | 64 | | 28 | |
| | D 14 | 99.9 | | 99.9 | 97 | 2.9 | 99.4 | | 99.4 | 96 | 3.4 | 1 | |
| | D 15 | 99.5 | | 99.5 | 99 | 0.5 | 98.6 | | 98.6 | 95 | 3.6 | 4 | |
| | D 16 | 102.4 | | 102.4 | 98 | 4.4 | 101.3 | | 101.3 | 93 | 8.3 | 5 | |
| | D 17 | | | | 101 | | | | | 98 | | 3 | |
| 閑室 | 5 | 100.3 | | 100.3 | 98 | 2.3 | 98.2 | | 98.2 | 96 | 2.2 | 2 | |
| | 6 | 99.6 | | 99.6 | 97 | 2.6 | 98.8 | | 98.8 | 97 | 1.8 | 0 | |
| | 7 | 99.7 | | 99.7 | 103 | - 3.3 | 97.8 | | 97.8 | 102 | - 4.2 | 1 | |
| | 3 8 | | | 101 | | | | | | 98 | | 3 | |
| | 9 | 102.6 | | 102.6 | 100 | 2.6 | 99.0 | | 99.0 | 99 | 0 | 1 | |
| | R 10 | 99.7 | | 99.7 | 99 | 0.7 | 98.4 | | 98.4 | 101 | - 2.6 | - 2 | |
| | D 11 | 99.2 | | 99.2 | 97 | 2.2 | 97.2 | | 97.2 | 95 | 2.2 | 2 | |
| | D 12 | 99.3 | | 99.3 | 98 | 1.3 | 98.4 | | 98.4 | 96 | 2.4 | 2 | |
| | D 13 | 100.6 | | 100.6 | 102 | - 1.4 | 97.0 | | 97.0 | 100 | - 3.0 | 2 | |
| | D 14 | 99.1 | | 99.1 | 98 | 1.1 | 97.8 | | 97.8 | 97 | 0.8 | 1 | |
| | D 15 | 95.0 | | 95.0 | 90 | 5.0 | 93.6 | | 93.6 | 91 | 2.6 | - 1 | |
| | D 16 | 95.0 | | 95.0 | 93 | 2.0 | 93.5 | | 93.5 | 91 | 2.5 | 2 | |
| | L 1 | 96.8 | | 96.8 | 100 | - 3.2 | 95.7 | | 95.7 | 99 | - 3.3 | 1 | |
| | L 2 | 97.7 | | 97.7 | 98 | - 0.3 | 96.5 | | 96.5 | 98 | - 1.5 | 0 | |
| | O 3 | 97.6 | + 4 | 101.6 | 103 | - 1.4 | 95.1 | + 4 | 99.1 | 101 | - 1.9 | 2 | |
| | W 4 | 97.8 | | 97.8 | 100 | - 2.2 | 96.5 | | 96.5 | 99 | - 2.5 | 1 | |
| | E 5 | 96.1 | | 95.1 | 96 | - 0.9 | 93.8 | | 93.8 | 95 | - 1.2 | 1 | |
| | R 6 | 95.2 | | 95.2 | 97 | - 1.8 | 93.8 | | 93.8 | 95 | - 1.2 | 2 | |
| | R 7 | 97.7 | + 4 | 101.7 | 103 | - 1.3 | 93.5 | + 4 | 97.5 | 99 | - 1.5 | 4 | |

| 対策船 | |
|-----|----|
| 番号 | 実測 |
| 1 | 97 |
| 2 | 95 |
| 3 | 97 |
| 4 | 96 |

(未対策船は未測定)

表 2.3.7 実測値と予測値の差異に対する評価

| 場所 | 未対策船 | 対策船 |
|-----------|---|---|
| 機関室（一般） | <p>1) 主機過給機の船首側と、船尾側でかなりのレベル差あり、特に船尾側（タービン側）では予測値は実測値を大きく上回る。（2 ND - 5 to 6）</p> <p>2) エンジンストア周囲外部（2 ND - 10, 11, 12）はいづれも予測値が実測値を大きく上回った。対策船と未対策船ではストア壁の構造が全く異なるにもかかわらず、ほとんど同じ傾向を示している。10及び12は物蔭の影響といい得るが、11については説明が困難。</p> <p>3) 2 ND DK エンジンオープニング周辺の点（14, 15, 16, 11）がいづれも予測値の方が大きな値を与えており、本船の主機過給機は低騒音型METであるが、それが今回の予測法の基礎となった他船データに比べてどのような効果を出したかは明らかではない。3 RD DK以上の予測値が全体的に大きめに出ている点から見て或いは音源強度として幾分低く評価すべきであったかも知れない。</p> <p>4) 主機械と発電機の両方が影響し合う3 RD - 7, LOW - 3 は実測値が予測値を上回った。発電機の固体音、空気音がほとんど無視し得る対策船でも同じ傾向があることは、主機本体または近くのランサのためというべきであろうか。主機船首側近傍のLOW - 1 からも同様のことがいえる。（ただし、LOW - 3 に軸室としての補正を加えれば±3 dBの範囲に収まる）</p> <p>5) 主機過給機出口トランクの防音材増厚（50mm → 75mm）は3 RD - 9, 10, 14のデータから見る限り防音上ほとんど効果は無かったといえる。</p> <p>6) LOWER FLOORでは、一般に実測値が予測値を上回っており、他の場所での全般的傾向と逆になっているが、これは、主機械をシリンダ頂部の線音源として取扱ったのに対し、現実にはクランクケース等が、面音源として作用しているためと考えられる。</p> | |
| エンジンケーシング | <p>1) D - 10及びD - 11は、機関室通風機空気取り口（ファンルーム）の近傍であるため他の場所より 8 ~ 9 dB 騒音レベルが上昇している。</p> <p>2) C - 17, B - 17は右舷通風トランク近傍であるため、そのような影響が無いと考えられる場所より 1 ~ 2 dB 高い計測値が得られている。</p> <p>3) デッキのレベルが上がるにつれて騒音レベルも低下する傾向が見受けられる。現在の予測法では省略されている機関室内拡散音のケーシング内での拡散過程に関する理論的取扱いの必要性が認められる。</p> <p>4) 上記の諸点を除けば、本船が比較的理論モデルに近いこともあってか予測値は実測値によく合致している。</p> | <p>1) ファンルームはケーシング内の大きな騒音源となる可能性があるだけでなく、内面に防音工事をしてもケーシング内にはほとんど効果は無い。</p> <p>2) 低騒音型ファンの採用は、ファン及び通風ダクト近傍に対しては数dBの効果を出している。この効果は、ケーシング内騒音レベルが低下するにつれて重要になって来る性格のものである。</p> <p>3) 特異点を除いたケーシング内実測値は予測値に対し、6 ~ 11 dB(A) 低い結果となつたがこれは、現在の予測法からは説明できない。発電機の防振支持により固体音が遮断された影響としか考えられない。</p> |

(2) オクターブ・バンド・スペクトル

昨年度報告書に記載のオクターブ・バンド・スペクトル予測法を未対策船、対策船に適用した結果を以下に示す。

(a) 予測値のベースとなる諸数値

予測値に際しては、各音源のパワーレベル、室定数として下記の値を使用した。

| | 未対策船 | 対策船 |
|--------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 主機馬力 8250 PS | $P_1 = 122.3 \text{ dB(A)}$ | $P_1 = 122.3 \text{ dB(A)}$ |
| | $R_1 = 5000 \text{ m}^2$ | $R_1 = 5000 \text{ m}^2$ |
| 発電機出力 430 KW | $P_2 = 122.5 \text{ dB(A)}$ | $P_2 = 106.5 \text{ dB(A)}$ |
| | $R_2 = 13000 \text{ m}^2$ | $R_2 = 13000 \text{ m}^2$ |

オクターブ・バンド・スペクトルへの展開は、SR 156、昭和52年度報告書2.3.3、(2)(e)に記載の代表パターンを使用した。対策船の発電機に対しては防音ケーシングによるパターンの変化(2.4.2(2)(d))を用いた。

(b) 上記の諸数値を用いて、防音設計上スペクトル展開の必要性の高い、以下の点について予測を行う。

- a) 制御室外側
- b) 上甲板裏側
- c) エンジンケーシング内

予測値と実測値の比較を表2.3.8、2.3.9及び図2.3.15に示す。

予測法を適用した結果、制御室外側及び上甲板裏側については、実用上充分な程度のスペクトル・パターンが再現できるが、エンジン・ケーシング内ではかなりのばらつきもみられる。これは、エンジン・ケーシング内では、機関室の音源（主機及びディーゼル発電機）の影響度が低下し、排気ダクト、通風機などの影響や、機関室からの二次固体音が無視できなくなるためと思われる。

表2.3.8 未対策船オクターブ・バンド・スペクトル予測値と実測値の比較

| 個所 | 諸元 | 騒音レベル dB(A) | オクターブ・バンド分析(HZ)特性FLAT | | | | | | | | 備考 |
|------------|------------------------|----------------|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| | | | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 | |
| 制御室外側 | ① 予測値 | 98.1 | 94.5 | 94.4 | 93.8 | 94.9 | 93.3 | 91.5 | 85.8 | 76.4 | 2ND - ⑧ |
| | ② 実測値 | 97 | 98 | 95 | 92 | 93 | 92 | 93 | 86 | 74 | |
| | ③ 予測値のdB(A)補正 (2-3) | (-1.1) | 93.4 | 93.3 | 92.7 | 93.8 | 92.2 | 90.4 | 84.7 | 75.3 | |
| | ④ 予測誤差 | | 4.6 | 1.7 | -0.7 | -0.8 | -0.2 | 2.6 | 1.3 | -1.3 | |
| 上甲板裏側 | ① 予測値 | 97.9 | 94.2 | 94.2 | 93.6 | 94.8 | 93.1 | 91.3 | 85.6 | 76.1 | UPP - ⑨ |
| | ② 実測値 | 100 | 91 | 95 | 93 | 93 | 93 | 94 | 93 | 79 | |
| | ③ 予測値のdB(A)補正 (3-2) | (+2.1) | 96.3 | 96.3 | 95.7 | 96.9 | 95.2 | 93.4 | 87.7 | 78.2 | |
| | ④ 予測誤差 | | -5.3 | -1.3 | -2.7 | -3.9 | -2.2 | +0.6 | +5.3 | +0.8 | |
| エンジンケーシング内 | ① 予測値 | 91.1 | 91.4 | 89.4 | 87.1 | 88.1 | 86.4 | 84.6 | 76.8 | 65.3 | A - ⑯ |
| | ② 実測値 | 92 | 93 | 94 | 91 | 92 | 83 | 80 | 76 | 68 | |
| | ③ 予測値のdB(A)補正 (0.9) | (+0.9) | 92.3 | 90.3 | 88.0 | 89.0 | 87.3 | 85.5 | 77.7 | 66.2 | |
| | ④ 予測誤差 | | -0.7 | 3.7 | 3.0 | 3.0 | -4.3 | -5.5 | -1.7 | 1.8 | |

表 2.3.9 対策船オクターブ・バンド・スペクトル予測値と実測値の比較

| 個所 | 諸元 | 騒音レベル dB(A) | オクターブ・バンド分析 (Hz) 特性 FLAT | | | | | | | | 備考 |
|----------|---------------|-------------|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|---------|
| | | | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 | |
| 制御室外側 | ① 予測値 | 97.4 | | 94.1 | 92.4 | 93.7 | 92.5 | 91.1 | 85.6 | | |
| | ② 実測値 | 97 | 96 | 93 | 91 | 90 | 88 | 90 | 84 | 72 | 2ND - ⑧ |
| | ③ 予測値のdB(A)補正 | (-0.4) | | 93.7 | 92.0 | 93.3 | 92.1 | 90.7 | 85.2 | | |
| | ④ ② - ③ 予測誤差 | | | -0.7 | -1.0 | -3.3 | -4.1 | -0.7 | -1.2 | | |
| 上甲板裏側 | ① " | 97.0 | | 93.7 | 92.2 | 93.3 | 92.1 | 90.7 | 85.3 | | |
| | ② " | 96 | 91 | 91 | 90 | 90 | 90 | 93 | 84 | 74 | UPP - ⑨ |
| | ③ " | (-1.0) | | 92.7 | 91.2 | 92.3 | 91.1 | 89.8 | 84.4 | | |
| | ④ " | | | -1.7 | -1.2 | -1.3 | -1.1 | +3.2 | -0.4 | | |
| エケンジシング内 | ① " | 91.0 | | 89.8 | 86.0 | 87.3 | 86.2 | 84.8 | 79.3 | | |
| | ② " | 82 | 89 | 86 | 81 | 77 | 75 | 75 | 69 | 60 | A - ⑯ |
| | ③ " | (-9.0) | | 80.8 | 77.0 | 78.3 | 77.2 | 75.8 | 70.3 | | |
| | ④ " | | | -5.2 | 4.0 | -1.3 | -2.2 | -0.8 | -1.3 | | |

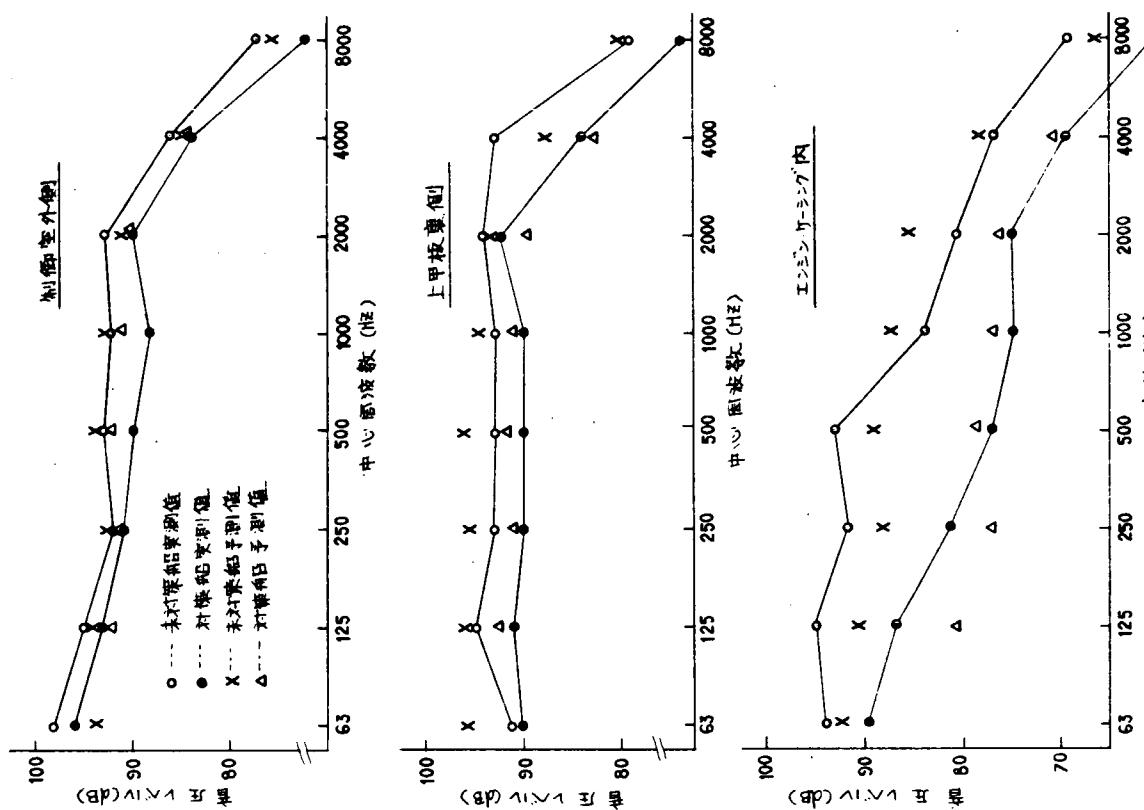


図 2.3.15 実験船におけるオクターブ・バンド・スペクトル実測値と予測値の比較

あとがき

まえがきで述べたように、昭和49年度から続いた本研究部会はこれをもって終了することとなっている。その間に実施されたほう大な研究内容は必ずや今後の船舶設計に利用され、騒音制御に大いに貢献することと信ずる。

しかし、今回の研究は船内騒音研究への最初の本格的な試みであり、当然ながら今後引続いて研究を続けてゆかねばならないが、現時点で考えられる問題点を要約すれば次のようなものがあげられよう。

- 1) 船舶の騒音制御についての設計上の手法、即ちより精度のある騒音予測法（特に闇体伝搬音）と有効な騒音防止対策の研究。
- 2) 低コストで最大効果をあげうる騒音低減法の研究。
- 3) 主要音源機器（主機を含む）の低騒音化の研究。
- 4) 現場工作法を考慮した騒音低減法の研究。

これらの研究課題は今後予想される船舶居住性向上の要求に応じて逐次解決してゆかねばなるまい。