日本船舶振興会昭和51年度補助事業
〝船内騒音に関する調査研究〞

研究資料 No. 270

第156研究部会

船内騒音に関する調査研究

報　告　書

昭和52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，関係文献の調査，防音材料等の調査，船体部の騒音源・固体伝搬音・空気伝搬音等に関する実験的研究，機関室内機器の固体伝搬音・空気伝搬音対策，機関制御室等の減音対策等について，実験的研究及び調査を行つたものである。（5か年計画の第3年度）

はしがき

本報告書は，日本船舶振興会の昭和51年度補助事業「船内騒音に関する調査研究」として日本造船研究協会が第156研究部会においてとりまとめたものである。

第156研究部会委員名簿（敬称略，順不同）

部会長	小山永敏	（横浜国立大学）		
副部会長	栖原二郎	（九州大学）		
幹事長	岸　康太郎	（三井造船）		
幹事	伊藤　哲	（佐世保重工業）	井上伸二	（日立造船）
	池田一夫	（神戸製鋼所）	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）
	梶　高樹	（日本鋼管）	中野美樹	（石川島播磨重工業）
	川島忠夫	（日本鋼管）	真田　茂	（東京商船大学）
	柴田　清	（石川島播磨重工業）	洲崎　薫	（川崎重工業）
	勢力良美	（日立造船）	辻埜桂治	（川崎重工業）
	富田正男	（石川島播磨重工業）	中野有朋	（石川島播磨重工業）
	永野　侃	（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）
	松崎義一	（日本郵船）	水野一二	（日本鋼管）
	米田正春	（住友重機械工業）	小池金広	（山下新日本汽船）
	西山準一	（三菱重工業）	浜田　績	（日本郵船）
委員	秋元　修	（日本鋼管）	我孫子　功	（楢崎造船）
	伊藤剛平	（日本造船工業会）	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）	桑原　衛	（臼杵鉄工所）
	佐川修一	（来島どっく）	笹路真三	（日本海事協会）
	佐藤義一	（函館ドック）	杉野　進	（日本海事協会）
	中川秀美	（名村造船所）	出口暢昭	（住友重機械工業）
	藤崎鴻之輔	（石原造船所）	平山伝治	（赤阪鉄工所）
	水ノ上和男	（尾道造船）	宮崎敬一	（山下新日本汽船）
	米倉邦彦	（三菱重工業）	毛利武弘	（大阪商船三井船舶）

調査分科会

分科会長	中村彰一	（大阪大学）		
幹事長	広渡智雪	（日立造船）		
委員	伊藤　哲	（佐世保重工業）	遠藤節男	（三菱重工業）
	梶　高樹	（日本鋼管）	菊池省吾	（三井造船）
	黒田　耕	（三井造船）	辻埜桂治	（川崎重工業）

	外山正登	(石川島播磨重工業)	清水信男	(住友重機械工業)
	吉川隆久	(住友重機械工業)	毛利武弘	(大阪商船三井造船)
	川島忠夫	(日本鋼管)		

調査分科会ワーキンググループ1

リーダー	広渡智雪	(日立造船)		
メンバー	遠藤節男	(三菱重工業)	辻埜桂治	(川崎重工業)
	外山正登	(石川島播磨重工業)		

調査分科会ワーキンググループ2

リーダー	梶　高樹	(日本鋼管) 51年10月まで		
	伊藤　哲	(佐世保重工業) 51年11月より		
メンバー	伊藤　哲	(佐世保重工業)	菊池省吾	(三井造船)
	黒田　耕	(三井造船)	吉川隆久	(住友重機械工業)
	清水信男	(住友重機械工業)	川島忠夫	(日本鋼管)

船体分科会

分科会長	栖原二郎	(九州大学)		
幹事長	柴田　清	(石川島播磨重工業)		
委員	有田雅彦	(名村造船所)	井上伸二	(日立造船)
	井上正世	(住友重機械工業)	猪之鼻春己	(大阪造船所)
	入江良彦	(三菱重工業)	悦勝三次	(佐野安船渠)
	大倉　清	(三菱重工業)	小黒英男	(船舶技術研究所)
	春日陽来	(函館ドック)	岸　康太郎	(三井造船)
	笹路真三	(日本海事協会)	高橋晃清	(佐世保重工業)
	田渕一郎	(三井造船)	徳永昭典	(石川島播磨重工業)
	富田正男	(石川島播磨重工業)	中野有朋	(石川島播磨重工業)
	永野　侃	(昭和海運)	橋本武幸	(三菱重工業)
	福沢　清	(三菱重工業)	三浦和彦	(川崎重工業)
	三橋邦宏	(三井造船)	池田一夫	(神戸製鋼所)
	吉久英昭	(日立造船)	吉見一彦	(日本鋼管)

船体分科会ワーキンググループ1

リーダー	柴田　清	(石川島播磨重工業)		
メンバー	井上正世	(住友重機械工業)	笹路真三	(日本海事協会)
	田渕一郎	(三井造船)	永野　侃	(昭和海運)
	前田修介	(日本鋼管)	松永一夫	(函館ドック)

船体分科会ワーキンググループ2

リーダー	入江良彦	(三菱重工業)		
メンバー	高橋晃清	(佐世保重工業)	橋本武幸	(三菱重工業)
	三橋邦宏	(三井造船)		

船体分科会ワーキンググループ3

リーダー	井上伸二	(日立造船)		
メンバー	有田雅彦	(名村造船所)	猪之鼻春己	(大阪造船所)
	悦勝三次	(佐野安船渠)	大倉清	(三菱重工業)
	徳永昭典	(石川島播磨重工業)	三浦和彦	(川崎重工業)
	吉久英昭	(日立造船)	杉山俊雄	(川崎重工業)

機関分科会

分科会長	真田茂	(東京商船大学)		
幹事長	岡本善三	(三菱重工業)		
委員	赤松克児	(三菱重工業)	大隅三彦	(下田船渠)
	瓜生三郎太	(佐世保重工業)	奥山孝志	(日本中型造船工業会)
	奥村克二	(名村造船所)	中野美樹	(石川島播磨重工業)
	佐藤義一	(函館ドック)	佐川修一	(来島どっく)
	杉野進	(日本海事協会)	塩木研二	(佐野安船渠)
	勢力良美	(日立造船)	洲崎薫	(川崎重工業)
	平田栄	(三井造船)	鳥井田達男	(大阪造船所)
	松崎義一	(日本郵船)	平山伝治	(赤阪鉄工所)
	水ノ上和男	(尾道造船)	水野一二	(日本鋼管)
	浜田績	(日本郵船)	米田正春	(住友重機械工業)

機関分科会ワーキンググループ1

リーダー	中野美樹	(石川島播磨重工業)		
メンバー	大埜邦治	(石川島播磨重工業)	駒宮秀雄	(函館ドック)
	浜田幸男	(住友重機械工業)	村上健	(三菱重工業)
	矢野昭利	(三井造船)		

機関分科会ワーキンググループ2

リーダー	米田正春	(住友重機械工業)		
メンバー	池内皎隆	(日本鋼管)	越智義夫	(石川島播磨重工業)
	大賀淳平	(住友重機械工業)	日塔捷二	(三井造船)
	服部一男	(日本鋼管)	平山伝治	(赤阪鉄工所)
	松田正康	(住友重機械工業)	村上健	(三菱重工業)

機関分科会ワーキンググループ3

リーダー	洲崎　薫	(川崎重工業)		
メンバー	赤松克児	(三菱重工業)	真田政信	(日本鋼管)
	塩木研二	(佐野安船渠)	田内輝茂	(名村造船所)
	内田誠一郎	(川崎重工業)	古高久志	(川崎重工業)

機関分科会ワーキンググループ4

リーダー	勢力良美	(日立造船)		
メンバー	瓜生三郎太	(佐世保重工業)	鳥井田達男	(大阪造船所)
	前田健一	(三菱重工業)		

総合対策分科会

分科会長	栖原二郎	(九州大学)		
幹事長	岡本善三	(三菱重工業)		
委員	赤木新介	(三菱重工業)	赤松克児	(三菱重工業)
	伊藤　哲	(佐世保重工業)	小池金広	(山下新日本汽船)
	柴田　清	(石川島播磨重工業)	島本幸次郎	(三菱重工業)
	洲崎　薫	(川崎重工業)	西山準一	(三菱重工業)
	野原秀乃佑	(山下新日本汽船)	広渡智雪	(日立造船)
	水野一二	(日本鋼管)	三橋邦宏	(三井造船)
	柚木茂登	(山下新日本汽船)	米田正春	(住友重機械工業)

船内騒音に関する調査研究

目　　次

1. まえがき …… 1
2. 文献などによる調査 …… 1
2.1 騒音関係文献調査 …… 1
2.2 防音材などの調査 …… 2
2.2.1 防振台 …… 2
2.2.2 配管支持材 …… 3
2.2.3 軸接手 …… 4
2.2.4 振動遮断構造（受音室側） …… 5
2.3 特定文献の詳細検討 …… 6
3. 船体部騒音源の研究 …… 7
3.1 居住区単体機器騒音源の実船計測 …… 7
3.1.1 調査対象 …… 8
3.1.2 計測方法 …… 8
3.1.3 計測結果と考察 …… 8
3.1.4 騒音対策 …… 15
3.1.5 まとめ及び今後に残された課題 …… 26
4. 船体関係固体伝搬音の研究 …… 28
4.1 固体音の伝達損失の研究 …… 29
4.1.1 単純板構造モデルによる伝達損失推定法の検討 …… 29
4.1.2 居住区スケールモデルによる実験 …… 54
4.1.3 音源寄与度分離の実船実験 …… 74
4.2 固体音の遮断・減衰 …… 93
4.2.1 内装壁の振動伝達特性 …… 93
4.3 実船計測及びデータの解析 …… 106
4.3.1 固体音の低減手法 …… 106
4.3.2 船体部実船データの解析 …… 118
4.4 固体音の低減手法 …… 125
4.4.1 船体部固体音低減の予備検討 …… 125
4.5 船体部固体伝搬音のまとめと今後の問題点 …… 144
4.5.1 研究項目相互の関連と成果のまとめ …… 144
4.5.2 今後の問題点 …… 146
5. 船体関係空気伝搬音の研究 …… 147
5.1 各種防音構造の透過損失の測定 …… 147
5.1.1 防音構造の透過損失の実測 …… 147

5.2 各種吸音材の吸音特性の研究 …… 161
5.2.1 各種内装材の吸音率の測定 …… 161
5.2.2 吸音率に於けるグラスウールとロックウールの比較 …… 166
5.3 固体振動による二次発生音の研究 …… 169
5.3.1 放射効率の測定 …… 169
5.4 空気伝搬音の解析 …… 178
5.4.1 内装構造の遮音度の測定 …… 178
5.4.2 室内平均吸音率の測定 …… 185
5.5 まとめ及び今後に残された問題 …… 194
6. 機関室内単体機器の固体音対策の研究 …… 196
6.1 供試ディーゼル発電機の防振計画 …… 196
6.1.1 防振ゴムの特徴 …… 196
6.1.2 防振ゴムの材質 …… 196
6.1.3 防振理論 …… 197
6.1.4 防振支持設計理論 …… 197
6.1.5 防振支持設計法 …… 198
6.2 計測要領および解析方法 …… 204
6.2.1 低周波数域振動計測 …… 204
6.2.2 音響域振動計測 …… 205
6.2.3 騒音計測 …… 206
6.3 ディーゼル発電機防振効果確認陸上試験 …… 207
6.3.1 計測状態 …… 207
6.3.2 低周波数域振動計測結果 …… 208
6.3.3 音響域振動計測結果 …… 214
6.4 ディーゼル発電機防振効果確認船上試験 …… 220
6.4.1 計測状態 …… 220
6.4.2 低周波数域振動計測結果 …… 221
6.4.3 音響域振動計測結果 …… 232
6.4.4 騒音計測結果 …… 236
6.5 陸上試験と船上試験の関係 …… 259
6.5.1 低周波数域振動 …… 259
6.5.2 音響域振動 …… 259
6.6 まとめ …… 271
6.7 今後の問題点 …… 271
7. 機関室内単体機器の空気音対策の研究 …… 273
7.1 単体機器減音対策 …… 273
7.1.1 主機関の空気音減音対策 …… 273
7.1.2 発電機関の排気音減音対策 …… 284
7.1.3 強圧送風機の空気音減音対策 …… 290
7.2 機関室空気音対策 …… 296

7.2.1 ファン艤装品についての調査研究 …… 296
7.2.2 船橋および居住区暴露部の騒音分布について …… 307
7.3 空気音対策設計指針 …… 311
7.3.1 主機関についての設計指針 …… 312
7.3.2 発電機ディーゼル機関についての設計指針 …… 315
7.3.3 ファンについての設計指針（ファン艤装品及びファン単体） …… 318
7.4 今後の問題点 …… 321
8. 機関制御室・工作室の減音対策 …… 322
8.1 制御室・工作室内騒音予測法について …… 322
8.1.1 防音室の騒音レベル算出基礎式 …… 322
8.1.2 実船における騒音予測 …… 323
8.1.3 実船計測データによる固体音，空気音の割合の算出について …… 323
8.1.4 騒音予測計算例 …… 325
8.1.5 問題点 …… 327
8.2 防音（防熱）構造標準 …… 327
8.2.1 室内騒音レベルの目標値 …… 327
8.2.2 防音構造の考え方 …… 328
8.2.3 防音材 …… 330
8.2.4 機関制御室及び工作室の騒音 …… 333
8.2.5 減音対策 …… 336
8.2.6 標準構造 …… 338
8.2.7 騒音レベルの改善 …… 343
8.2.8 防音（防熱）構造の熱貫流率 …… 345
8.2.9 問題点 …… 346
9. 機関室内空気音の予測について …… 349
9.1 機関室内の騒音予測法 …… 349
9.1.1 予測の条件 …… 350
9.1.2 使用記号の説明 …… 351
9.1.3 予測手順 …… 351
9.1.4 機関室内の騒音レベル予測のフローチャート …… 356
9.1.5 諸事項決定のいきさつ …… 356
9.2 予測法の実用例と実船実測結果 …… 357
9.2.1 計測対象船の種類及び主要目 …… 357
9.2.2 予測法の実用例 …… 357
9.2.3 予測と実測の比較 …… 361
9.3 予測法設定のための解析 …… 365
9.3.1 点音源からの理論距離減衰式 …… 365
9.3.2 音源から受音点までの距離の算出法 …… 368
9.3.3 供試船データの解析手順 …… 371
9.3.4 供試船データの解析例 ― J船の場合 ― …… 375

9. 3. 5　供試船データの解析結果 …… 375
9. 3. 6　解析結果の妥当性についての検討 …… 377
9. 4　機関室内騒音分布予測法の考察 …… 389
9. 4. 1　実船計測結果にもとづく考察 …… 389
9. 4. 2　ケーシング内騒音予測についての考察 …… 391
9. 4. 3　機関室内騒音予測法の考察 …… 393
9. 5　今後の課題 …… 394
10　昭和52年度実船総合実験計画 …… 396
10.1　活動概況 …… 396
10.1.1　総合対策分科会（SC4）開催状況 …… 396
10.2　組織構成 …… 396
10.2.1　総合対策分科会（SC4）の新設 …… 396
10.2.2　昭和52年度組織 …… 397
10.2.3　昭和53年度組織 …… 397
10.3　実船総合実験供試船 …… 398
10.3.1　供試船主要目 …… 398
10.4　実船総合実験 …… 398
10.4.1　騒音対策船と未対策船との対比計測 …… 398
10.4.2　実船総合実験項目 …… 398
10.5.　昭和52年度以降の研究計画 …… 399
11.　船内騒音に関する研究の今後の問題点 …… 400
11.1　騒音源について …… 400
11.2　伝搬および伝搬経路に関するもの …… 400
11.3　音響放射率，透過損失などについて …… 401
11.4　その他 …… 401

1. まえがき

本研究部会は，船舶の騒音に影響をおよぼすと考えられる諸種の因子について実験的，理論的な検討を行い，船内騒音の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，将来は設計初期に新造船の騒音レベルを予測できるような方法を見出して，騒音の少ない居住環境のすぐれた船を計画できるようにすることを研究の目的としている。

しかし，船舶の騒音に影響をおよぼす因子は，極めて複雑多岐に亘るので，これらすべてを明らかにして，上記の目的を達成するためには，組織的且つ綜合的な調査研究が必要である。第156研究部会ではこれらの諸問題をできるだけ短期間に効率よく解明するために，昭和49年度に本研究部会が発足した当初から調査分科会，船体分科会および機関分科会の3分科会を設けて研究を進めて来たが，昭和51年度に更に綜合対策分科会を新たに設けて研究を行っている。

各分科会で行われた調査，研究の具体的な内容については，本報告書の以下の各章で詳細に述べられる通りであるがここで，その役割について簡単に述べれば次の通りである。すなわち，調査分科会では最近における騒音関連の文献資料の調査や防音材料，防音構造などに関する調査を行い，他分科会の仕事の参考に供する作業が行われている。船体分科会では船体部に関連した騒音源について実船調査を行うと共に居住区の騒音に影響をおよぼす固体音の伝播，各種防音構造についての模型または試験片による実験的な研究が行われている。機関分科会では機関室騒音の実情を把握するために蒐集された実船データを基に，騒音分布の予測法を検討すると共にディーゼル発電機の防振支持法の研究，各補機に対する防音対策の効果の検討ならびに機関制御室，工作室の減音対策に関する研究が行われている。また本年度に新設された綜合対策分科会では過去に本研究部会で検討された種々の防音対策を実船に適用して，その効果を実際的に確認することを目的に供試船の選定，具体的な実験項目の計画などを行っている。

2. 文献などによる調査

2.1 文献などによる調査

騒音に関する研究は各方面で行われており，毎月おびただしい数にのぼる研究論文が，いろいろな形で公刊されている。これらの文献は，研究を進めていく上に極めて有用であると考えられたので，これらを利用しやすい形に取り纏める作業を行って来ている。ただしこれら各種各様の研究報告書を本研究部会の手で直接蒐集するのは能率的ではないし，また有用な文献を見逃す恐れも考えられたので，調査分科会では，昭和49年度から日本科学技術情報センター（略称JICST）に依頼して騒音に関する参考文献の検索を行って来ている。これは上記JICSTが入手する内外の科学技術情報の中から騒音に関する文献を選別し，標題，著者，掲載誌名などと共に簡単な内容梗概の日本訳をつけて，依頼者に月1回配布するものである。調査分科会WG 1では，この検索報告を更に内容別に両分類して参照の便をはかることにしているが，その分類項目は次の通りである。

1) 固体伝播音に関する文献
2) 騒音と人体生理の関係，騒音規制値などに関する文献
3) 単体機器のうち，エアコン，ディーゼル機関，コンプレッサー，ファンに関する研究
4) 上記以外の単体機器に関する文献
5) 消音に関する文献
6) 吸遮音材料に関する文献
7) 吸遮音構造（防音壁，防音箱，保護具）に関する文献
8) 防音対策一般論

分類作業の結果はかなり大部なものとなったので，別途調査資料第5号として取り纏めの上関係先に配布した。

2.2 防音材などの調査

昭和50年度に遮音材・吸音材・制振材・防振材に関する調査報告書をまとめたが，そのうち防振材については防振ゴムについての調査が詳細に行きわたり，他の材料については，51年度に譲ることになっていた。

振動絶縁の為の材料の調査を本委員会で，とりあげた理由は，機械，配管，軸系等にて，発生する振動が，船殻構造に伝わり，それが居室にて音として発生する，いわゆる固体伝播音を，如何にして絶縁せしめるかということに着目したものである。

今年度の調査研究では，単なる材料の説明だけでなく，使う側の便利を考慮して，防振台，配管支持軸継手，振動遮断構造（受音室側）という分類を行って，各材料の特徴，選定，設計指針，及び使用上の注意点などを調査収録して次の資料を作成した。

調査資料第６号　　防振材調査報告書（その２），昭和52年２月

なお，この調査資料には，参考文献，メーカー等の記述を含んでいる。

以下に各項の概要を記す。

2.2.1 防振台

船舶の騒音に大きな影響を及ぼす固体伝播音は，特にディーゼル主機，ディーゼル発電機，空気圧縮機等の往復動機関の振動が据付部を通じて，船殻構造に伝わり，居住区において音として発生するものである。

防振台の材料を適当に選定することにより，これらの振動が船殻構造に伝達しないようにすることが可能であるが，第１段階の防振ゴムについては，すでに調査が終了し，使用場所によっては，他の材料の方が適当な場合も可能性として考えられるので，今年度は防振合金，木材，合成樹脂，空気ばね，金属ばね，ストップチョック，油圧防振器に関する調査を行った。

(1) 防振合金

機械要素のうち，振動を発生する部品自体を防振合金で置き替えた場合，例えば歯車，チェイン，ブレーキディスク，プロペラ等をこの材料で製作すれば，確かに振動の発生が少なくなると予想されるし，その実験結果もあるようである。

しかし，これを防振台として使用しても，その効果は鋳鉄に比べてあまり変らず，チョックライナーのような使い方をするメリットはない。

防振合金はまだ生産体制に入っていず，今後ニーズを開発していくもので，現在では研究段階にあると言えよう。

(2) 木　材

木材を舶用に使用している例としては，工作機械の据付がある。この使用目的は，プロペラ等による振動が船体から工作機械に伝わるのを防ぐことである。

しかし耐久性，強度において劣るので，発電機や補機類への使用はあまり期待できない。

(3) 合成樹脂

エポキシ系樹脂は，ディーゼル主機及び甲板機械のチョックライナーとして特に修繕船でよく使われている。この材料は，鋳鉄ライナーのようないわゆる摩り合わせ工事を必要としないので，工事時間の短縮ができるというメリットがある。

しかし防振という面で考察すると，弾性係数が小さい事から，多少は振動吸収能力があるかも知れないが，強度が小さいので，受圧面積を非常に大きく取らねばならず却って振動を多く伝える可能性があり，大した効果を期待できない。

(4) 空気ばね

空気ばねには，金属ばねや防振ゴムにないような特長が多くあるので，これを使用することにより，非常な性

能向上が達成されることが見込まれる。従来船舶に用いられた例がないのは，コスト面及び取扱いの複雑さなどがあり，現在程騒音問題がシビアでなかったことによる。

しかし防振の面から見れば非常に有用だと思われる。

(5) 金属ばね

古来から全ての機械には，ばね又はばねの機能を持つ機械要素が使われているが，船内騒音のための防振台として使用された例はない。しかし，ばねは如何なる目的にも，如何なる形状にも合わせて作る事ができるので，防振台としても今後の研究成果を大いに期待できよう。

(6) ストップチョック

ストップチョックは舶用機関の排ガス管の防振支持を目的として開発したもので，全金属製であるので，温度，経年変化，油，水，火等に強く，今後防振台としても十分に注目すべき品物である。

(7) 油圧防振器

前述のばねと組合わせて用いられ，共振や衝撃力のダンピング用として，鉄道車両や，自動車の懸架装置用として従来よく使用されている。

今回調査した，ゴム以外の材料は，防音の目的としてはほとんど使われていないが，性能面，価格，取扱等から総合的に判断して，ゴムより劣るという結論になったわけでなく，これは対騒音の為の研究が十分に進んでいなかったことにもよると思われるので，これらの利用については，今後の研究に待つ所が大きい。

2.2.2 配管支持材

船舶における配管装置はそれが取付けられている基礎自体が振動しやすい弾性体であり，しかも同じ基礎の上に大きな騒音源となる主機関，発電機関，空気圧縮機，ポンプ類等が置かれている。

今回の調査では，船舶における配管と振動について論じ，配管支持材，伸縮管継手，排気管支持設計について行った。

配管系の防振としては，まず発生する振動の抑制よりも，振動源の除去が先決である。例えばピストンの往復動による脈動の害を避けるには，管路中に緩衝タンクやオリフィスを設けるとよいし，水撃作用を防ぐには，管内の流速を減少し，あるいは異常な圧力上昇を生じないような安全装置を設ければよい。

しかしこれらの対策を講じても振動の根絶を期待するのは無理である。配管系からの振動伝達を遮断するためには，管の弾性支持が一般的である。

(1) 配管支持材

管の熱膨脹による反力受及び防振材としてスプリングハンガー，コンスタントハンガー，防振器等が使用されている。しかしこれらの支持材を使っているのは，高温高圧の蒸気管，給水管等の極限られた配管であり，今後は管の弾性支持について，その範囲が拡大されるものと思われる。

(2) 伸縮管継手

各機器から船体構造物を介しての固体伝播音を遮断させるもので，ベローズタイプ，カップリングタイプ，スリーブタイプ等の伸縮管継手が広く使用されている。

しかしこの管継手だけでは配管系全体の振動を防止する事は難しく，前項の配管支持材と組合わせる事によって，その機能を十分果すことができる。

(3) 排気管支持設計

主機及び発電機の排気管の振動騒音は，主に排気圧力の脈動によって生ずる。この騒音が居住区に入り込むのを防ぐためには，

イ　エンジン本体と船体構造物を隔離する

ロ　エンジン本体と排気管を隔離する。

ハ　排気管と船体構造物を隔離する。

ニ　居住区方向へ排気管出口部を向けない。

を満足しなければならない。

また排気管の表面は，高温になるので防振ゴムの使用ができないので，金属性の支持材が利用される。最近は2.2.1(6)で述べられているストップチョックによる弾性支持法が数社の造船所で試みられている。

2.2.3　軸接手

2軸を結合する場合，ある程度の軸心の狂いを許し得るようにし，同時に振動や衝撃の吸収を行いうるように，たわみ性をもたせた，たわみ軸継手について調査した。

(1)　たわみ軸継手の種類

(a)　ゴム軸継手

ゴムの圧縮変形，圧縮－引張変形，せん断変形（ねじり変形），またはこれらの組み合わせによってトルクを伝達する軸継手である。特長としては，構造が単純なこと，内部摩擦による減衰作用により振動，衝撃の吸収効率が大きいこと，運転中の騒音がないこと，ばね定数を変えることにより，ねじり振動の回避が容易であることがあげられる。なお一般に高温（70℃以上），油の付着，直射日光は避けなければならない。

(b)　チエーン軸継手

2軸に取付けた1対のスプロケットにチエーンを巻きつけた構造であり，特長としては，構造が簡潔であり，比較的小形軽量であること，結合，分離が容易であることがあるが，しかし軸心の狂いに対する許容値はあまり大きくない。伝達能力は，ローラとスプロケットの歯の面圧によって決定され，その寿命は，摩耗が基礎となるから，適切な潤滑を行うことが肝要である。

(c)　金属ばね軸継手

金属ばね，金属コイルばねなどの金属のたわみ性を用いた軸継手である。特長としてはゴムたわみ形に似ているが，一般にゴム軸継手に比べて大トルクに使用される。金属ばねを用いているためゴムのような内部摩擦による減衰がないので，たわみを制限するストッパをつけるか，または，減衰を与えるくふうがなされている。

(d)　流体継手

油の中にそれぞれ原動機と被動機に直結された2組の羽根車（インペラ及びライナ）が対向して組みこまれた構造となっている。原動機により入力側の羽根車（インペラ）が回転すると遠心力により油は外方へ送りだされ，動力は一旦油の運動エネルギーに変換されて出力側の羽根車（ライナ）へ送り込まれる。ここで油の運動エネルギーは，ふたたび回転エネルギーに変り被動機械に伝達される。

一般に流体継手は，特殊の場合を除いて，速度比が1に近いところで常用される。そのときの伝達トルクに対して出力軸停止のときの伝達トルクの値は，原動機のアイドリングや起動加速度を容易にするため，できるだけ小さくするように設計される。

(e)　摩擦継手，エアクラッチ

入力軸につながる回転体（ドラム）と出力軸につながる回転体（ラバフレーム）との間の摩擦力によりトルクを伝達する方式である。このクラッチは，作動部分に弾性体を使用しているため，衝撃，振動，捩れなどの悪影響を吸収し，稼動中に発生したミスアライメントを自動補正する特長を有している。

(2)　たわみ軸継手の選定

軸継手に要求される機能は，駆動機と被動機に関するもの，取付けに関するもの及び使用環境に関するものに大別され，つぎのような項目について検討しなければならない。

駆動機と被動機に関するもの
- 伝達トルク（常用，最高），回転数（常用，最高）
- 負荷のかかり方〔一定，変動（衝撃，間けつ，正逆転など）〕
- 伝達上の特性（共振の回避，位相のずれの可否，電気絶縁の要，不要など）
- 軸の寸法など

取付けに関するもの
- 取付け寸法
- 軸継手の外径，軸方向寸法など大きさの制限
- 心出し精度及びその維持の可能性
- エンドプレイなど

使用環境に関するもの
- 使用場所（屋内，屋外）
- 周囲温度，湿度
- 潤滑の可否，保守の難易
- 騒音，安全など

(3) 振動特性

たわみ軸継手を使用した軸系では，機関の回転全域にわたって振動特性を明確にしなければならない。特にたわみ軸継手の弾性体（ゴム又は金属ばねなど）の振動に対する疲労強度に留意し，信頼性の点から，それらの耐用年数を明らかにしなければならない。弾性体の疲労強度に対しては，弾性体に作用する変動トルクを平均伝達トルクより充分小さくして，弾性体の振動減衰量を小さくすることが望ましい。つまり吸振器としての効果を狙うのではなく，充分に低いばね定数をもつ弾性体を用いて，振動の共振域を全使用回転範囲外に追い出してしまうのが理想的である。

たわみ軸継手を含んだ軸系のねじり振動に関する資料，文献は多いが，今回の調査目的であった固体音伝播に関しては，定量的な検討は，ほとんど行われていないようで，今後の研究を待たねばならない。

2.2.4 振動遮断構造（受音室側）

固体伝播音は音源で振動絶縁することが，最も有効な手段であるが，防振材によって，完全に固体音を遮断することは困難であり又，プロペラのウォーターハンマ等の船体構造への伝播のさけられないのもある。

したがって，これらの固体伝播音を受音室側（居住区）において遮断する必要が生ずる。これらの為の各種騒音振動防止装置があるが，中でも有効であると思われる，浮構造ついて，国内造船各社の協力を得て，実績及び計画中のものを，施工法及び振動遮断材別に分類し各対策による効果を調査した。

各社の実績データーは騒音対策の指針として十分生かすことができるものと思う。

中でも計画中のデッキハウスを機関室より完全に隔離し固体伝播音より遮断したデッキハウス・フレキシブル・マウンテング・システムは居住区の低騒音化を実現した画期的な工法でデータによれば良結果がえられている。

(1) 浮き構造の施工法及び振動遮断材による分類

(a) 居住区用デッキハウス全体を船体（上甲板）から防振ゴムにより遮断した構造（西独H社のシステム）……A社　計画中

(b) 1室又は数室の床，壁及び天井を防振ゴムにより船体構造より浮かせた構造……B社（例－2），C社

(c) 床に防振ゴムのかわりの遮断材にハイヒードボード又はロックウール（約 200 kg/m³）を用い，他の個所は(2)項と同様な遮断材を用いた構造 ……D社

(d) 1室又は数室の床のみを防振ゴムで遮断した構造 ……E社，F社

(2) 騒音対策による効果（非騒音対策船との差）

アンケート結果を表 2.2.1 に示す。

非騒音対策船との比較したデーターは次のように分析できる。

分類(b)の場合オーバーオールにて約 9 dB(A)，分類(c)の場合，約 7 dB(A) 程度の結果が出ている。これが床の遮断材の防振ゴムとハイヒードボード又はロックウールによる差によるものか今後の研究にまたねばならない。

分類(a)はオーバーオールにて非常に良い結果が出ているが国内でて実績がないためA社の結果を注目している。

表 2. 2. 1

分類	社名		dB (A)	オクターブバンド								備考
				63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
(b)	B社（例－2）		−9	−2	−6	−8	−12	−9	−9	−2	−3	
	C社		−9	−5	−5	−12	−15	−9	−11	−6	−5	
(c)	D社（例－1）		−7	−4	−4	−9	−11	−8	−8	−7	−6	
	D社（例－2）		−3〜−7	−	−	−	−	−	−	−	−	
(a)	H社	第1船	−4〜−11	−	−	−	−	−	−	−	−	
		第2船	−9〜−15	−	−	−	−	−	−	−	−	
		第3船	−7〜−20	−	−	−	−	−	−	−	−	

周波数別に見ると，いずれも 250 ～ 2 kHz 付近，特に 500 Hz 付近が最も良い結果が出ている。 特に低周波音に対しては，どの装置も思うほどの効果が現れていない。しかし可聴域に効果の現れていることで救いとなっている。

(3) 防振ゴムの性能による比較

表 2. 2. 2

性能＼適用個所	A社	床			壁			天井		
		B社	C社	D社	B社	C社	D社	B社	C社	D社
個数(個/m²)	2.8組	6	−	床は「ハイヒートボード」又は「ロックウール」(200kg/m³)を使用。	2.8	−	−	2	−	−
バネ常数(kg/cm)	−	170	180		100	160, 300	280	600	600	140
標準荷重 (kg)	−	15〜30	42.5		10〜15	16, 40	−	30〜60	30〜60	−
許容荷重 (kg)	3,600kg/組	60	85		30	32, 80	−	110	110	−
防振ゴム1ケにかかる荷重(kg)	3,360	−	8.49		−	6.1〜15.8	10	−	26.9	4
支持系固有振動数 (Hz)	−	−	23		−	11.8〜27.8	26.4	−	26	26.4

天井及び床に使用した防振ゴムの性能は，B社とC社とで多少の相違はあるが，ほぼ類似の製品を使用していることがわかるが，壁のものは相当の相違が見られ，D社の場合はまったく違った性能のものを使用している。どのような防振ゴム又はロックウール等遮断材を使用すれば良いのか，研究の余地が残されている。

2.3 特定文献の詳細検討

2. 1に述べた文献リストの作成と並行して，研究遂行上有用と考えられる特定の文献については原論文の内容について詳細な検討を行い，必要に応じて翻訳および関係者への配布を行って来ている。本年度はスウェーデンの造船研究協会（The Swedish Ship Research Foundation，通称SSF）から日本造船研究協会に送付されて来た，次の文献について検討を行っている。

"Noise Abatement on Ships, Main Report, SSF Project 5309" by Hult M. SSF Report No. 118, 1976

本報告はスウェーデンの大学，船主，造船所などが共同で行った騒音に関する理論的実験的研究結果をまとめたもので，本研究部会の作業と多くの点で共通しており極めて有用であると考えられた。そこで原論文をコピーして関係者に配布すると共に，調査分科会委員で分担して，その翻訳を行ってその取り纏めたものをも上記関係先に配布して参考に供した。

3. 船体部騒音源の研究

船体部に配置される騒音源機器には，エアコンユニット，冷凍機，各種通風機，エアコン用ルームユニット，カーゴポンプ及び各種甲板機械等種々のものがある。

間欠的又は一時的に騒音を発するものを除き，連続的なものを対象にそのレベルの強さと影響の及ぼす範囲について，実船における実情を調査・研究することとし，昭和50年と51年度の２年間にわたって作業が行われた。

昨年度に調査・研究した項目としては，

(1) 単体の騒音としてエアコン，通風機等の音源機器からの振動レベルと騒音レベルの強さと分布の状態

(2) ダクトや吹出口等の通風系の騒音に関する文献の収録

(3) P 37委及びこのSR 156 委で収集された実船計測による騒音データを音源室単位にその影響の度合を調査

以上３件であったが，上記の(2)及び(3)は昨年度に作業を完了し，同年度の報告書で報告を終えた。(1)については先の昭和50年度に中間報告の形で，４隻の実船計測から得たデータより音響域振動及び騒音の分布の概要を報告した。

本年度はさらに，新規３隻（Ｇ船，Ｈ船及びＩ船）の実船計測を行うに当り，前年度の経験から計測方案の一部手直しを行い，より共通なデータが得られるようにした。従って本年度は主としてこの３隻を中心に解析に当ったが，補足データとして前年度の４隻と，前記中間報告に洩れた２隻（Ｅ船は前年度末計測のため報告書に洩れ，他のＦ船は自発的に計測されたデータを提供されたもの）の計６隻についても適宜引用することとした。そしてエアコンユニットと機関室用及び居住区用通風機が居住区内へ及ぼす影響について分析し，以下の結果を得た。

3.1 居住区単体機器騒音源の実船計測

SR 156 船体分科会第一ワーキンググループでは，船体部単体騒音源機器の影響を確認するため，昭和50年及び51年度の２年間に後述の表 3. 1. 1 に示す各船のエアコンユニット，機関室用及び居住区用通風機等について実船計測を行った。

現在各国における，船舶の居室，公室に関する騒音レベルの規制値には，55 dB(A)と 60 dB(A)の２通りの流れがある。従って本研究に際しても，単体機器の騒音レベルのおよぼす影響をこれらの規制値で関連づけて考察することとした。

そして，単体機器運転時の騒音レベルが規制値より 10 dB 以上低ければ，他に規制値に近い騒音があったとしてもそれらの騒音と合成されても規制値をオーバーすることにならないので，この範囲のものは居住区に影響がないものと判定することにした。

逆に規制値より９dB以内となる区域は，航走中の騒音レベルに影響をおよぼすおそれがあると考えられるので，報告書中には 55 dB(A)規制の場合は 46 dB(A)以上，60 dB(A)規制の場合は 51 dB(A) 以上の騒音レベルを記録した区域をそれぞれの機器の影響範囲と定めた。

また，エアコンユニットの単体機器運転時の騒音及び振動計測の際の計測対象室では，エアコンルームユニットの吹出口は総て閉鎖して，これより放射される騒音の影響が計測値に及ばないよう配慮した。これは従来の航走時のデータは総ての船内各主，補機器の発生音の合成した騒音レベルを計測していたものである。このうちエアコンユニット単体から発生する騒音は，船全体からみると，極端に大きなものではないが，然しながらこの影響度合について定量的に把握されていなかった。又吹出口の発生騒音はメーカ及び種類・型式によって同一の風量や静圧でも騒音レベルに相当の差異があること。（又，吹出口の騒音は，経済的には感心しないが，ルームユニットをサイズアップして吹出風速を減ずると低騒音化することが可能なので，現在の技術でも必ずしも低騒音化が不可能でないこと，むしろエアコンユニット単体の船内居住区に及ぼす騒音の寄与度を求めることの方が大切であることなどの理由で，今回は

吹出口は閉鎖して計測した。

3.1.1 調査対象

(1) 調査対象機器

昭和50年度の計測結果より，船体部の単体騒音源で居住区画内に配置され，またその騒音が居住区に少なからず影響を及ぼしそうな機器を"エヤコンユニット用通風機及び冷凍機"にしぼり昭和51年度の調査対象機器とした。なお一部居住区画に近接する機関室用ファンも計測した。

(2) 調査対象船

昭和51年度は表 3.1.1 に示すように 3 隻の実船計測を実施した。

(3) 調査対象船及び対象機器の要目は表 3.1.1 のとおりである。なお本表中には昭和50年度に計測を実施して報告済の対象船も含まれているが，これは本報告書中に昭和50年度分のデータを一部使用しているために示したものである。

3.1.2 計測方法

実船計測に先立ち，各担当造船所の計測方法及び計測データのとり方に共通性をもたせ，後のデータ解析が便利になるように計測方案を作成し，可能な限りこれに沿って実船計測を行った。なおこの計測方案は昭和50年度に実施した計測データの解析結果により同50年度の計測方案（ SR 156 昭和50年度研究報告書の巻末付録 1 ）を見直しの上一部手直して作成した。昭和50年度の方案のうち主要な変更点は次の通りである。

(1) 振動は加速度レベルで計測し，この場合の振動加速度の基準値は 0 dBを 10^{-3} cm/sec^2（1,000 gal＝120dB ）とする。（ SR 156 船舶機関部音響域振動計測方案に合わせた。）

(2) 計測された振動加速度レベルは振動速度レベルにも換算して記録する。なおこの場合の基準速度レベルは 0 dB を 5×10^{-6} cm/sec とする。

(3) 計測対象機器はエアコンユニット用通風機及び冷凍機に重点を置き，これらの周囲立体各ゾーンの騒音及び振動をもれなく計測するために計測点選定のための打合わせを行い具体的な計測点の配置までも協議の上決定した。

3.1.3 計測結果と考察

(1) エアコンユニットの騒音及び振動計測結果

(a) 音源を取りまく騒音分布

図 3.1.1, 図 3.1.2, 図 3.1.3 にエアコンユニットを取りまく立体各ゾーンの騒音レベルdB(A)を示した。なおこれらの騒音分布図にはその計測場所の性格を居室及び公室とその他の区画とに区分けし，さらに船舶居住区の居室に対する騒音規制値のうち代表的な 60 dB(A)と 55 dB(A)との関係を対応できるように区分し，模様分けした。又この騒音分布域と騒音規制値との関係を表 3.1.2 に示した。

(i) 居室及び公室に対する騒音規制値（ 60 dB(A)又は 55 dB(A)）をオーバーしているスペースは

(イ) エアコンユニットルーム及び隣接するスペース

(ロ) エアコンユニットルームの直上及び直下のスペースとこれに隣接するスペース

などに多く見られるがこれらのスペースは一般に通路，洗面所，厨室，倉庫などが配置されるようになっており実測船 3 隻のエアコンユニットルームを取りまく居室及び公室62室の内 1 室のみがエアコンルーム直上に配置されていたが 50 dB(A)であり規制値をクリアーしていた。

(ii) 規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるスペースは

(イ) 規制値 60 dB(A)の場合，居室及び公室62室の内 0 室

(ロ) 〃 55 dB(A) 〃 , 〃 〃 の内 6 室

であった。

表 3. 1. 1　調査対象船及び対象機器の要目（その1）

（注　本表中に要目の記載なき機器は調査対象としなかったもので装備の有無にかかわらず省略した）

実測年度			昭和50年度の実船計測分				
実測船の符号			A	B	C	D	E
船種			オア/バルクキャリア	バルクキャリア	プロダクトキャリア	タンカー	タンカー
L m × B m × D m × d m			249×39.6×22.4×15.6	167×27.8×15	182×27.4×15.1×10.7	314×54.8×26.4×20.5	300×50×27×20.7
GT（トン）			63,200	18,642	21,000	133,000	117,500
DW（ton）			111,300	34,400	34,150	260,000	231,700
計測対象機器	エアコンセントラルユニットファン	据付場所	エアコンユニットルーム上甲板上	エアコンユニットルーム上甲板上3層目	エアコンユニットルーム上甲板上3層目	エアコンユニットルーム上甲板上	エアコンユニットルーム上甲板上
		タイプ	リミットロード	リミットロード	リミットロード	リミットロード	リミットロード
		風量（m³/min）	216	150	216,	200	160
		静圧（mmAq）	250	140	180	250	250
		モーター（kW）	18.5	15	15	15	15/10
		防振ゴムの有無	有	有	有	有	無
		台数	2	2	2	2	2
	エアコン用冷凍機	据付場所	機関室	機関室	エアコンユニットルーム上甲板上3層目	エアコンユニットルーム上甲板上	エアコンユニットルーム上甲板上
		タイプ			開放型，5H-60 Vベルト駆動	SMC-10-100 NIPPON SABROE	6HC-702L-FYE ナミレイ
		能力（Kcal/h）			174,180	225,000	128,000
		モーター（kW）			45	60	30
		防振ゴムの有無			有	有	無
		台数			2	1	2
	居住区用ファン	タイプ	軸流		軸流	シロッコ	軸流
		風量（m³/min）	100		130	590	45
		静圧（mmAq）	40		40	95	40
		モーター（kW）	1.5		2.2	22	0.75
	機関室用ファン	タイプ					軸流
		風量（m³/min）					1,500
		静圧（mm Aq）					15
		モーター（kW）					18.5
	油圧ポンプ	タイプ	ベーン			ベーン	ベーン
		オイル量（ℓ/min）	25.1			25	21.4
		モーター（kW）	3.7			3.7	3.7
		用途	バルブリモコン			バルブリモコン	バルブリモコン

表 3. 1. 1　調査対象船及び対象機器の要目（その２）

（注　本表中に要目の記載なき機器は調査対象としなかったもので装備の有無にかかわらず省略した）

実測年度			昭和50年度の実船計測分	昭和51年度の実船計測分		
実測船の符号			F	G	H	I
船種			バルクキャリア	タンカー	カーゴ	オア／オイル
L m × B m × D m × d m			174×29×16.1×11.53	197×32.2×18.3×13.6	140×22.86×13×9.6	285×47×26×19.3
GT（トン）			23,500	30,800	11,830	103,000
DW（ton）			37,850	60,878	18,000	189,700
計測対象機器	エアコンセントラルユニットファン	据付場所	エアコンユニットルーム上甲板上５層目	エアコンユニットルーム上甲板上４層目	エアコンユニットルーム上甲板上１層目	エアコンユニットルーム上甲板上
		タイプ	リミットロード	リミットロード	リミットロード	リミットロード
		風量（m^3/min）	183	170	317	200
		静圧（mm Aq）	250	250	250	250
		モーター（kW）	15	15	22	15
		防振ゴムの有無	有	有	有	有
		台数	2	2	1	2
	エアコン用冷凍機	据付場所	機関室内	エアコンユニットルーム	機関室内	機関室内
		タイプ		SMC 6-100 ベルト駆動		
		能力（Kcal/h）		181,000		
		モーター（kW）		45		
		防振ゴムの有無		有		
		台数		1		
	居住区用ファン	タイプ				
		風量（m^3/min）				
		静圧（mm Aq）				
		モーター（kW）				
	機関室用ファン	タイプ		No.1 No.2 No.3 No.4 軸流		
		風量（m^3/min）		1,000 650		
		静圧（mm Aq）		30 30		
		モーター（kW）		15 7.5		
	油圧ポンプ	タイプ				
		オイル量（ℓ/min）				
		モーター（kW）				
		用途				

(iii) 規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性もありうるスペースは

(イ) 規制値 60 dB(A)の場合，居室及び公室 62 室の内 6 室

(ロ) 〃 55 dB(A) 〃 , 〃 〃 の内17室

であった。

(iv) 規制値をクリアーし又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のないスペースは

(イ) 規制値 60 dB(A)の場合，居室及び公室 62 室の内 56 室

(ロ) 〃 55 dB(A) 〃 , 〃 〃 の内 39 室

であった。

これらの結果より，エアコンユニットの騒音が周囲に影響を及ぼし問題となる範囲はエアコンユニットルームに隣接するスペース，エアコンユニットルームの直上，直下のスペースとこれらに隣接するスペースであるが，さらにこれらの外周のスペース（一般に居室及び公室が配置されているスペース）でも規制値 55 dB(A)で，他にこの規制値に近い騒音があってこれらの騒音との合成を考慮した場合には問題となる部屋も出てくる。

なおこの実船計測時は，この計測の目的上各室に装備されているエアコン吹出口は可能な限り全閉としておりこのエアコン吹出口よりの騒音は含まれていない。（ただし，A船とC船は吹出口が開の状態で計測されたもので，騒音レベルが若干高目に出ている）

エアコン吹出口を通常状態の開とした場合の計測もB船及びF船で一部行ったが，その場合の騒音レベルは全閉の場合より約 7～10 dB程度大きな値となり，各居室及び公室の騒音源としてエアコンユニット本体のそれよりも大きな要因であることを確認した。

表 3. 1. 2　騒音分布域と騒音規制値との関係

<table>
<tr><th>騒音分布域</th><th colspan="2">騒音規制値 60 dB(A)の場合</th><th>騒音規制値 55 dB(A)の場合</th></tr>
<tr><td rowspan="2">56 dB (A) 以上</td><td>61 dB(A) 以上</td><td>規制値をオーバーするので当然問題となるスペース</td><td rowspan="2">規制値をオーバーするので当然問題となるスペース</td></tr>
<tr><td>56 ～ 60 dB(A)</td><td>規制値はクリアーするが，他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるスペース</td></tr>
<tr><td>51 ～ 55 dB (A)</td><td colspan="2">規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性もありうるスペース</td><td>規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるスペース</td></tr>
<tr><td>46 ～ 50 dB (A)</td><td colspan="2">規制値をクリアーし，又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のないスペース</td><td>規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性もありうるスペース</td></tr>
<tr><td>45 dB (A) 以下</td><td colspan="2">同　　上</td><td>規制値をクリアーし，又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のないスペース</td></tr>
</table>

(b) 音源を取りまく振動分布

図 3. 1. 4, 図 3. 1. 5, 図 3. 1. 6 にエアコンユニットを取りまく立体各ゾーンの振動分布を示した。なお図中の数値は騒音レベルとの対応の目安とするため，計測した振動加速度レベル（基準値は 0 dB＝ 10^{-3} cm/sec^2 ）を振動速度レベル（基準値は 0 dB＝ 5×10^{-6} cm/sec ）に換算し，さらにA特性に変換の上dB (A) 表示とした。又計測点はビーム上の床面を選定したが床面の仕様はデッキコンポジション仕上げの個所も多く，必ずしもベアー鋼板上の計測値ばかりではない。

このエアコンユニット運転時の振動分布は騒音の分布状態と似た傾向をもちエアコンユニットルームの床及び直上階の床の近傍の一部が高い振動レベルを示している。そしてエアコンユニットルームの囲壁をこえると急に減衰する傾向を見せ，それ以遠においてはなだらかに減衰している。又音源中心より大体10 m以遠においては振動レベルも一様に分散されてしまい，その影響範囲は騒音分布のそれとほぼ同程度であると考えられる。

(c) 騒音の影響範囲のグラフによる解析

エアコンユニット単体運転時における騒音の影響範囲については，前年度の計測船を含め計 9 隻（ただし，A船，C船は吹出口開の状態での計測データで吹出口騒音が含まれているため使用できず，実際は 7 隻）について検討した。

影響範囲に関連する項目としては，

イ） エアコンユニットの種類（冷凍機別置型，自納型）

ロ） エアコンユニットの容量

ハ） エアコンユニットルームにおける配置状態（ 1 台 / 室× 1 室：H船， 1 台 / 室× 2 室：E船， 2 台 / 室× 1 室：B，D，F，G，I 船）および取付状態（防振ゴムの有無）

ニ） 音源室から受音室に至る間の骨，仕切壁の種類と数

ホ） 音源室，受音室の内装の種類

等，種々のものが考えられるが，本項では，イ） の別置型（冷凍機が機関室にあるもの）と自納型に大別して検討することとした。

エアコンユニットの取付台中心（ 1 室に 2 台あるものは 2 台の中央）から計測室の中央までの直距離を，騒音源のある甲板と，その上部と下部 1 層目の計 3 層について図示したものが，図 3. 1. 7（別置型）と図 3. 1. 8（自納型）である。

影響範囲を各実測船別にみたものが表 3. 1. 3 である。

表 3. 1. 3 各種甲板の影響範囲

（単位：m）

甲板層	規制値 dB (A)	別置型 B	別置型 F	別置型 H	別置型 バラツキの範囲	自納型 ※D	自納型 E	自納型 G	自納型 バラツキの範囲
上部 1 層目	60	③	—	0	(0～ 3)	⑦	0	4	(0～ 7)
	55	⑤	—	2	(2～ 5)	⑪	6	6	(6～ 11)
騒音源のある甲板	60	⑦	5	5	(5～ 7)	⑪	9	9	(9～ 11)
	55	9	⑩	9	(9～10)	⑮	11	13	(11～ 15)
下部 1 層目	60	5	5	⑦	(5～ 7)	—	—	⑪	
	55	6	6	⑩	(6～10)	—	—	⑮	

※：D船は冷凍機がエアコンユニットルーム内に別置になっているが自納型に含めた。
○：最大値を示す。

表 3. 1. 3により，影響範囲は各船毎にかなりのバラツキのあることがわかる。騒音対策の性格上最大値をピックアップすると表 3. 1. 3の○印となり，これを図 3. 1. 7および図 3. 1. 8に影響範囲として図示してある。この図から別置型，自納型の影響範囲を比較すると，自納型の方が 4 ～ 6 m広い範囲となっている。

上下層の関係から影響範囲を比較すると。騒音源のある甲板と下部 1 層目とは同程度であり，上部 1 層目は狭い範囲となっている。これは別置型，自納型とも同様の傾向である。

次に影響度合を検討するため，図 3. 1. 7および図 3. 1. 8の各上下層を重ね合わせたものを図 3. 1. 9で見てみると，別置型と自納型と比較した場合，騒音源のある甲板におけるエアコンユニット取付台中心から10mの位置では，前者が上限が 45 dB(A)であるのに対し，後者は 53 dB(A)であり，自納型の方が影響度合は大きいといえる。

上下層の関係から影響度合をみてみると，自納型の場合10mの位置では，騒音源のある甲板で上限が 53 dB(A)，下部 1 層目が 50 dB(A)，上部 1 層目は 46 dB(A)であり，騒音源のある甲板に次いで下部 1 層目の影響が大きいことがわかる。

以上をまとめると，エアコンユニット騒音の影響範囲は各船によってかなりの差があり，別置型と自納型では，自納型の方が影響範囲が広く，影響度合も大きい。上下層の関係では，下部 1 層目の場合，影響範囲は騒音源のある甲板と同程度であるが影響度合はやや狭く，上部 1 層目は影響範囲，度合とも下部 1 層目より少なくなっている。

(d) 騒音源の周波数特性

図 3. 1.10及び図 3. 1.11にエアコンユニットのオクターブ分析値を示す。図の左側はエアコンユニットルーム内の騒音レベルで右側はエアコンユニット本体の振動速度レベルである。

図 3. 1.10は別置型エアコンユニットの場合であり，図 3. 1.11は自納型エアコンユニットの場合である。なおD船は別置型であるが，冷凍機ユニット・ファンユニット共にエアコンルーム内に配置されているので，自納型の場合に含め，両ユニットの振動速度レベルの実測値と，さらにそれらを合成した計算値も参考として図に示した。

図 3. 1. 10及び図 3. 1. 11より以下のことが言える。

(i) 自納型エアコンユニットの場合

騒音のオクターブバンドレベルは，例外もあるが，500～2,000Hzにレベルの高い部分がある。一方振動速度レベルは 1,000 Hzでピーク値を示している。

(ii) 別置型エアコンユニットの場合

騒音のオクターブバンドレベルは 500 Hzをピークとしているものが多く，振動速度レベルでは 1,000 Hz をピークとしているものが多い。

(iii) 自納型と別置型の比較

計測データが少なく，はっきりした傾向は把みにくいが，まず騒音のオクターブバンドレベルでは自納型のカーブが滑らかで，はっきりしたピークが見当らないのに対し，別置型では 1 つのピークを持って，その前後で直線的に値が下ってくる。これは別置型は音源がファン 1 つであるのに対し，自納型には冷凍機とファンの 2 つの音源があり，それぞれ高レベルの周波数が異なっているためであろう。例えば，自納型のE船では 63 ～ 250 Hz の中心周波数が高いレベルとなっており，他船と著しく異なった傾向を示しているが，これはファンの影響が少なく，冷凍機の影響が大きく出たためと思われる。

振動速度レベルに関しても騒音レベルほど明確ではないが，ほぼ同様の差異が自納型と別置型の間に見られる。特にD船において冷凍機ユニットとファンユニットを別個に計測したが，高いレベルの中心周波数は冷凍機では 250 Hz，ファンは 2,000 Hzとはっきり異なった傾向を示している。

(e) 甲板振動速度レベルの鋼壁による減衰度合

音源機器から発生した振動が甲板面を四方に伝搬拡散していく過程で鋼囲壁を通過する際に，幾分の振動エネルギーを鋼壁に分岐減少していくはずで，これをG船，H船及びI船の3隻について調べたのが図3.1.12，図3.1.13及び図3.1.14である。

これはエアコンユニットルームから同一甲板上で甲板の振動速度レベルが前・後，左・右のそれぞれの方向にどのように減衰していくかを図示したものである。これはデータが少なく又特異な傾向を示しているデータもあるが，図には一般的に次の傾向がみられた。

(i) 鋼壁による甲板振動速度レベルの減衰は音源近傍で，鋼壁1枚につき約5dB程度を示すものが多い。

(ii) オクターブバンドごとに見ると，高いレベルを示す周波数の250～1,000Hzで減衰量が大きいが，その他の各周波数では，ほぼ一様に減衰している。

(iii) 左右方向と前後方向を比べると，ほぼ同一の減衰を示している。

(2) 通風機の騒音計測の結果

(a) 音源を中心とした騒音分布

昭和51年度においては，E船（分離型居住区で，通風機が機関室頂部の最後部に位置しているもの：居室から最も離れているタイプ）と，G船（取巻型居住区で，通風機が居住区後端壁のすぐ近くにあるもの：居室に最も近いタイプ）の2隻を，機関室通風機の影響について計測した。以下本項ではこれらの2隻の計測結果について考察する。

騒音の分布状態は，図3.1.15に示す。また振動の減衰状態は図3.1.16および図3.1.17に示す。

通風機の吸排気口附近における騒音レベルは，E船82dB(A)，G船78dB(A)（左舷）および79dB(A)（右舷）であり，要目は下記のとおりである。

E　船	軸流型，静圧15mmAq，吸込口径1,400φ，18.5kW，1,200rpm，1,500m³/min，キノコ型，排気，1台（右舷）
G　船	軸流型，静圧30mmAq，全圧42および52mmAq，吸込口径1,100φおよび1,000φ，15および7.5kW，1,200rpm，1,000および650m³/min，一方向型，給気，各2台（両舷）計4台

E船における騒音の分布状態をみると，機関室頂部において，約1mあたり1dBの距離減衰がみられ，居住区においては，ほぼ暗騒音に近い値となっている。振動についても騒音レベルとほぼ平行に減衰している。

またG船における騒音の分布状態は，暴露部の船体中心附近は両舷からの通風機の影響を受けて高い騒音レベルとなっている。通風機に最も近い室が65dB(A)を示し，下部1層目でも60dB(A)の室があり，このような配置における機関室通風機による居住区への影響は無視できないものであることを示している。振動はE船と同様ほぼ騒音レベルと平行に推移している。

(b) 騒音の影響範囲のグラフによる解析

影響範囲の考え方をエアコンユニットの場合と同様とすると，E船においては，分離型居住区を採用しているために，居住区への影響は皆無となり，G船においては，騒音源のある甲板では居住区への甲板が連続しているために，規制値60dB(A)の場合7m，55dB(A)では9m，下部1層目では前者が6m，後者は8mの範囲に影響を及ぼしている。上部1層目の場合はいずれも影響無しといえる。

G船の騒音源のある甲板における騒音の減衰状態は，エアコンユニットの騒音源のある甲板での減衰状態とよく似ていることが，図3.1.9と図3.1.17からわかる。居住区近傍に機関室通風機がある場合は，エアコンユニットと類似の傾向があるといえる。

(c) 騒音源の周波数特性

図3.1.18に軸流ファンの船上における計測値を示す。騒音レベルは吸排気口での値で，振動速度レベルはフ

ァン近傍取付甲板での値である。

図に見られるように騒音のオクターブバンドレベルは 250 ～ 1,000 Hz で滑らかなピークを示しており，データごとのバラツキも少なく，ほぼ同様の傾向を示している。一方振動速度レベルは計測データも少なくはっきりした傾向は把めなかった。

計測データ中A船とC船は居住区用のファンであり，E船とG船は機関室用であるが，音源としての大きさを比べてみると，出力の差による騒音のレベル差よりも振動のレベル差の方が大きかった。

3.1.4 騒音対策

(1) 配置要素

3.1.3の(a)にて先に述べたとおりエアコンユニットの騒音が周囲に影響を及ぼし問題となる範囲は

(a) エアコンユニットルームに隣接するスペース

(b) エアコンユニットルームの直上，直下のスペース及びこれらに隣接するスペース

にほとんど集中している。このことからエアコンユニットの騒音対策として，まず第一に配置要素が上げられ，騒音規制値のきびしい居室及び公室は上記(a)及び(b)のスペース内に配置せず，これらのスペースのさらに外周以遠に配置すべきである。

実測船3隻においてこの上記(a)及び(b)のスペースに隣接するさらに外周のスペースに配置されていながら，規制値に対して問題となる（規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるものを含む）居室及び公室は

規制値 60 dB(A)の場合， 60 室の内 0 室

〃 55 dB(A) 〃 ， 〃 5 室

であり，配置要素に考慮をはらうだけで，相当効果のある対策を施こしたのと同一効果が得られる。

(2) 低騒音機器の選定

騒音対策の基本的な考え方として，まず受音側を音源よりできるだけ離す。即ち配置要素によって大勢が決まることは前の(1)項で述べられている通りであるが，次に重要なことは対象となる音源機器の騒音レベル及び振動レベルがより低いことが大きな要因となる。

従って本項では，音源の低騒音化について述べることにするが，但し機器そのものの騒音を下げたり，振動を少なくすることは望ましいことであるが，機器メーカ側の技術開発的要素に属する分野が多いので，本項では一般論として機器周りについて述べるに留めた。

なお一部の記述に対応するデータがA船～I船の実船計測船に見当らなかったので手近の実船計測データを引用した箇所（図 3.1.19）があるのでお断りしておく。

(a) 対象機器

居住区内にあっては騒音対策の対象となる機器として，次のものを採り上げた。

(i) エアコンユニット

(ii) 糧食冷蔵庫用冷凍機

(iii) 機関室給・排気用通風機

(iv) 居住区用給・排気通風機

(v) ダクト及びエアコン用ルームユニット

(b) 低騒音化への考え方

(i) エアコンユニット及び糧食冷蔵庫用冷凍機

いずれも音源は一般に往復動を伴う回転機械であるが，居住区内に置かれた場合に連続運転機械としては最も影響の大きいものであるため，より低騒音化が必要である。

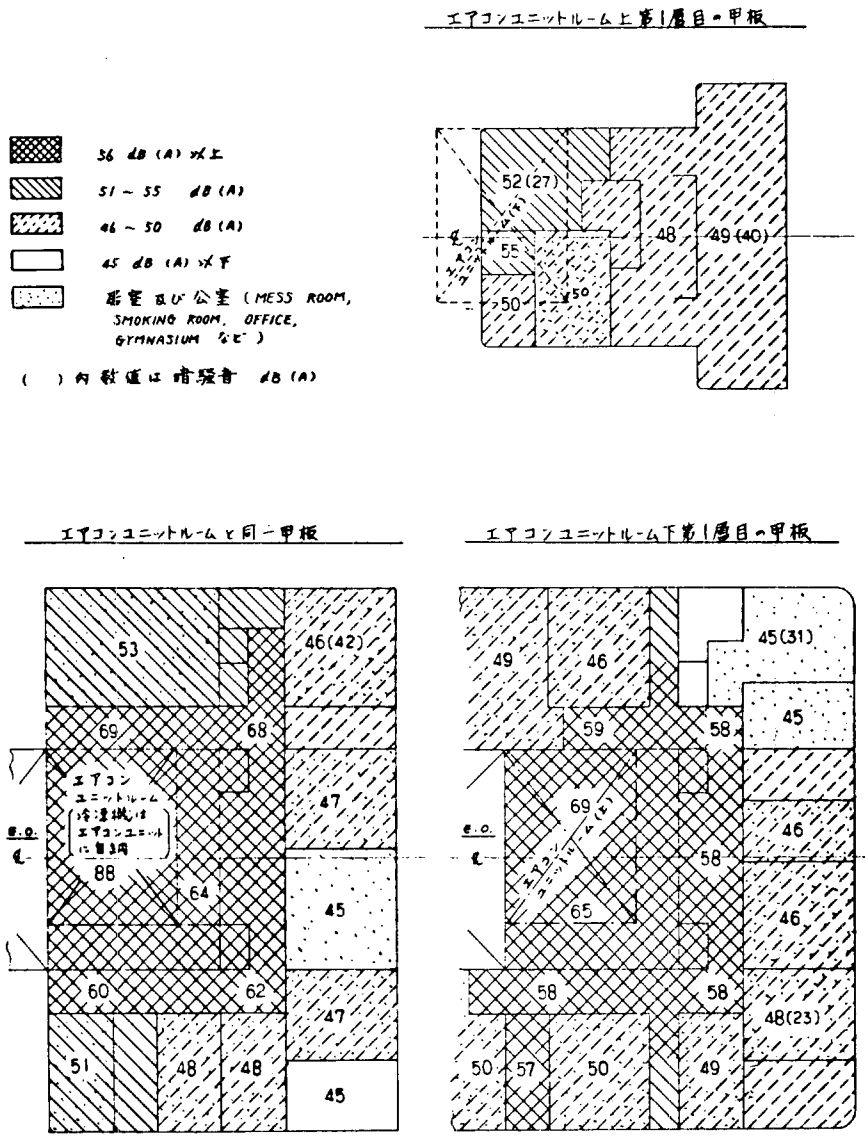


図 3. 1. 1　"G"船のエアコンユニット運転時の騒音分布図　dB(A)

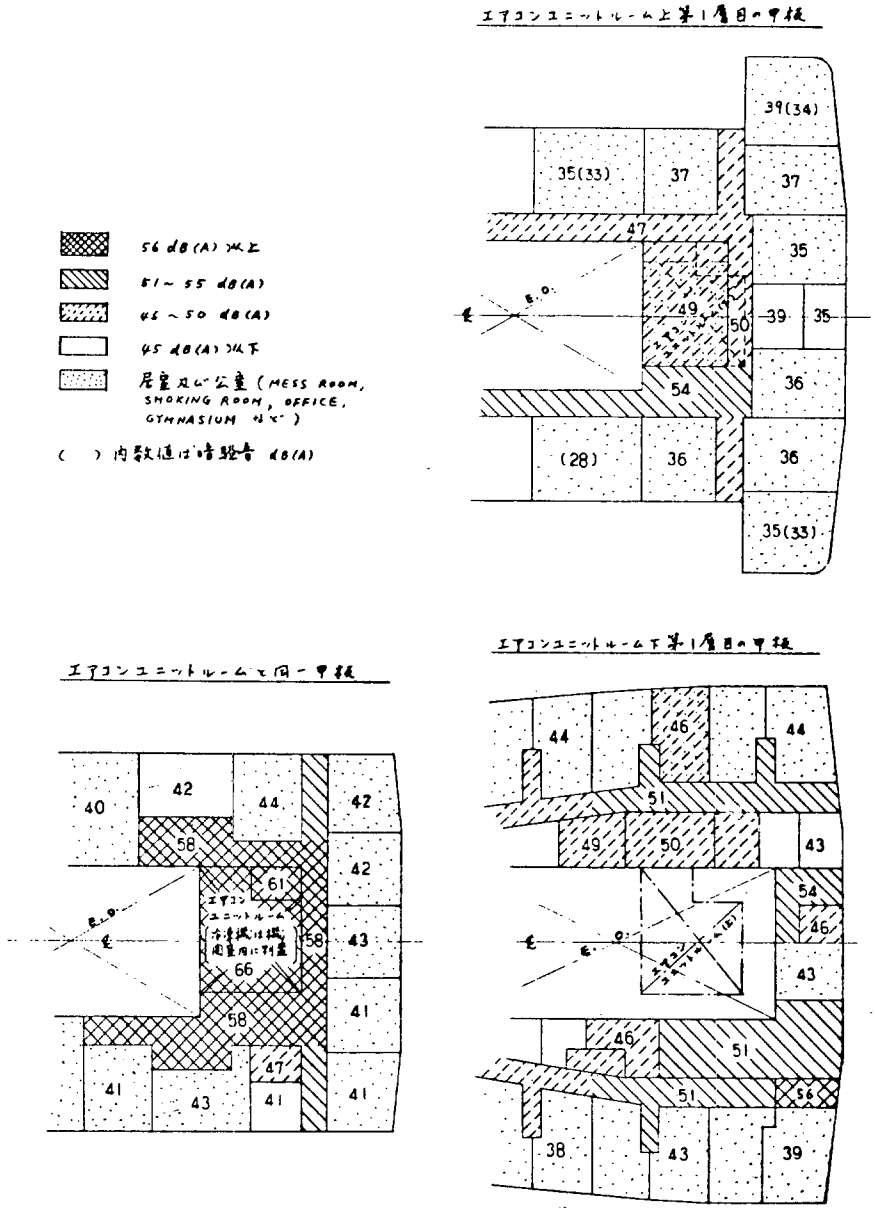


図 3. 1. 2　"H"船のエアコンユニット運転時の騒音分布図　dB(A)

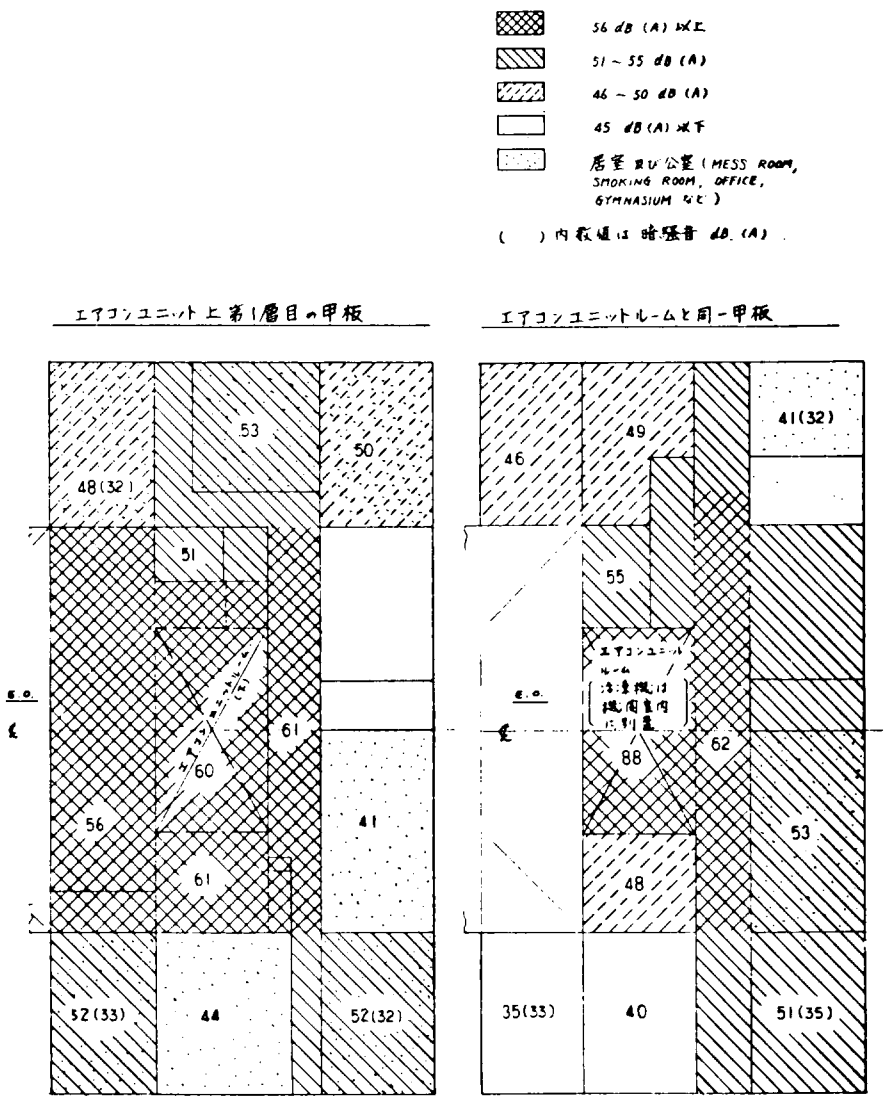


図 3. 1. 3　"Ⅰ"船のエアコン　ニット運転時の騒音分布図　dB(A)

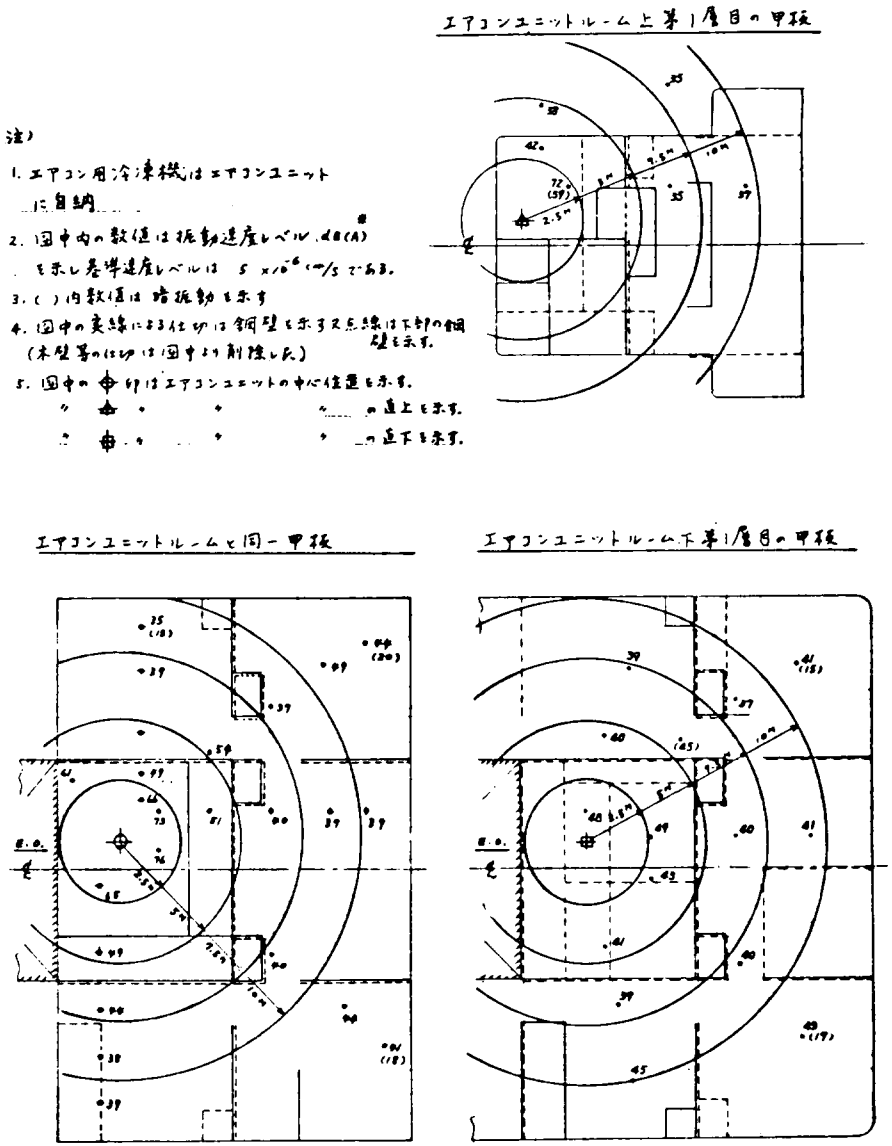


図 3. 1. 4　"G"船のエアコンユニット運転時の振動分布図

※ dB(A)表示とした理由については，3. 1. 3項(1),(b)を参照のこと。

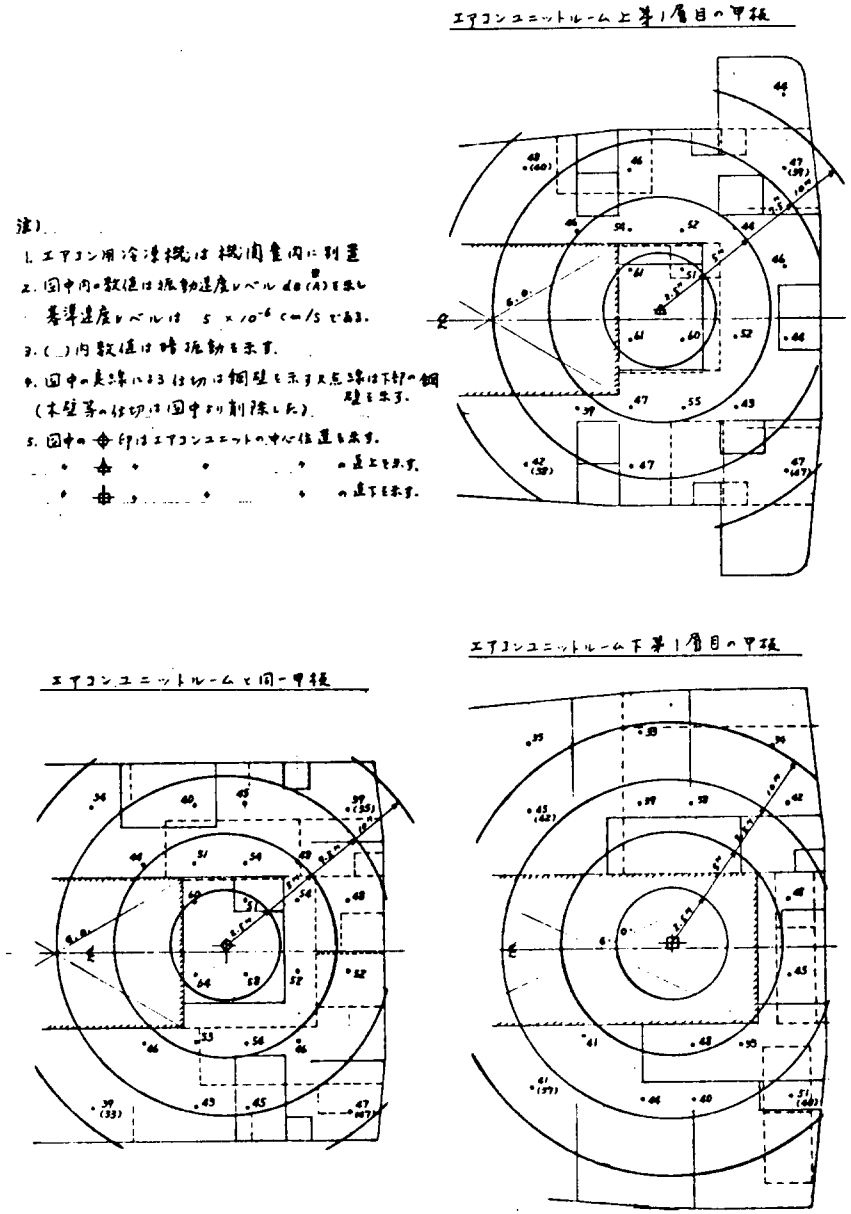


図 3.1.5 "H"船のエアコンユニット運転時の振動分布図

※ dB(A)表示とした理由については 3.1.3 項(1),(b)を参照のこと。

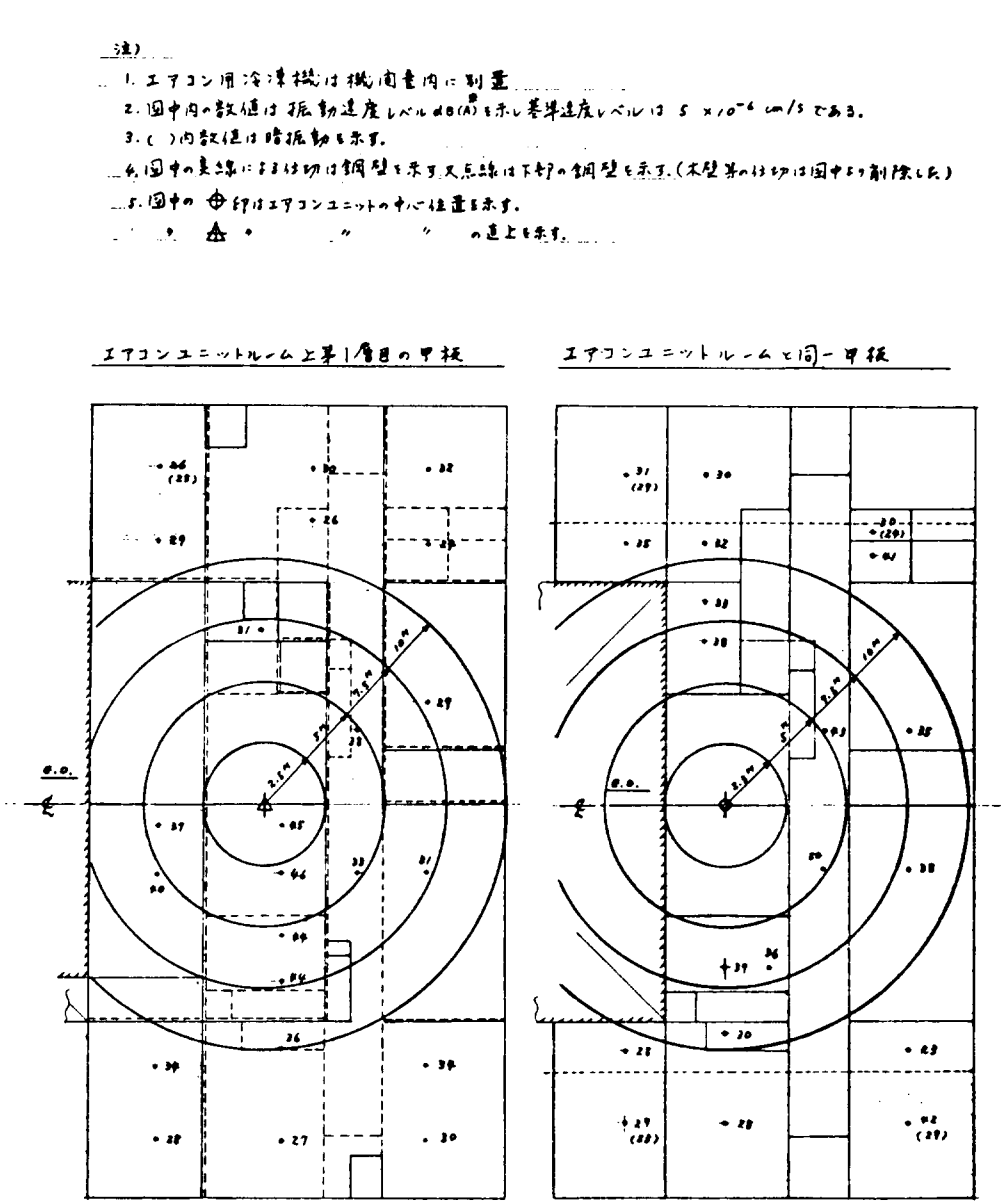


図 3.1.6 "I"船のエアコンユニット運転時の振動分布図

※ dB(A)表示とした理由については 3.1.3 項(1),(b)を参照のこと。

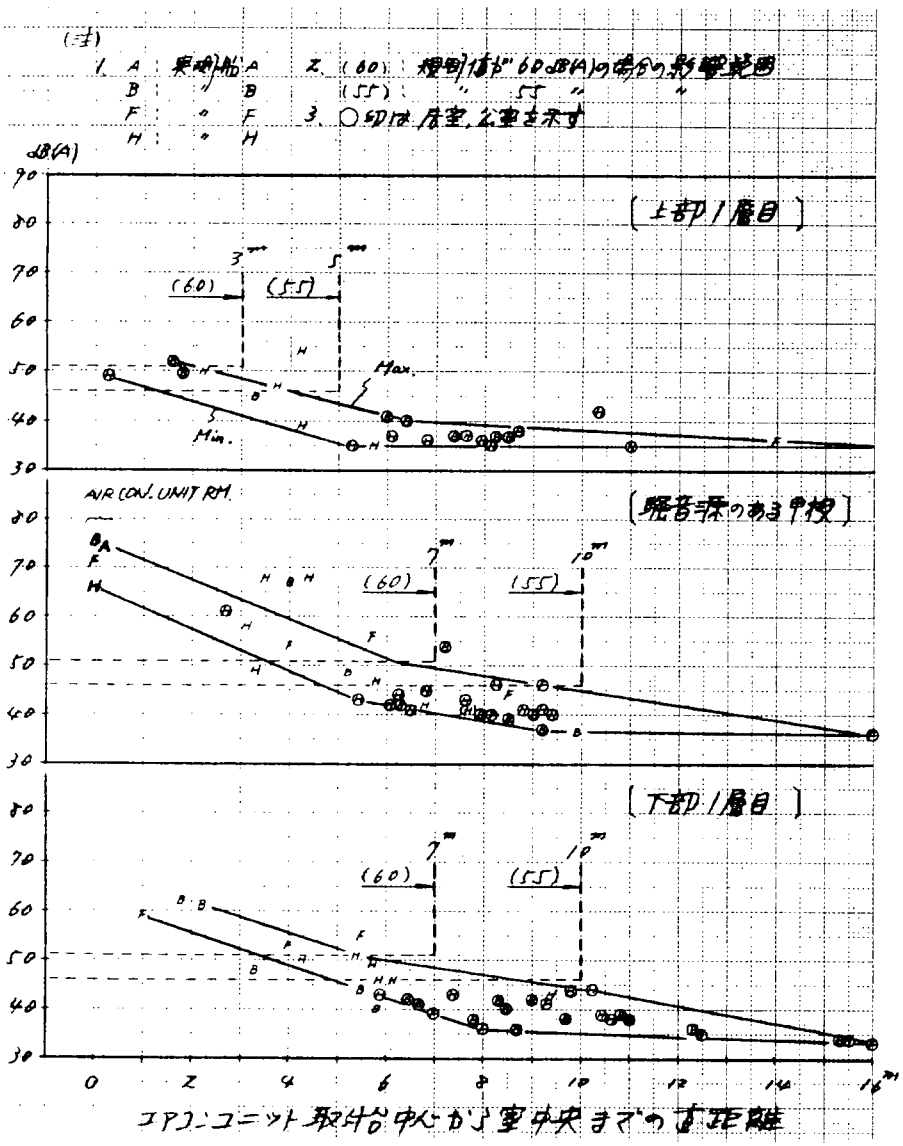


図 3.1.7　エアコンユニット（別置型）騒音の影響範囲

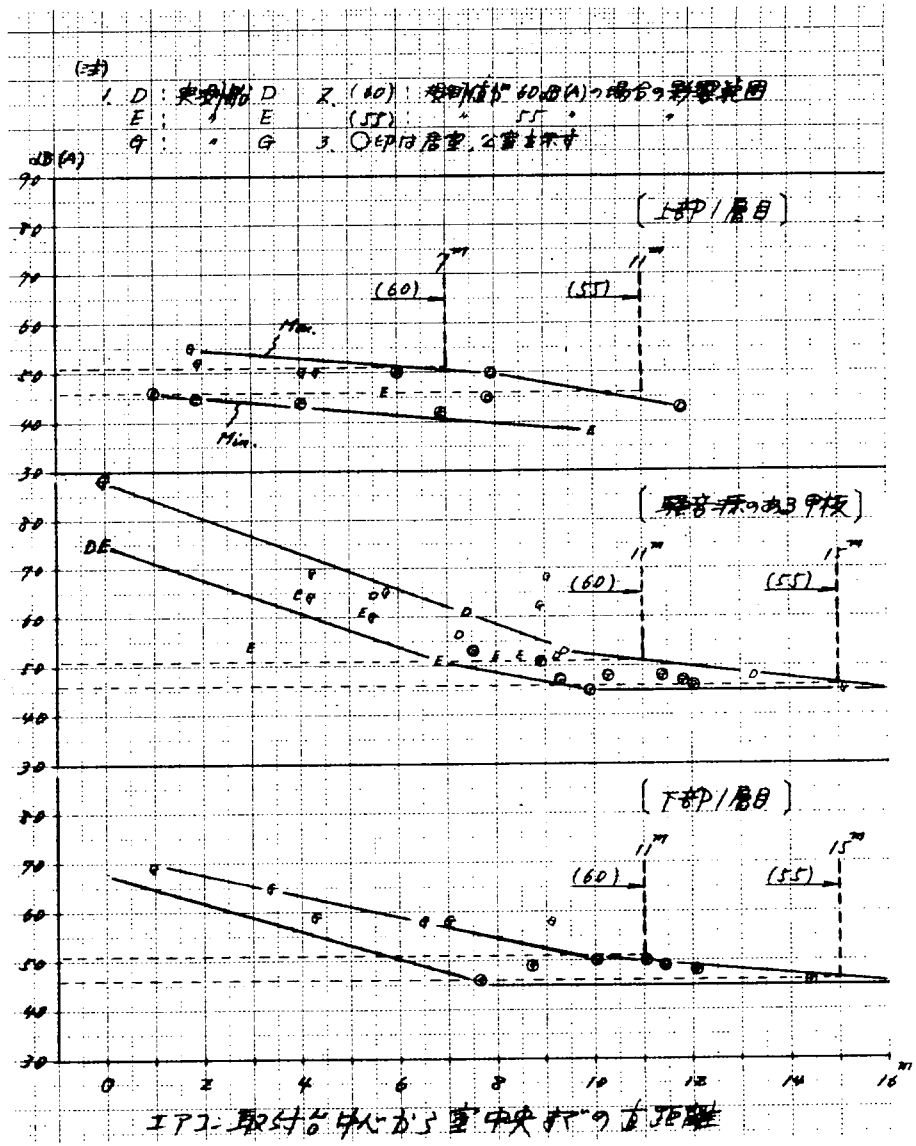


図 3.1.8　エアコンユニット（自納型）騒音の影響範囲

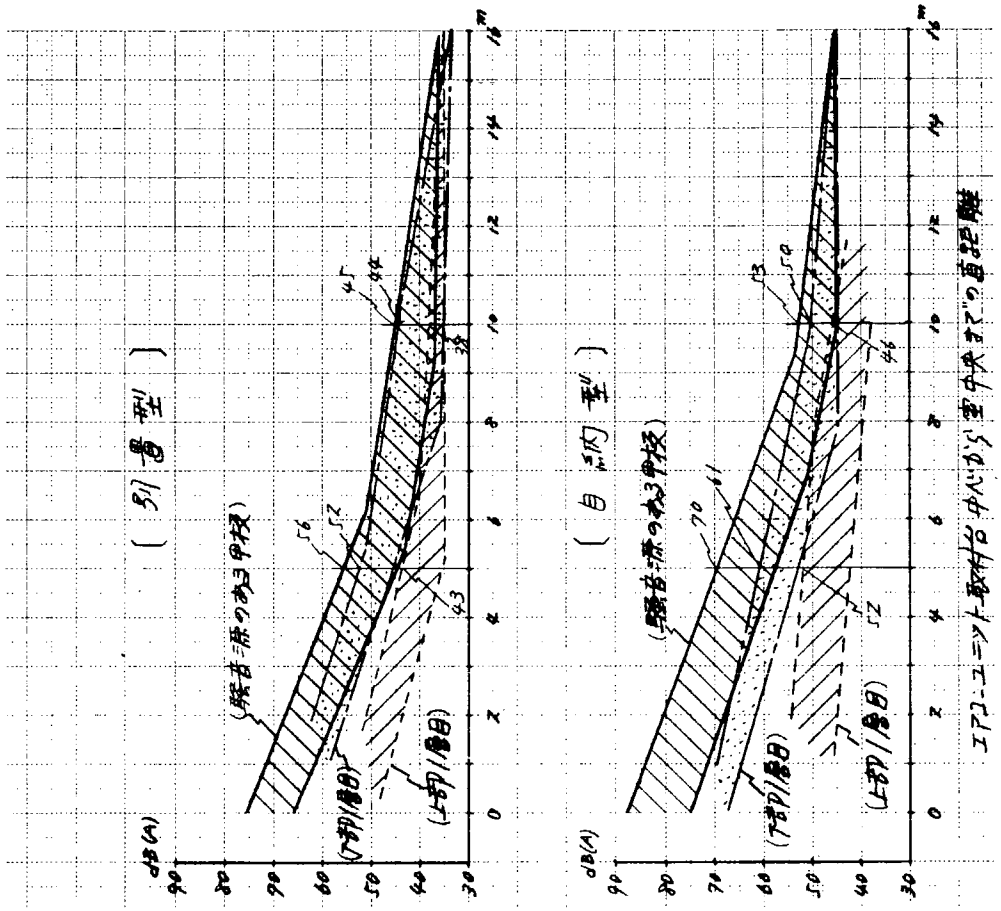


図 3.1.9　エアコンユニット騒音の甲板層別影響度合

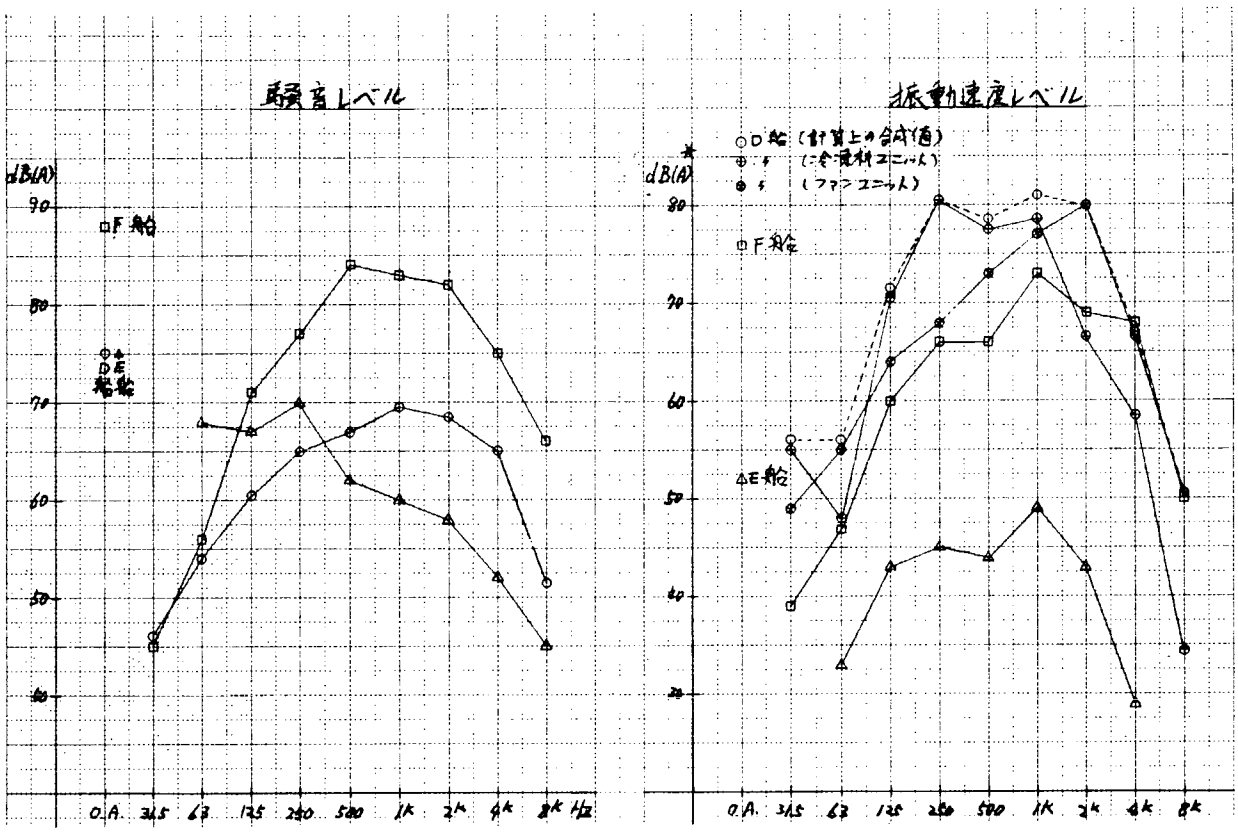


図 3.1.10　自納型エアコンユニットの周波数特性

※ 3.1.3(1)(b)参照

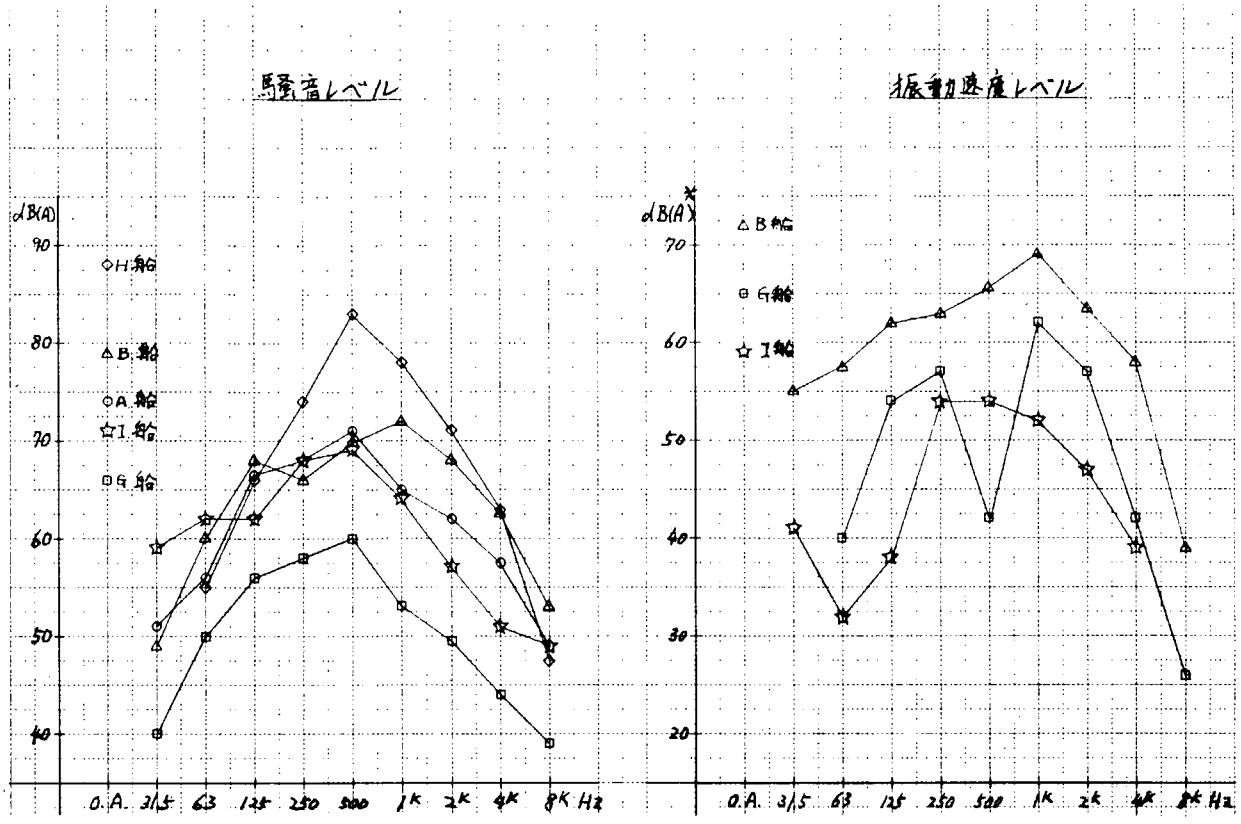


図 3. 1. 11　別置型エアコンユニットの周波数特性　　※ 3. 1. 3(1)(b)参照

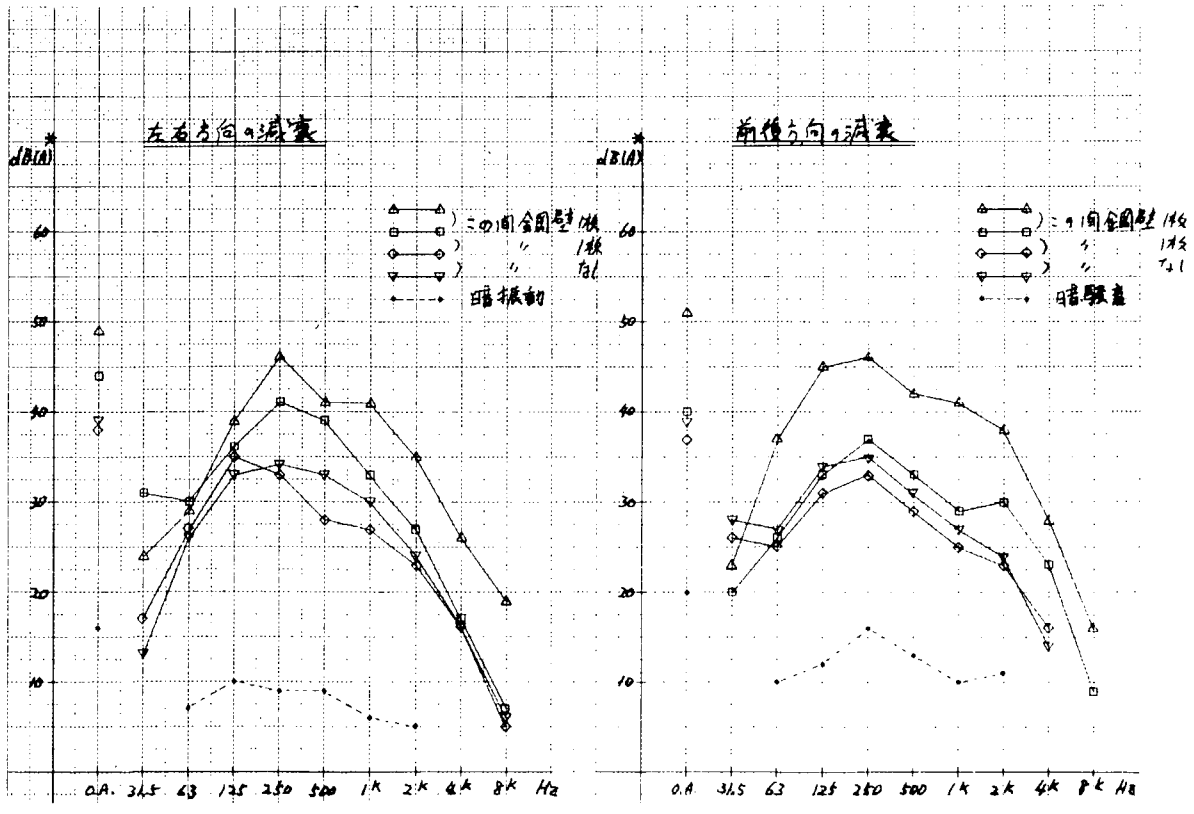


図 3. 1. 12　"G船"甲板振動速度レベルの鋼壁による減衰　　※ 3. 1. 3 (1)(b)参照

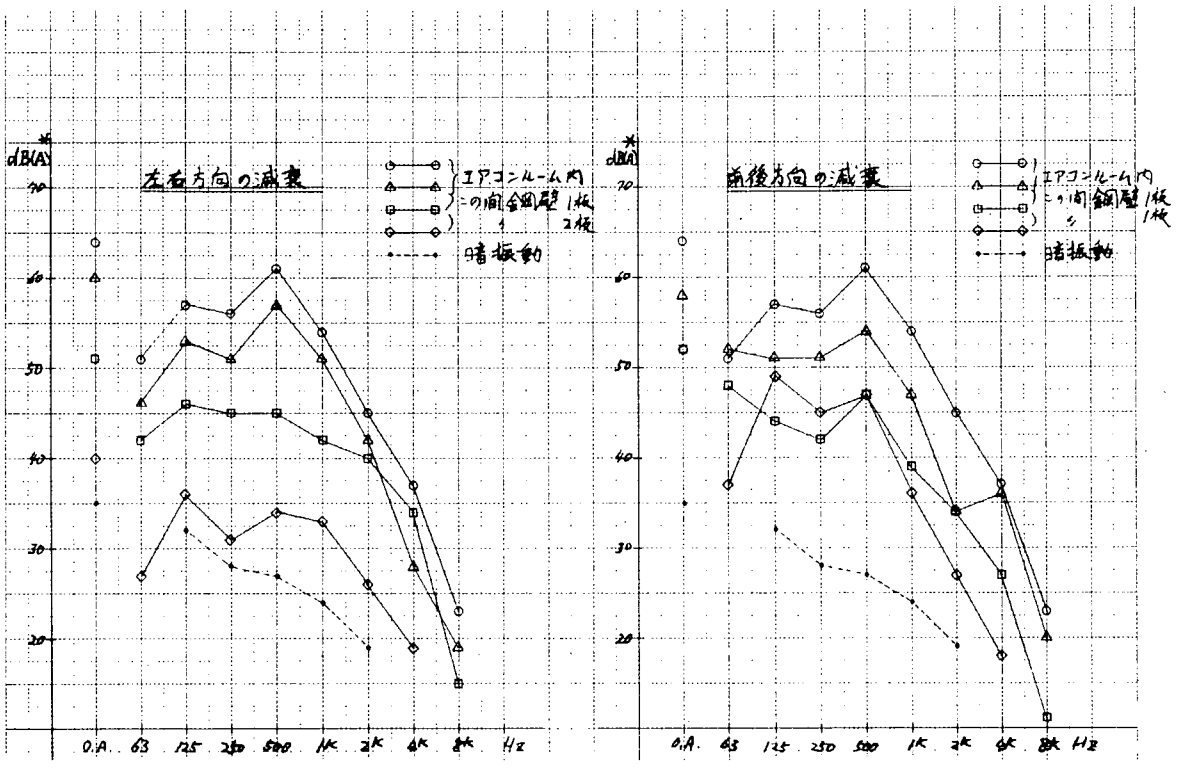


図 3. 1. 13　"H船"甲板振動速度レベルの鋼壁による減衰　　※ 3. 1. 3(1)(b)参照

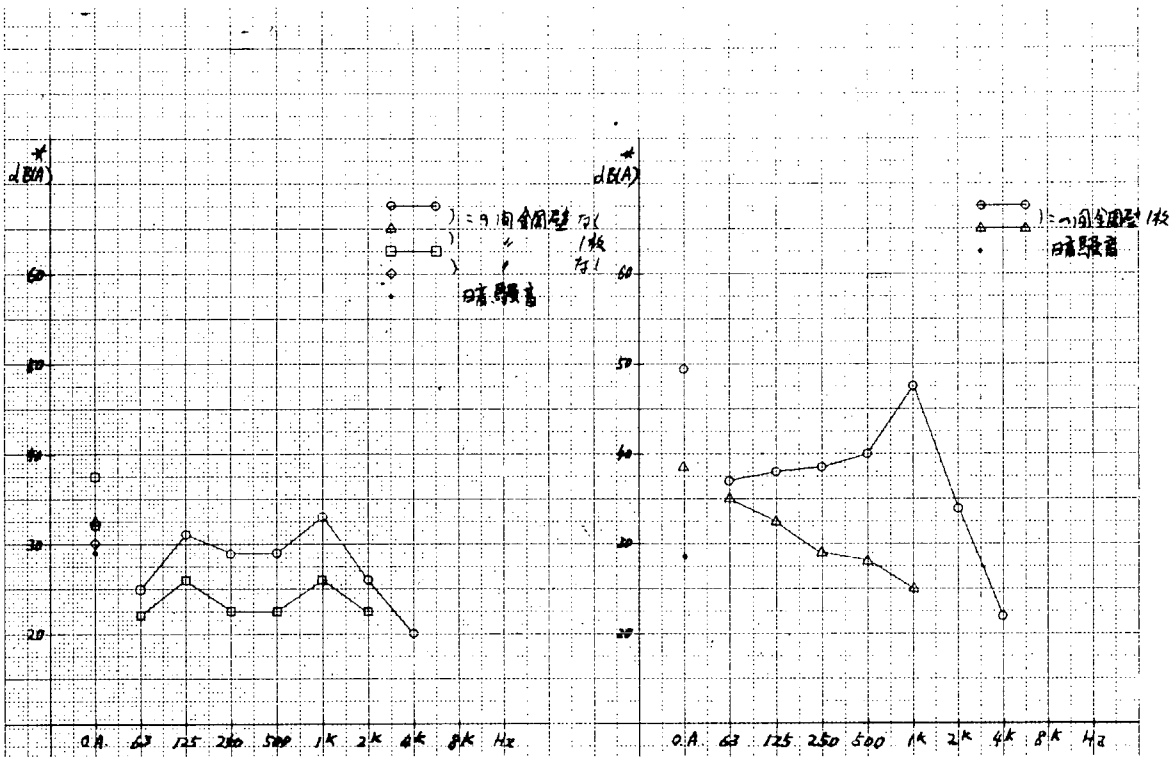


図 3. 1. 14　"I船"甲板振動速度レベルの鋼壁による減衰　　※ 3. 1. 3(1)(b)参照

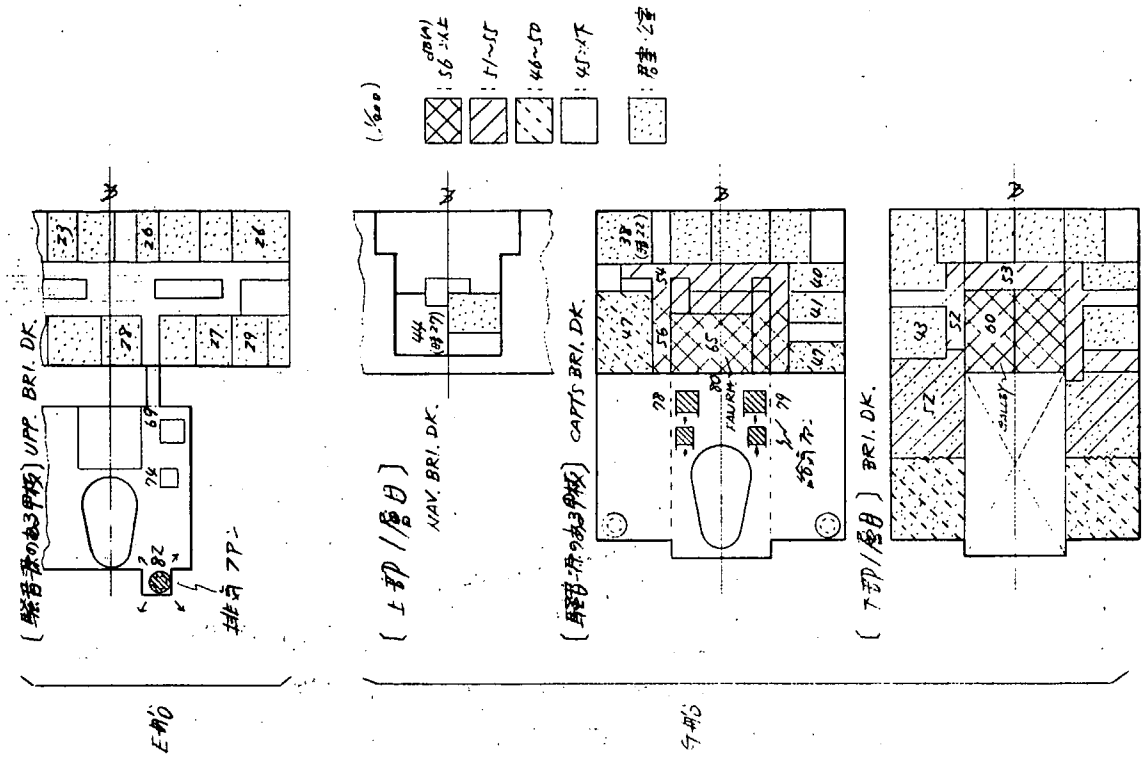


図 3. 1. 15　機関室通風機の騒音分布

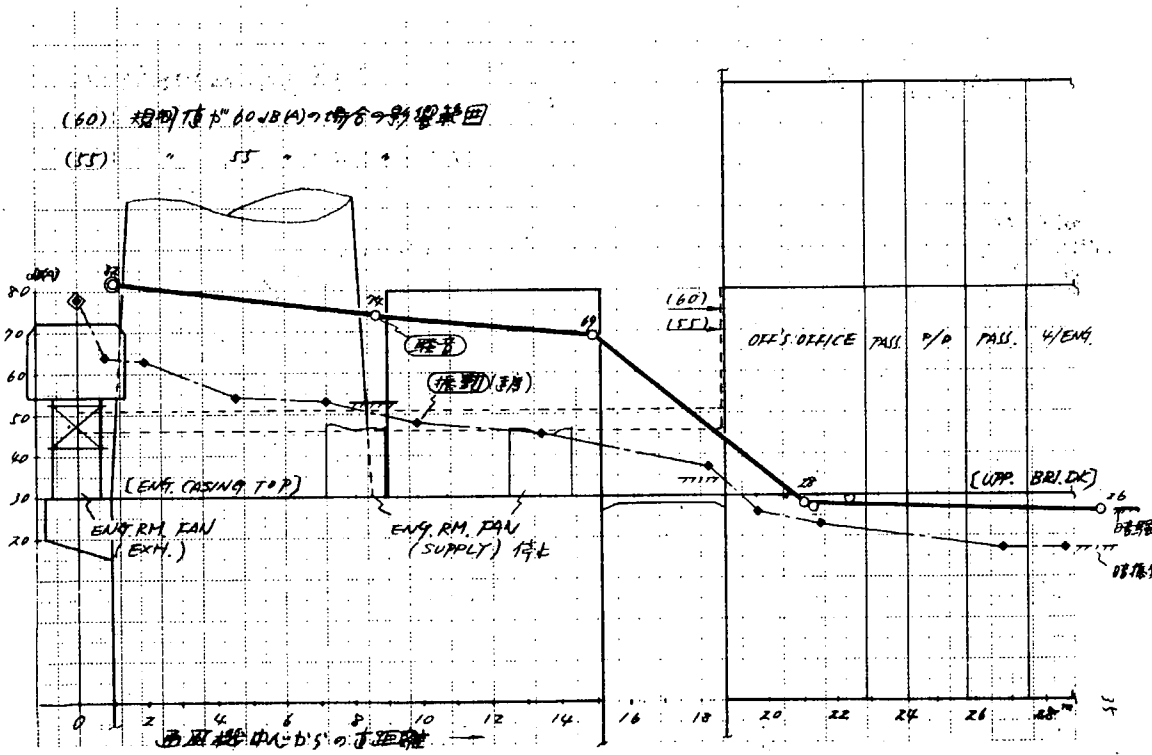


図 3. 1. 16　機関室通風機騒音の影響範囲（E船）

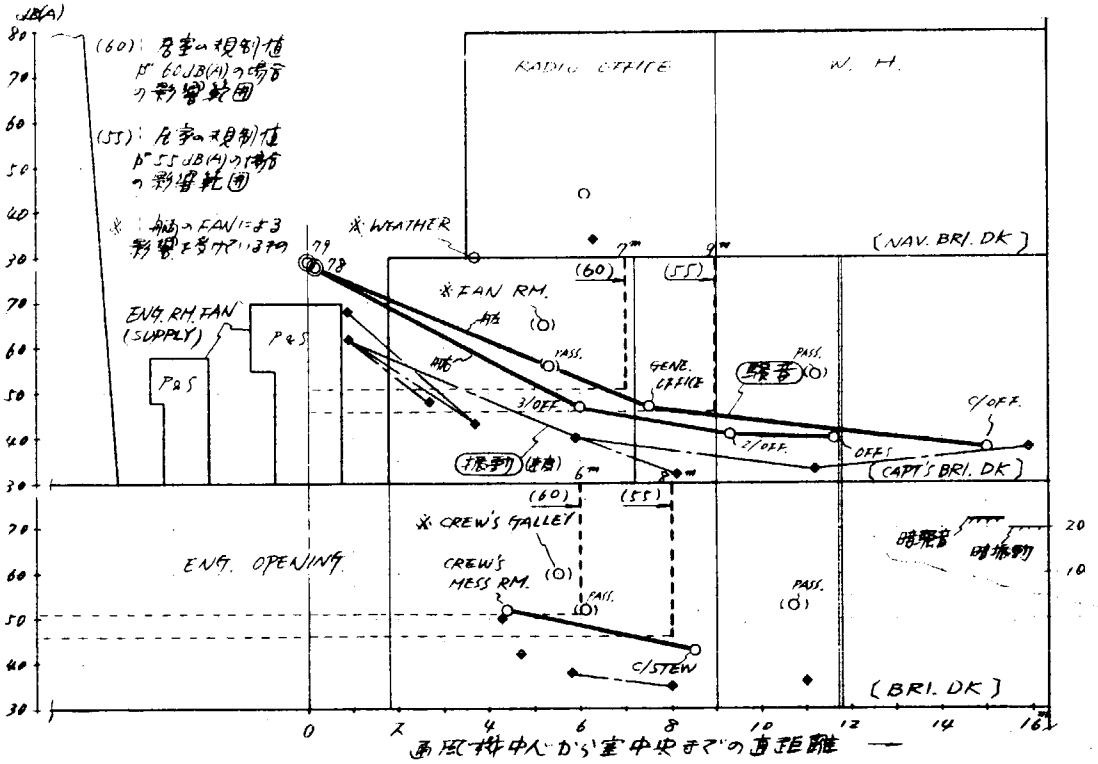


図 3. 1. 17　機関室通風機騒音の影響範囲（ G船 ）

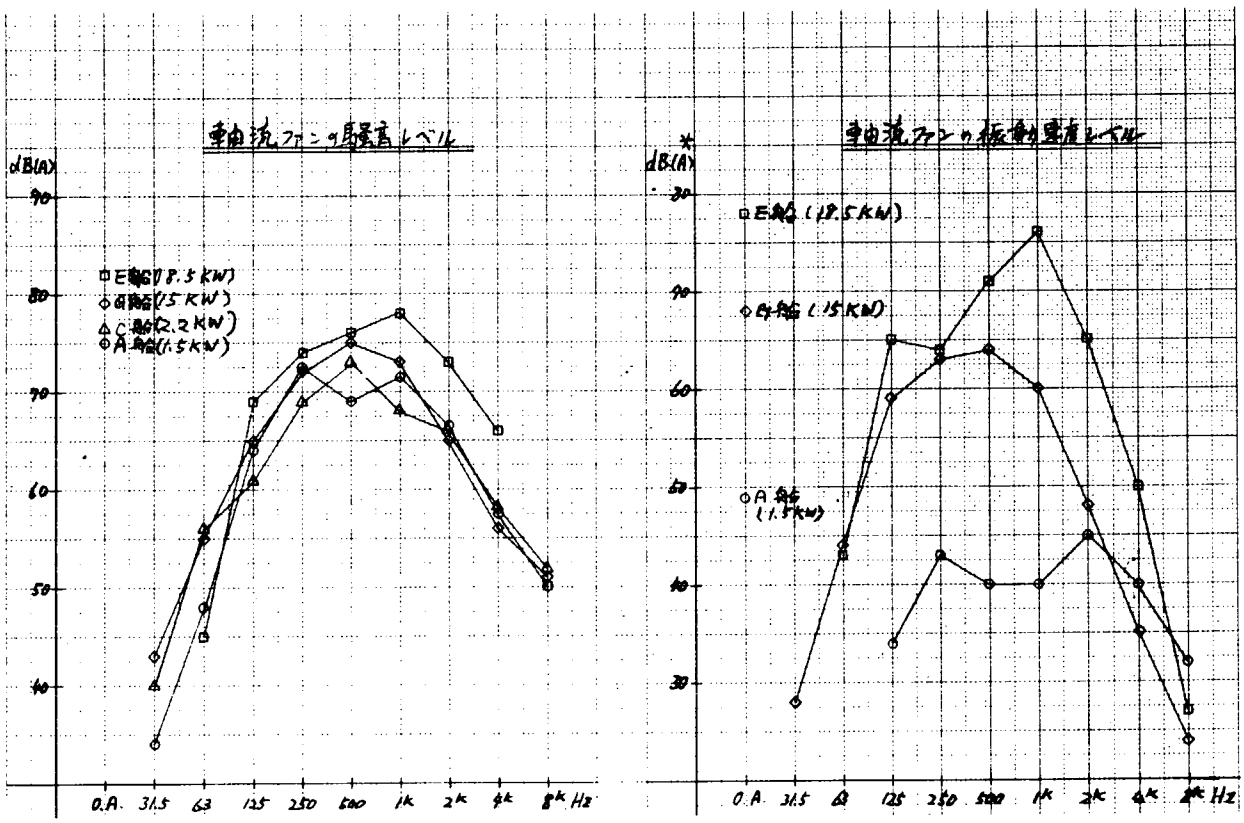


図 3. 1. 18　軸流ファンの周波数特性

※ 3. 1. 3 (1) (b)参照

(イ) 通風機（但し通風機の回転数は 60 Hzの交流電源とした）

過去の実績によれば，軸流式通風機の場合回転数 3,600 rpm（ 2 極）のものを用いると必ずといってよい程騒音問題が発生しているので， 1,800 rpm（ 4 極）のモータが望ましく，特に騒音規制が厳しい場合は 1,200 rpm（ 6 極）以下のものを用いることが効果的である。

(ロ) 冷凍機

エアコンユニットの冷凍機や糧食冷蔵庫用冷凍機の圧縮機は一般にレシプロ型のものが使われるため，圧縮機の往復動振動と駆動モーターの回転による振動が起振源として付加されるので，これら機器周辺に及ぼす影響は無視することはできない。

従ってこれらの冷凍機の低騒音化としては，次の対策・処置がある。

① エアコンの場合冷凍機をファンルームから切離して，機関室に設置するいわゆる別置型を使用する。これにより音源室の騒音レベルで 2 ～ 5 dB低くなる。（図 3. 1. 19 (A)及び図 3. 1. 7 と図 3. 1. 8 による）

② 冷凍機の圧縮機の型式は一般にレシプロ型であるが，これを回転型（例えばロータリや，スクリュー型等）に改める。

これにより音源室の騒音レベルで 4 ～ 6 dBの低下が期待される。（図 3. 1. 19 (B)による）

(ii) 機関室・居住区用通風機

前の(i)・(イ)で述べた通り，第一は回転数について考慮する必要がある。尚型式については軸流型と遠心型があるが，据付面積が少なくてかつ価格が安いということで，最近ではほとんど軸流型が主流を占めているので，特に軸流型について考えることにした。

発生した騒音の居住区への影響を少なくするため次のような方法を講ずることが低騒音化への方策である。

(イ) 吸・排気口金物にキノコ型通風筒を用いると発生騒音が四方に放射されるので騒音対策上好ましくなく，騒音対策の対象室が近くにある時は，音の指向性を利用した吸・排気口金物を採用して，発生騒音を受音側と反対方向に放射することが必要である。これにより操舵室の騒音レベルで 3 ～ 5 dBの低下が可能とみられる。（ SR 156 昭和50年度研究報告書，表 8. 5. 1による）

(ロ) 通風機の吸込側又は吐出側のいずれかの効果的な側に

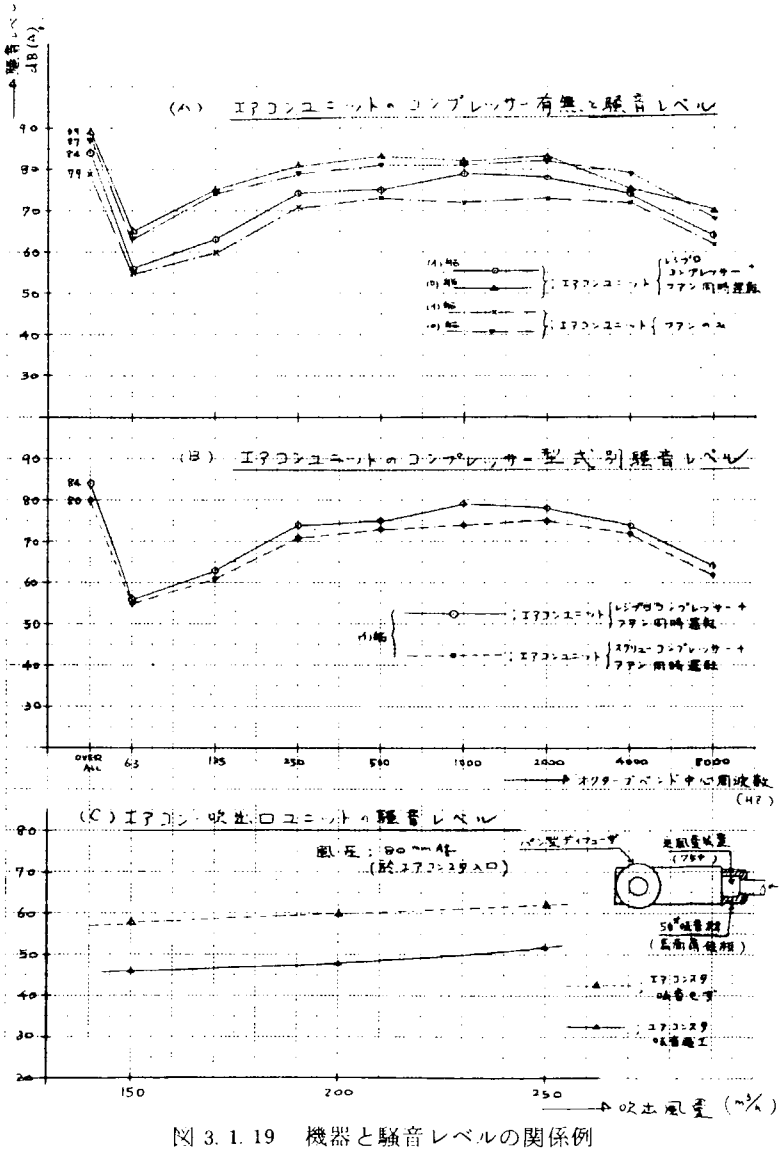


図 3. 1. 19 機器と騒音レベルの関係例

吸音ダクト（吸音筒）を設置する。これで給・排気口金物付近で約10dB程度の低下が期待される。（SR 156 昭和 50 年度研究報告書，表 8.5.1 による）

(iii) ダクト，ルームユニット

ダクト，ルームユニットからの騒音は空気の擦過音が主体であるが，機関室から比較的離れた居室では機関室の影響が少なくなるかわり，これらの騒音がその部屋の騒音レベルを支配してくるので，このダクトやルームユニットから発せられる騒音を無視することはできなくなる。

低騒音化として，

① ダクトについては通過風速を設計上許容できる範囲で低くする。

② 風速を落すことができない時は，ダクトの分岐部や径の絞り部などの要所に吸音ダクトを挿入することにより騒音レベルの低下を計る。

③ ルームユニットの吹出口（ディフューザ）の形式は一般にパン型（丸型ディフューザ）がグリル型に比して低騒音といわれており 5 dB程度低くなる。（SR 156 昭和 50 年度研究報告書 3.2.5, 図 3.2.15による）

④ 定風量装置（エアコンスタ）付ルームユニットでは風量絞り用ダンパから発生する騒音の低騒音化についての一方法として，定風量装置部分に吸音筒（50 mm吸音材に薄鉄板によりカバーしたもの）を装着することで，約 10 dB低下させることができその例を図 3.1.19 (c)に示す。

(3) 音源機器の防振

このワーキンググループで計測を行った 9 隻の内，エアコンユニットに防振ゴムを持たない船は 1 隻だけで，他は全て防振ゴム付であったが，この 1 隻と他の船を比較しても騒音レベルの計測結果がバラバラであり，防振ゴムの有無による優劣の差ははっきり表われていない。この主な理由はファンからの直接音の影響と思われる。然しながら振動伝達の面からの防振ゴムの効果に関しては，B船及びD船で防振ゴムの上下の振動レベルを計測したが，これによると振動速度レベルでB船で 6～13 dB，D船で 24 ～ 31 dBの効果が見られた。

エアコンユニットの影響は他の騒音源に対する対策が進むにつれ相対的に大きくなってくるものであり，騒音規制値のある船に対してはエアコンユニットに防振ゴムを採用することは振動伝達を防止する意味からも有効で十分推奨できる。

(4) 吸音・遮音処理と対策施工範囲

(a) 吸音処理

エアコンユニットルーム内の騒音レベルに関しては何ら規制値がなく，又このワーキンググループの 9 隻の計測値も 66 ～ 88 dB(A)であり，長時間人間が室内に留まるという性格の部屋でもないので，室内の吸音処理は必要ないとも考えられる。しかしエアコンユニットルームは一般に居住区内にあり，吸音は音圧により生ずる壁面からの 2 次固体音の影響を少なくする上で有効である。

(b) 遮音処理

また特にエアコンユニットルームに隣接して居室・公室などが配置された場合には，隣接した部屋の騒音規制値を考慮し，必要な遮音量を求め，それに適した周囲壁・天井・床構造を選択する必要がある。

3.1.5 まとめ及び今後に残された課題

(1) まとめ

本章では，船体部の主要機器単体運転時の騒音の影響を調査した。このうち，エアコンユニットは居住区に最も大きい影響を与えている機器であるので，主としてそれについて検討したが，エアコンユニットのある甲板（音源の下部甲板もほぼ同じ傾向につき音源甲板に含めて考える）では，機器中央より半径 7～10 m の範囲が影響を受けており，これの上部の甲板では 3 ～ 5 m程度であることが判った。

また一方機関室用通風機にあっては，分離型居住区では余程居住区に近接して設置しない限り，ほとんど影響

を無視しても差支えない。ただし，機関室取巻型居住区の場合で，居住区近傍にその通風機が設置された時は，かなり影響を与えているので，予め配置要素として考慮しておく必要がある。

さらに居住区用通風機（SR156昭和50年度報告書）では，居住区用としては比較的容量の大きい出力1.5kWのものでも，その影響範囲はその設置直下の部屋（これらの部屋は非居住室となることが多い）くらいで，通風機より3mも離れると影響は極めて少なくなり無視してもよい程になる。

なお，これらの音源の周波数特性を調べてみるとエアコンユニット及び各種通風機（今回は総て軸流型であった）のいずれについてもオクターブバンド中心周波数の500～1,000Hzに最も高いバンドレベルが認められた。騒音レベルと規制値の関係については，エアコンユニットの置かれた甲板より2層以上離れれば騒音源からの影響はほとんど無くなってしまう。すなわち，G・H及びI船の騒音分布で音源甲板を挟んだ3甲板だけをみても，特別に騒音対策を実施していないこれらの船の居住区のうち，規制値をクリアーし，又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のない居室及び公室は，60dB(A)規制の場合で62室中55室（89%），又55dB(A)規制の場合で62室中39室（63%）であった。残された11%及び37%の部屋がそれぞれ騒音対策の対象となることが推定できた。

(2) 今後に残された課題

今回の各実船計測では単体機器運転時の影響をみるため，ルームユニットの吹出口を全閉して（B船及びF船の一部では開放状態）データが収集された。通常の航走状態で，吹出口を全開にすると，受音室側の騒音レベルは，このエアコンユニットの影響量にさらに7～10dB程度大きな値になることも予想され（B船及びF船の計測で傾向が確認）るので，55dB(A)のような低いレベルの規制を要求される船では，各機器騒音の低減も大切であるが，むしろルームユニットの吹出口騒音が問題となるものとみられる。吹出口の騒音はルームユニットをサイズアップして風速を落すことにより，現在のルームユニットでも低騒音化は可能であるが，より小型で低騒音のルームユニットを研究開発する必要があろう。この点，今回の調査，研究ではこのルームユニットに関する低騒音化へのアプローチは一切されていない。

また今回の調査・研究では航走時の連続音のみを対象機器として選んだが，一方一時音・間欠音も無視する訳にはいかず，特に碇泊中の騒音として荷役機械（タンカーのカーゴポンプ，貨物船のカーゴギヤ等）から発する騒音の影響も居住室に及ぼす度合は必しも小さくないが，今回はこの影響については触れられていなかったので，今後この方面の調査・研究も望まれる課題である。

4. 船体関係固体伝搬音の研究

船舶居住区の騒音には固体伝搬音（以下固体音と略称）の寄与度が大きく，騒音低減には，その対策が重要であるが，複雑な鋼板溶接構造の船舶において固体音はほとんど解明されていない。

船舶における固体音の問題点は，昭和50年度研究報告書の4.の冒頭（P.47）に4項目に分けて示した通りである。この問題点を解明し，将来の騒音規制への対応，及び船体完成後の対策を最小限に止めるために基本設計段階での騒音予測と対策立案を可能にする方向で，船体関係固体伝搬音の研究を，昭和50年度から推進している。

また，上述の目標のために必要な資料のうち，この研究グループでは次の4項目に関する資料の調査を行うこととした。

(a) 居住区における固体音（振動）の伝達損失

(b) 居住区における固体音（振動）の伝達経路推定

(c) 居住区構造における振動の遮断・減衰

(d) 固体音（振動）の伝搬予測手法

上述の(a)～(d)に対して，次の研究項目を設定している。

(1) 固体音の伝達損失の研究

(2) 固体音の遮断・減衰の研究

(3) 実船計測およびデータ解析

(4) 固体音低減手法の予備検討

研究項目(1)，(2)は，基礎研究からの積重ねが必要であるため，昭和50，51年の2年度にわたり実施し，項目(3)，(4)は昭和50年度の研究成果，実船計測データ収集の都合上，昭和51年度の単年度研究とした。

以下に，昭和50年度研究の概略成果と，昭和51年度研究の内容について述べておく。

A　50年度研究概要

(1) 固体音の伝達損失の研究

単純な立体板構造モデルによる固体音伝搬の基礎的検討

㋑ 伝達損失推定法

単純な板構造モデルの実験により，固体音伝搬の基本特性の把握，ＳＥＡ法による固体音伝搬の予測理論式の作成。

㋺ 音源寄与度の分離法

居室の騒音・振動が複数個の発生源から伝達されている場合，各発生源のエネルギー寄与度の測定・分離・予測手法作成。

平板モデル，立体板構造モデルによる実験で，発生源の分離・検知の見通をえた。

(2) 固体音の遮断・減衰の研究

㋑ 構造不連続部のエネルギー伝達特性

ＳＥＡ法適用時の重要なパラメータである結合損失率の理論式作成。本理論により，結合条件と固体音遮断の関連要因を把握。梁の各種結合形式について，結合部のエネルギー透過率の資料整理。

㋺ 減衰材貼付による振動低減特性

甲板，壁体などに，減衰材（実船使用，市販材）を貼付したときの振動低減度，内部損失率の推定法作成および実験。

B　51年度研究項目

Aで述べた50年度の成果および今後の展開を考えて，次のように設定した。

(1)　固体音の伝達損失の研究

㋑　立体多層モデルの伝達損失の実験

多層モデルの固体音伝搬の実験結果とＳＥＡ法による計算結果の比較によるＳＥＡ法の妥当性検討および伝達損失特性把握。

㋺　居住区スケールモデルの実験

機関室・居住区を含む1/10縮尺モデルによる固体音伝搬の実験。

㋩　音源寄与度分離法の実船実験

50年度の基礎研究成果を実船に適用し，有用性を確認する。

(2)　固体音の遮断・減衰の研究

㋑　内装壁の振動伝達特性

甲板，隔壁から居室内装壁への振動伝達特性の実験を行い遮断特性がよい内装構造の判定資料とする。

(3)　実船計測及びデータ解析

㋑　固体音の実船計測

単体機器運転時に，機関室および居住区各部の振動，騒音の詳細なデータを収集する。

㋺　船体部実船データ解析

50年度に実船計測したデータから固体音のデータを集約し，固体音の簡略予測法およびＳＥＡ法との比較検討を行い，簡略推定法の改良法を目指す。

(4)　固体音の低減手法

㋑　船体部固体音の低減手法の予備検討

実船実験における対策手法の見通し，有効性を把握するための対策項目の設定ならびに対策上の問題点の検討。

以上に示した船体関係固体伝搬音の研究は，51年度で一応終了とし，得られた基礎研究成果を52年度以降の研究へ応用していくこととなる。

4.1　固体音の伝達損失の研究

4.1.1　単純板構造モデルによる伝達損失推定法の検討

50年度研究で，次の3種類の板構造モデルについて，固体音伝搬の実験を行った。

(1)　モデルＢ－１：スチフナ付モデル

(2)　モデルＢ－２：仕切壁付モデル

(3)　モデルＢ－３：立体多層モデル

ここでは，ＳＥＡ法を用いて，上述のモデルの固体音伝搬の計算を実施し，その結果と実験結果を比較検討し，固体音予測計算法として，ＳＥＡ法の適用性および，伝達損失の推定法について述べる。

(1)　板構造モデルの計算と実験の比較

(a)　計算モデルの概要

ＳＥＡ法により固体音の伝搬特性を計算する場合，構造系をパネル間のエネルギー伝搬を表わす回路網にモデル化する必要がある。この場合，各パネルを振動体として表わし，各パネルの結合部をエネルギー伝達要素として表現する。立体構造の場合は，パネル間の結合が多岐にわたるために，回路網モデルは複雑になる。

図4.1.1に，回路網モデルの一例として，Ｂ－２モデルについて作成した固体音伝搬計算の回路網モデルを示す。図4.1.1からわかるように各パネルの結合関係は極めて複雑である。

表 4.1.1 に，モデルB－1，B－2，B－3のパネル数および結合部数を示す。

表 4.1.1 のデータから，通常の立体構造では，結合部数はパネル数の 3 倍程度と考えてよいだろう。

表 4.1.1　板構造モデルの構成要素

	B－1モデル	B－2モデル	B－3モデル
パネル数	25	31	148
結合部数	63	92	463

(b) 計算結果

50年度研究で実施したＳＥＡ法による固体音伝搬および伝達損失計算法に従った電算プログラムにより，各モデルの伝搬計算を行った。

(i) 計算条件とパラメータの概要

ＳＥＡ法による固体音計算では，パネルのモーダル密度，内部損失率および結合損失率が重要なパラメータである。

(イ) 計算条件

1. パネル要素　：同一板厚の平板
2. パネル結合形式　：同一板厚平板のＬ，Ｔ，Ｘ型結合
3. 周波数バンド幅　：⅓オクターブバンドまたは 1 オクターブバンド
4. パネルの振動様式：単純曲げ波に限定

(ロ) パラメータ

各パラメータは，次の関係式により与える。

① モーダル密度 $dN/d\omega$

$$\frac{dN}{d\omega} = \frac{S}{4\pi}\sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad , \quad m'' = \rho h \quad , \quad B' = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \qquad \cdots\cdots (4.1.1)$$

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 ：パネル板厚　　S ：パネル面積

② 結合損失率 η_{ij}

$$\eta_{ij} = \frac{Cg\,L\tau}{\pi\omega S} \qquad \cdots\cdots (4.1.2)$$

$$Cg = 2C_B \quad , \quad C_B = \sqrt{\frac{Eh^2\omega^2}{12(1-\nu^2)\rho}} \qquad \cdots\cdots (4.1.3)$$

Cg ：曲げ波の群速度　　L ：パネルの結合部長さ

C_B ：曲げ波の伝搬速度　　ω ：角振動数

τ ：透過率

同一板厚のパネル結合部での透過率 τ は表 4.1.2 で与えられる。

表 4.1.2　同一板厚パネル結合に対する透過率

結合形式	L型	T型	X型
透過率 τ	1/3	4/27	1/12

③ パネルの内部損失率 η

パネルの内部損失率は，図 4.1.2 に示すデータを用いた。このデータは，実験モデルのパネルと同一板厚の平板について求めた実験値である。図 4.1.2 の曲線Ａは，パネルを吊下げた状態で測定した値であり，曲線Ｂは，パネルを支持枠に取付けた状態での計測値である。曲線Ｂが，曲線Ａよりも，内部損失率が大きく，しかも高周波域で，ほぼ一定値になっているのは，支持枠へのエネルギー伝達による構造損失の影響と考えられる。

従って，ＳＥＡ法を用いて，振動伝搬計算を行なう場合，各パネルの内部損失率 η は，そのパネルの周辺が，支持枠に接しているか，どうかによって，図 4.1.2 の曲線ＡまたはＢを使い分ける必要がある。

(ii) モデルB－1およびB－2の計算結果

ここでは，モデルB－1およびB－2についてのＳＥＡ法による各パネルの振動レベルの計算結果と実験結果の比較を示す。

結果は全て，1オクターブバンドで表示しているが，これは，計算，実験ともに⅓オクターブバンドごとに振動レベルを求め，エネルギー和によって，1オクターブバンドへ換算した。

(イ) モデルB－1の結果

モデルB－1について，計算および実験で求めた各パネルのオクターブ振動レベルの比較を図4.1.3(a)，(b)に示す。

実験結果は，1kHzバンド以下では，パネルの振動レベルのバラツキが大きいが1kHzバンド以上では，ほぼ一定の減衰傾向を示している。

ＳＥＡ法による計算は，加振パネルの振動レベルの実験値を与えて各パネルへの伝達振動レベルを計算した。図4.1.3(a)，(b)の計算結果で，点線表示は，全てのパネルの内部損失率ηに図4.1.2の曲線Bの値を用いた場合であり，実線表示は，パネル1，5，9，……，25の内部損失率ηには，曲線Aの値を，残りのパネルの内部損失率ηに曲線Bの値を用いた場合である。

計算結果は，2kHzバンド以上で実験とかなりよく一致しており，ＳＥＡ法適用の可能性がみえる。

パネルの内部損失率ηに全て曲線Bの値を用いた場合（図4.1.3の点線表示）4kHzバンド以上で，加振点からの距離が大きくなるほど，実験値よりも計算値が低い振動レベルを示している。これは，パネルの内部損失率ηの過大評価によるものと考えられる。

従って，この点を改良する意味で，パネル1，5，9，……，25の内部損失率ηだけを曲線Aの値にして計算した。その結果が図4.1.3の実線表示である。この結果から明らかなように，計算値は実験値に近付く方向に改良される。故に，パネルの内部損失率ηを適当に，選択すれば，実験と計算はよく一致すると考えられる。

1kHzバンド以下の実験値のバラツキは，測定精度の問題の他に，B－1モデルは，側壁および仕切壁の上端が自由端で，しかもこれらのパネル高さが低いために，パネルの低次モード共振およびモデル全体としての共振による影響と考えられる。

(ロ) モデルB－2の結果

図4.1.4(a)，(b)および図4.1.5(a)，(b)に，モデルB－2について，各パネルの振動レベルの計算と実験の比較を示す。

計算条件は，モデルB－1と同じである。

この結果では，実験によるパネルの振動レベルのバラツキもB－1モデルに比べると小さく，250Hzバンド以上で計算と実験はほぼ一致している。図4.1.4は，加振点がパネル－1（前面）の場合で，図4.1.5は，加振点がパネル－15（床面）の場合である。

また，計算結果のうち，点線表示は，パネルの内部損失率ηを全て，曲線Bの値を用いた場合で，実線表示は，内部仕切壁のパネル6，11，16，……，26と天井パネル3，8，13，……，28の内部損失率ηには曲線Aの値を，残りのパネルの内部損失率ηに曲線Bの値を用いて計算したものである。

① パネルの内部損失率の影響

全てのパネルの内部損失率ηに，曲線Bを用いた場合は，1kHzバンド以上で振動レベルの低減傾向が実験よりも計算の方が大きくなる。とくに，加振点がパネル－1の場合は，加振点から系の領域端部までの伝搬距離が大きくとれるために，内部損失率ηに全て曲線Bの値を用いた計算値と実験値の差が明確に現われている。

従って，モデルB－1と同様に，パネルの内部損失率ηをできるだけ実験条件に近くするために，仕切壁と天井のパネルの内部損失率ηだけを曲線Aの値に修正した計算結果が実線で表示したものである。この結果では，加振点からの距離が大きい領域での計算による振動レベルは大きくなり，ほぼ実験値と一致してくる。

② 加振点位置の影響

振動の伝搬性状および低減傾向に対する加振点位置の影響は，図 4. 1. 4 と図 4. 1. 5 の比較により示される。

パネル－1を加振した場合は，仕切壁 1, 6, 11 などに挟まれた各区間の天井，床，側壁の振動レベルは全て同じ値をとる。これは加振点に対する構造系の対称性により，振動エネルギーが1次元的に伝達されることを示している。

一方，加振点をパネル－15（床）に選ぶと，図 4. 1. 5 に示すように，加振パネルに隣接したパネル－12, 13, 14 の振動レベルは同じ値をとらない。すなわち，振動エネルギーは加振点から3次元的に伝達拡散することを示している。

③ モデルB－1とモデルB－2の差の影響

図 4. 1. 4 および図 4. 1. 5 に示したモデルB－2の振動レベルの実験値のバラツキは，図 4. 1. 3 に示したモデルB－1の結果に比べて，低周波域においても小さい。この原因としては次のことが考えられる。

㋑ B－2モデルは，完全な閉じた構造体であること。

従って，モデル全体としての剛性がB－1モデルより大きく，系全体の共振が現われにくい。

㋺ 各パネルの面積が，B－1モデルに比べて4～8倍大きいこと。

従って，各パネルのモーダル密度 dN/df は，B－1モデルの場合に比べて，同じ周波数バンドでは4～8倍大きくなるために，振動レベルが平均化され，バラツキが小さくなる。

④ 振動の伝搬性状への影響

図 4. 1. 4 と図 4. 1. 5 の結果から，固体音の伝搬性状，空間的な減衰の傾向は，構造系の形状，伝搬領域の大きさ，パネルの特性などにより変化すると共に，加振点の位置によってもかなり変化することは注意すべきである。

従って，加振点から任意のパネルまでの伝達損失は，同じ構造系であっても加振点により異なるため固体音の伝達損失を単純に表現することは難しく，具体的に対象となる構造系ごとに求めるべきであると考えられる。

(iii) 立体多層モデル（B－3）の結果

居住区構造へのＳＥＡ法の適用を検討するため，B－2モデルを拡張した立体多層モデルについて，固体音伝搬特性の計算と実験の比較を行った。

(イ) モデルの概要

図 4. 1. 6 は，実験に用いた立体多層モデル（以下B－3モデルと略称）であり，図 4. 1. 7 はその概略図である。

図 4. 1. 7 のπ_1，π_2，π_3，…，ϕ_1，ϕ_2，…，W_1，W_2，…，およびX_1，X_2，… の記号は，それぞれ π_i，ϕ_i，W_i，X_i の平面でモデルを切断したときの断面を表わすために用いる。ϕ_i 面およびW_i面は仕切壁を含む面に対応する。

図から明らかなように，ϕ_1面とϕ_4面には，千鳥状にパネルのない部分が存在するが，これはB－3モデルの全てのパネルの振動測定を可能にするためである。また，π_2面はdk 1からdk 5の全てにわたりW_1～W_5に相当する仕切壁は存在しないがϕ_2およびϕ_3面は，ϕ_1，ϕ_4面と異なり全面がパネルで構成され

ている。従って，π_2断面のdk 1～dk 5は両側に壁をもつ通路のような構造になっている。

B－3モデルは，3種類のパネルで構成されており，それらの寸法は，それぞれ表4.1.3に示す通りである。

表4.1.3　B－3モデルの構成パネル

パネル種類	長さ (mm)	幅 (mm)	厚さ (mm)	枚数
1	580	450	1	60
2	580	500	1	40
3	500	450	1	48

図4.1.8には，π_1，π_2およびπ_3の各断面と，その断面に含まれるパネル番号を示した。この断面には，ϕ_1，ϕ_2，ϕ_3，ϕ_4面のパネルは含まれないので，図には表現されていない。

(ロ)　各断面内の固体音伝達の計算と実験結果

図4.1.9～4.1.12に，断面π_1，π_2，π_3に含まれるパネルの振動レベルについてモデル実験による実測値とSEA法による推定計算結果を示す。これらの結果の振動レベルは全て，⅓オクターブバンドの振動速度レベルを示しており，(ii)で述べたB－1，B－2モデルの場合の1オクターブバンドレベルと異なることに注意すること。

実験条件および計算条件は次の通りである。

①　実験条件

加　振　力：⅓オクターブバンドランダムノイズ，加振力一定

加振パネル：パネル－4（π_1断面におけるdk 1のW_1パネル）

振動レベル：定常状態で，各パネルの振動速度レベルを，加振力と同じ周波数バンドで測定。

モデル取付：モデルのdk 1の周辺を支持枠にのせ，支持枠を架台に取付

②　計算条件

振動入力：加振点パネル－4の実験における実測振動レベルを各⅓オクターブバンドごとに入力。

内部損失率：図4.1.2の曲線AおよびB

振動レベル：SEA法により各パネルの振動速度レベルを，⅓オクターブバンドごとに計算。

図4.1.9，4.1.10，4.1.11および4.1.12に，それぞれ，0.5kHz，1kHz，4kHzおよび8kHzの⅓オクターブバンドにおける各パネルの振動レベルを実験値と計算値を対応させて示している。実験による振動レベルの測定値は各パネルに平行な点線で示した。

計算値の●印は，全てのパネルの内部損失率ηに図4.1.2の曲線Bの値を用いた場合であり，○印は，dk 1の全パネルとdk 1に直接結合している仕切壁パネルの内部損失率ηだけを曲線Bの値にして，残りのパネルは全て曲線Aの値を用いて計算した場合である。

計算結果から明らかなように，全パネルの内部損失率ηに曲線Bの値を用いると，振動レベルの計算値は実験値よりも小さい値を示し，とくに加振パネルからの距離が遠くなる程，計算値と実験値の差が大きくなる。

しかしながら，dk 1とその周辺のパネルの内部損失率ηだけを，曲線Bの値とし，他のパネルには曲線Aの値を用いた場合は，パネル振動レベルの計算値と実験値は，大体1～2dB程度の差で，ほぼ一致していると考えてよい。

図4.1.11の4kHzバンドに対する結果および図4.1.12の8kHzバンドの結果では，π_2，π_3断面のdk 4およびdk 5の振動レベルが実験と計算の差が大きいが，この原因としては，測定時の不確定な実験条件の変化およびパネルの製作歪などの影響が考えられる。

これらの結果からわかるように，B－3モデルのような複雑な構造系に対しても，固体音伝達予測計算へのSEA法の適用は，非常に有効な武器となるを示しており，SEA法の妥当性が確認されたといってよい。固体音の伝達特性を実船あるいはモデル実験によって，実験計測的に把握しようとすると予測計算

法に比べて，次のような欠点が考えられる。

① 実船における測定対象の巨視的把握の困難さ，モデルの製作精度および測定のバラツキなどにより，伝達損失を評価できるデータを得るには，ぼう大なデータの測定と統計的処理が必要。

② 対策手法の立案および効果確認のためには，対策項目ごとの実験計測が必要。

しかしながら，予測計算法が確立されれば，予測および対策の立案と効果確認が容易に実施できるという意味においても，B－3モデルの計算と実験の比較によりＳＥＡ法の妥当性が示されたことは大きな意味をもつ。

図 4. 1. 9～4. 1.12でパネルの内部損失率ηに図 4. 1. 2の曲線AとBの値を区分して用いたが，この理由はdk 1 の周辺は支持枠に取付られているので，支持枠を通して散逸するエネルギーを実状に則して考慮するためである。従って，dk 1近傍のパネルに対してのみ曲線Bの値を用いている。

(2) 立体多層モデルにおける伝達損失

ここでは，(1)で示したように，モデル実験結果とＳＥＡ法による計算結果が，ほぼ一致したので，立体多層モデルの結果を用いて，固体音の伝達損失の評価を試みる。この場合，実験結果を用いると測定のバラツキが影響するので，ＳＥＡ法による計算結果を用いて検討する。また，データの整理・検討は，π_1断面についてのみ実施した。

(a) ＳＥＡ法によるB－3モデルの伝達損失の結果

(イ) 断面X_iにおける dk 方向の伝達損失

図 4. 1. 13 (a)～(c)に，断面X_1，X_2，X_3，X_4における dk パネルの振動レベルの dk 数に対する低減量ΔL_vを⅓オクターブバンドレベルにより示している。基準点には，X_1断面の dk 1パネルをとっている。

基準点から断面X_iが遠くなるに従い，dk 数Mに対する低減量は小さくなり，振動 エネルギーは拡散することが理解できる。X_1断面における dk 数Mに対する低減量ΔL_vの曲線（以下ΔL_{vd}(M)カーブと略称）は，他の断面のΔL_{vd}(M)カーブに比べ複雑な曲線である。とくにM＝0とM＝1のΔL_vの差が小さく，振動数が高くなるほどΔL_vの差は小さくなる。これは，加振パネルがX_1断面の dk 1と dk 2に結合していることによる。

また，加振パネルから離れた断面X_3，X_4においては，振動数が2kHzバンド以上になると，M＝0のときのΔL_vよりも，M＝2，3に対するΔL_vが小さくなってくる。これは，dk 1 のパネルの内部損失率ηが，dk 2，3，4のパネルの内部損失率ηよりも大きいことによる。

(ロ) π_1断面における dk パネルの伝達損失

図 4. 1. 14 (a)(b)は，図 4. 1. 13と表現をかえて，π_1断面 dk パネルの振動低減量ΔL_vを示したものである。この結果では，各 dk ごとに，断面π_1の面内方向での仕切壁Wの数Nに対する dk の振動レベル低減量ΔL_v（以下ΔL_{vd}(N)カーブと略称）で与えている。

この表現法では，図 4. 1. 13に比べて，ΔL_{vd}(N)カーブはNに対して単調増加の傾向を示しており，仕切壁数Nおよび dk 数Mの関数で任意パネルまでの伝達損失を表現できそうにみえる。

しかしながら，この場合図 4. 1. 14 (b)の4kHzおよび8kHzバンドにおいて，dk 1と dk 2の低減量が，仕切壁数Nの増加と共に，dk 3，4，5の低減量よりも大きくなる傾向も含めて表現しなければならない。

(ハ) π_1断面における仕切壁パネルの伝達損失

図 4. 1. 15 (a)，(b)は，断面π_1における仕切壁パネルの振動低減量Δvを示したものである。この結果では，各 dk ごとに，断面π_1の面内方向での仕切壁数Nに対する壁パネルの低減量ΔL_v（以下ΔL_{vw}(N) カーブと略称）で与えている。ただし，基準点は加振パネルで，π_1断面のW_2パネルである。

この場合も，図 4. 1. 14とほぼ同様の傾向を示すが，dk 1に対するΔL_{vw}(N) カーブだけが，振動数が高

くなると，他のd$\underline{k}$に比べて低減傾向が変化してくる。

図 4. 1. 14 と図 4. 1. 15 は，d$\underline{k}$数Mをパラメータにして仕切壁数に対する振動レベル低減量ΔL_Vを，それぞれd$\underline{k}$パネルと仕切壁パネルについて表示したものである。従って，両者を比較すると，d$\underline{k}$ パネルと仕切壁パネルに対する振動低減量の傾向の差を知ることができる。その結果，$\Delta L_{Vd}(N)$と$\Delta L_{VW}(N)$ の差は，定量的には把握できないが，概略の傾向として，仕切壁数NがN＜3では，d$\underline{k}$パネルに比べ仕切壁パネルの方が，壁数Nあたりの低減量$\Delta L_V/N$は大きい。しかしながらN＞3では，$\Delta L_V/N$ は逆の傾向を示しているようである。

(b) 伝達損失の検討

図 4. 1. 14 および図 4. 1. 15 の振動レベルの低減傾向から，d$\underline{k}$数Mと仕切壁数Nを用いて，伝達損失の概略推定式を求めることが考えられる。伝達損失の概略推定式の形としては，Janssen の表現式を変形した形では，次の関数形式が考えられる。

$$\Delta L_V = C_1(\Omega)\,M^{\alpha} + C_2(\Omega)\,N^{\beta} \qquad \cdots\cdots (4.1.4)$$

ΔL_V ：加振パネルからd$\underline{k}$数M，壁数Nだけ離れたパネルまでの伝達損失

$C_1(\Omega)$，$C_2(\Omega)$：振動数に依存する定数

α，β：べき指数

しかしながら，図 4. 1. 14 および図 4. 1. 15 で明らかなように，構造系内部に区分的な内部損失率の差がある場合は，振動レベルの低減曲線がd$\underline{k}$ごとにかなり複雑に変化し，（ 4. 1. 4 ）式よりも単純な形で表現することは難しい。また（ 4. 1. 4 ）式の定数C（Ω），α，βを，複雑な低減曲線群から直接求めても，推定精度は著しく悪いことが予想される。

従って，（ 4. 1. 4 ）式よりも，さらに巨視的に構造系の空間を表現できるパラメータが必要となる。

(イ) B－3モデルのπ_1断面における振動低減量の空間分布

伝達損失の表現法を求めることを目的に，π_1断面における振動レベル低減量ΔL_V の空間分布を調べた。その結果を図 4. 1. 16 に示す。図の●印は，各パネルを表わしており，各パネルまでの低減量ΔL_V をもとに低減量の空間分布を模式的に等高線で示した。

この結果，低減量の空間分布を表わす等高線は，250 Hzバンドの低周波では，加振パネルを中心にほぼ同心円状に分布し，エネルギーが空間的に拡散していることを示している。

しかしながら，d$\underline{k}$ 1周辺のパネルの内部損失率が，残りの部分の内部損失率よりも大きいことにより，1 kHzバンド以上になるとd$\underline{k}$ 1のパネル㊵近傍に，局部的に低減量が大きい部分が現われ，低周波域でほぼ同心円状であった等高線群の空間的分布を歪ませるようになる。

図 4. 1. 16 (c)に示したように，低減量を表わす等高線に直交する点線を描くと，この点線で表わした曲線群は，空間を伝搬する振動エネルギーの流れ経路を表現することになり，加振パネルから，パネル㊵への屈折した点線は，加振点からのエネルギーが，空間へ拡散するのでなく，パネル㊵へ吸込まれていくことを示している。

従って，低減量の等高線が，図 4. 1. 16 (a)のように同心円状から歪んで図 4. 1. 16 (c)，(d) のように局部的な等高線が現われる部分は，エネルギーの吸込点を表わすことになる。この吸込点の存在が，図 4. 1.13の d$\underline{k}$ 3, 4 における低減量の減少に対応することになる。

上述のように，ＳＥＡ法を用いた伝搬計算を行うと，モデル実験では難しい空間的な振動低減量の分布，伝達経路の視覚化が可能であり，対策立案にも有効である。

(ロ) 伝達損失の表現とそのパラメータ

図 4. 1.16の結果を参考にして，伝達損失を簡略表現する試みとして，d k 数Mと 仕切壁数Nを用いて2次元空間を距離表示する方法を用いた。

① 距離パラメータR

加振点から，各パネルまでの距離を表わすパラメータとして，次式で定義した距離パラメータRを用いる。

$$R \equiv \sqrt{M^2 + N^2} \qquad \cdots\cdots (4.1.5)$$

M：加振パネルから目標パネルまでのd k 数

N：加振パネルから目標パネルまでの仕切壁数

図 4. 1. 17に，各d k パネルと各仕切壁パネルについて，加振パネルからの距離パラメータRを示した。この場合，d k パネルと仕切壁パネルについて，（ 4. 1. 5 ）式のM，Nのとり方が異なることに注意すべきである。d k パネルの場合，加振パネルと直接結合しているd k に対しては，M＝ 0.5, N＝ 0.5 とした。

② π_1断面における伝達損失

図 4. 1. 18 (a), (b), (c)に，π_1断面における仕切壁パネルの伝達損失を示し，図 4. 1. 19 (a), (b), (c)に同じく，d k パネルの伝達損失を示す。これらの結果をみると，π_1断面内の全パネルのデータが，ほぼ1個の曲線で表現でき，図 4. 1. 14, 図 4. 1. 15 に比べて，伝達損失の簡略推定式をまとめる上で好都合である。

図 4. 1. 18 と図 4. 1. 19 の両方とも，距離パラメータRに対してR＝3近傍に伝達損失の折曲り点があり R＞3では伝達損失の増分は著しく小さくなる。また，R＞3の領域で，d k パネルと仕切壁パネルの伝達損失の増分を比べると，後者の方が前者よりも小さく，1kHzバンド以上では，R＞4のとき仕切壁パネルの伝達損失は，殆んど増加していない。

この結果は，実船計測データにおいて，振動源のある機関室から離れた居住区では，伝達損失は，ほとんどd k の高さ方向だけで，d k の幅方向に対しては振動レベルの分布がほぼ一様であるという事実を説明しているように考えられる。

図 4. 1. 18，図 4. 1. 19の 4kHzおよび 8kHzバンドの結果では，d k 1の周辺パネルの内部損失率が影響して伝達損失のバラツキが大きいがd k 1 のデータを除外すると，距離パラメータRと伝達損失の関係は，1個の曲線で近似できる。

ここで得られた伝達損失の結果は，R＜3の加振点に近い領域とR＞3の加振点から遠距離領域の両方をうまく把握できた。これは，B－3モデルが，比較的大型で区画数（ d k 数＝5, 仕切壁数＝5 ）が十分であったことによる。しかしながら，区画数がB－3モデルよりも少ない場合には，上述の伝達損失の空間的特性を把握できたかどうかは疑問である。

(ハ) 伝達損失の表現式

図 4. 1. 18, 図 4. 1. 19の伝達損失曲線を距離パラメータRの関数で表現する場合，距離パラメータRのべき乗式$\Delta L_V = CR^{\alpha}$だけでは表現困難である。次に，表現式の試案を2通り示しておく。

〔第1案〕

距離パラメータRに対する伝達損失ΔL_Vの折曲り点を$R = R_0$とすると

$$\left.\begin{array}{ll} R \leq R_0 \text{のとき} & \Delta L_V = C_1 R^{\alpha_1} \\ R > R_0 \text{のとき} & \left\{\begin{array}{l} \Delta L_V = C_2 R^{\alpha_2} \\ \Delta L_V = C_3 (R - R_0)^{\alpha_3} + C_1 R_0^{\alpha_1} \end{array}\right. \end{array}\right\} \qquad \cdots\cdots (4.1.6)$$

C_1, C_2, C_3, α_1, α_2, α_3：定数

〔第２案〕

$$\Delta L_V = \frac{C_1 R^{\alpha_1}}{C_2 + C_3 R^{\alpha_2}} \quad \cdots\cdots (4.1.7)$$

（４.１.６）式は，関数型は単純であるが，１個の伝達損失曲線を表わすのに，２個の式が必要であり，（４.１.７）式は，やや複雑であるが，表現式は１個である。しかし，複雑な曲線を決定する上では，未定定数が１個多く，関数型の複雑な（４.１.７）式の方が精度はよいと考えられる。

(3) 固体音伝達計算へのＳＥＡ法適用に関する考察

(2)で述べたように，固体音伝搬のモデル実験結果とＳＥＡ法による計算結果は，ほぼ一致し，固体音予測法としてのＳＥＡ法の妥当性が確認された。ここでは，モデル実験とＳＥＡ法による計算の結果をもとに，固体音の伝達特性予測にＳＥＡ法を適用する場合の，その適用限界，パラメータの影響，対策への応用などについて考察する。

(a) 板構造系における適用限界

Ｂ－１モデル，Ｂ－２モデル，Ｂ－３モデルの実験結果をもとに，ＳＥＡ法を板構造系に適用する場合の，振動数域および板要素の寸法などの限界について述べる。

(i) 振動数域の限界

(イ) 振動数の上限と板厚の限界

現在の計算法は，単純曲げ波理論を用いているので，上限振動数を与えると，単純曲げ波の適用限界から板厚の上限値が決定される。曲げ波の波長 λ，板厚 h に対して，単純曲げ波理論の適用範囲は $\lambda \geq 6h$ で与えられる。

平板の材料が鋼板で，振動数 f の上限を $f = 10$ kHz とすると，$\lambda \geq 6h$ を満足する板厚 h は，$h \leq 30$ mm となる。

(ロ) 振動数の下限

Ｂ－１モデルとＢ－２モデルの振動伝搬の実験と計算を比較した図 4.1.3，図 4.1.4 によれば，Ｂ－１モデルでは，2 kHzバンド以上，Ｂ－２モデルでは 0.5 kHzバンド以上で，実験値と計算値は，ほぼ一致している。従って，Ｂ－１モデルとＢ－２モデルに対するＳＥＡ法適用の下限振動数を，それぞれ，2 kHzおよび 0.5 kHzとした場合，この下限振動数を，対応する波長 λ と板要素の辺長 ℓ の関係および板要素の固有モード数の下限値で示す。板厚 1 mmの鋼板に対する 2 kHzおよび 0.5 kHz での曲げ波の伝播速度 C_B と波長 λ は表 4.1.4 に示す。

表 4.1.4　板厚 1 mmの鋼板に対する C_B と λ

振動数 f	C_B〔cm/s〕	λ〔cm〕	備　　考
0.5 kHz	0.7×10^4	14.1	$C_B = 10^3\sqrt{hf}$　h：鋼板板厚〔cm〕
2.0 kHz	1.4×10^4	7.0	

また，表 4.1.5 にＢ－１モデル，Ｂ－２モデルの各要素パネルの寸法および，固有モード数を示す。

表 4.1.5　要素パネルの寸法と固有モード数

モデル	要素パネル		下限振動数	f_1 以下の振動数域に含まれる
	寸法 B × L〔cm〕	面積 S〔cm²〕	f_1〔kHz〕	各パネルの固有モード数 N_1
Ｂ－１	8 × 30	240	2.0	15
	30 × 30	900		57
Ｂ－２	30 × 30	900	0.5	14
	60 × 30	1,800		29

振動数 $f < f_1$ の領域に含まれる鋼板の固有モード数 N_1 は，次式で求められる。

$$N = 3.167 \times 10^{-6} \times S f_1 / h$$

表 4.1.4 と表 4.1.5 から，ＳＥＡ法が適用する場合の概略条件としては，

(A) 自由辺をもつ平板のときは，$\lambda \leq$ 最小辺長

(B) 周辺支持平板のときは，　$\lambda \leq$ 最小辺長 / 2

(C) 要素パネルの固有モード数Ｎが，$N \geq 15 \sim 20$ を満足する振動数 f_1 よりも高い振動数域

また，上述(A)，(B)の条件を要素パネルの対角線長 $D = \sqrt{B^2 + L^2}$ で表わすと，ほぼ $\lambda \leq D/4$ が成立する。

(ii) 実験モデルの実物との対応

(i)−(イ)で述べたように，単純曲げ波が適用できる鋼板の板厚 h は $h \leq 30$ mm である。実験モデルの板厚と曲げ波の適用限界板厚の関係を用いて，実験モデルと幾何学的相似な実物の対応を示す。

(イ) 相似則

実験モデルと実物が幾何学的相似で同じ材質であるならば，次の相似則が成立する。ただし，添字はモデルに m，実物に r を用いる。

$$\left.\begin{array}{ll} \text{曲げ波の伝播速度} & (C_B)_m = (C_B)_r \\ \text{代表長さ} & \ell m = \ell r / n \\ \text{縮尺比} & n \\ \text{振動数} & fm = n \cdot fr \end{array}\right\} \quad \cdots\cdots (4.1.8)$$

ただし，曲げ波の伝播速度 C_B は，次式である。

$$C_B = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f^2 E h^2}{12(1-\nu^2)\rho}} \quad \cdots\cdots (4.1.9)$$

(ロ) 振動数および要素パネル寸法

実物系で曲げ波理論が適用できるのは，板厚 $h < 30$ mm であり，実験モデルの板厚は $hm = 1$ mm である。従って，実物の板厚を $hr = 30$ mm にとれば縮尺比 $n = 30$ となる。

この場合，実物系の要素パネルの概略寸法は 3 m × 3 m × 30 mm となり，モデル実験の 1 kHz は，実物系では約 30 Hz に対応する。もし，縮尺比が $n = 10$ ならば，モデル実験の 1 kHz は実物系の 100 Hz に対応するので，モデル実験の結果は，10 倍程度の実物に対して十分適用できる。

(b) ＳＥＡ法による予測計算法とその結果について

(i) 計算法の妥当性と有効性

(イ) 妥当性

モデル実験結果とＳＥＡ法による予測計算結果は，表 4.1.5 に示したように，固有モード数Ｎが $N > 15 \sim 20$ となる振動数域で，ほぼ一致し計算法の妥当性が確認された。

とくに結合損失率は，複雑な系で実験的に求めることは難しいので，理論解析値を用いたが，本研究の結果は結合損失率の解析法，数値が妥当であったことを示しており，今後のＳＥＡ法による固体音予測研究に見通しを与えた点で大きな成果といえる。

(ロ) 有効性

構造変更，減衰材付加などの対策効果を，モデル実験または実船で確認しようとすると，対策ごとに実験が必要となり時間および費用がぼう大になる。しかし，予測計算法を用いれば対策効果の判定が容易にできるだけでなく，伝達経路の推定，対策の立案も可能である。

また，図 4.1.16のように，伝達損失の空間的分布を各発生源ごとに把握できるので発生源の寄与度も概

略推定できる。

(ii) 内部損失率の影響

(イ) 要素パラメータとしての重要性

(1)−(b)−(ii)で述べたモデルB−1, B−2の結果，(1)−(b)−(iii)のモデルB−3の結果から，パネルの内部損失率は，予測計算を行う場合，重要なパラメータであることがわかる。従って，実船の計算にあたっては，その内部損失率データの集約が，予測計算の精度に大きく影響することが考えられる。

(ロ) 伝達損失の空間分布に対する影響

構造系のある部分の内部損失率が，他の部分よりもかなり大きい場合は，図 4.1.16に示したように，伝達損失の空間的分布が歪み，伝達損失は加振点からの距離だけでは一義的に決定されない。この場合，内部損失率の大きい部分は，伝搬エネルギーの吸込点となる。従って，加振点から伝達される振動エネルギーの流れは，伝達損失の空間的分布の歪みに応じて屈折し，吸込点へ流入する。このために，B−3モデルの例（図 4.1.16(c)または(d)）のように，断面X_1で$d\underline{k}$方向の伝達損失をみると，$d\underline{k}$ 1 よりも加振点からの距離が大きい$d\underline{k}$ 3, 4などで逆に伝達損失が小さくなることがある。

(iii) 伝達損失に対する内部損失率と結合損失率の影響

B−3モデルの要素パネル（寸法 580 × 450 × 1 ）について，内部損失率η_iと X型結合の結合損失率η_{ij}を表 4.1.6 に示す。

表 4.1.6　実験モデルの内部損失率η_iと結合損失率η_{ij}

オクターブバンド中心周波数〔kHz〕		0.5	1	2	4	8
結合損失率	X型結合の透過率　τ	0.0825				
	結合部長さL　〔cm〕	58.0				
	パネル面積S　〔cm²〕	2600.				
	結合損失率　η_{ij}	2.62×10^{-3}	1.87×10^{-3}	1.31×10^{-3}	0.94×10^{-3}	0.66×10^{-3}
内部損失率	η_{iH}（図 4.1.2の曲線A）	0.5×10^{-3}	0.35×10^{-3}	0.2×10^{-3}	0.15×10^{-3}	0.08×10^{-3}
	η_{is}（図 4.1.2の曲線B）	2×10^{-3}	1.5×10^{-3}	1.2×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}

表 4.1.6のη_{ij}, η_iを用いて，2要素結合の場合の伝達損失ΔL_Vを求める。要素1と要素2の質量およびモーダル密度が等しい場合の伝達損失ΔL_Vは次式で与えられる。

$$\Delta L_V = 10\log_{10}\frac{\langle v_1^2\rangle}{\langle v_2^2\rangle} = 10\log_{10}\left(1+\frac{\eta_2}{\eta_{12}}\right) \quad \cdots\cdots (4.1.9)$$

2要素の伝達損失ΔL_Vを表 4.1.6に示した内部損失率η_{iH}, η_{is}について 計算した結果を表 4.1.7に示す。

表 4.1.7　2要素間の伝達損失ΔL_V

オクターブバンド中心周波数〔kHz〕		0.5	1.0	2.0	4.0	8.0
伝達損失ΔL_V〔dB〕	η_{iH}のとき	0.8	0.7	0.6	0.65	0.5
	η_{is}のとき	2.4	2.55	2.85	3.15	4.0

表 4.1.7からわかるように，$\eta_i \ll \eta_{ij}$の場合は，伝達損失は$\Delta L_V < 1$ dBで，振動数が高くなるとむしろ減少する。しかし，$\eta_i \fallingdotseq \eta_{ij}$の場合は，$\Delta L_V \fallingdotseq 2.5\sim3$ dBで振動数とともに増加する。

また，結合損失率η_{ij}は，結合型式がL型，T型，X型の順に小さくなるから，B−3モデルのようなX型結合を多数含む構造系では内部損失率η_iが小さい場合，その数値が伝達損失に微妙に影響する。とくに，

加振点からの距離が大きくなるに従って，振動エネルギーの拡散（等分配）に内部損失率の影響が大きくなり，B－1，B－2，B－3モデルの各パネルの振動レベル分布図（図4.1.3，4.1.4，4.1.9～4.1.12）のように，振動レベルの低減傾向に内部損失率の差が明確に現われる。

(c) 伝達損失の簡略推定について

(i) 伝達損失の巨視的特性

モデルB－3の振動伝達の計算結果を，距離パラメータRで整理すると，図4.1.18，4.1.19のように，2次元空間の伝達損失特性を，1つの曲線で表わすことができる。

この結果で重要なことは，全振動数域にわたり，R＞3で，伝達損失の増分が急激に低下することであり，とくに，仕切壁については，伝達損失は増加しないと考えてよい。このような特性は，B－3モデルと類似の実船居住区にも存在すると考えられ，今後の居住区固体音の推定と対策立案に有効である。

しかしながら，上述の伝達損失の巨視的特性を得るには，構造系がある程度以上の区画数で構成されることが必要であり，dk数と仕切壁数がともにM，N＜3程度の構造系では把握することは不可能であろう。

(ii) 伝達損失の推定式と実船計算についての考え方

J.H. Janssen は固体音の伝達損失推定式を多数の実船データから次式で与えた。

$$TD = C_1 \cdot M + C_2 N \quad \cdots\cdots (4.1.10)$$

M：トランス・フレーム数

N：dk数

$$C_1 = \begin{cases} 1.0 & : \text{機器} \\ 0.57 & : \text{プロペラ} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 5.0 & : N < 5 \\ 2 + 12/N & : N > 4 \end{cases}$$

本研究の結果は，伝達損失をJanssenの式のように，単純な式では表現できないことを示している。伝達損失推定式を求める上で考慮すべき点は次の通りである。

① 伝達損失推定式としては，Janssenの式は改良すべきで，居住区構造のような立体多層系では（4.1.7）式が妥当と考えられる。

$$TD \equiv \Delta L_V = \frac{C_1 R^{\alpha_1}}{C_2 + C_3 R^{\alpha_2}}, \quad R = \sqrt{M^2 + N^2} \quad \cdots\cdots (4.1.11)$$

② （4.1.11）式の距離パラメータRを求める場合，仕切壁数Nには，Janssenが用いたフレーム数よりも，もっとウェブフレームまたは隔壁の数を用いる方がよいと考えられる。

③ 伝達損失は，振動数，構造系の領域の広さ（区画数），構造形式，および発生源の位置によって変化するので，全ての条件に適用できる伝達損失推定式を求めることは不可能である。

④ 実船における固体音の予測のみを目的とするならば，主要な船舶構造ごとに，発生源位置を仮定して，発生源ごとに伝達損失推定式（4.1.11）を作成しておけば，初期設計時の簡略推定は可能となろう。

⑤ 実船における予測計算を実施する場合の計算モデル化の考え方を示しておく。

居住区内発生源に対して居住区だけの予測計算を行う場合は上甲板の伝達損失が大きいので，機関室は省略するか，簡略化した等価系として考える。

機関室から居住区への伝達を推定する場合で，機関室内の各発生源機器の発生レベルが不明の場合は，上甲板を居住区への振動源と考えて，上甲板の振動レベルを与えて，計算することが考えられる。

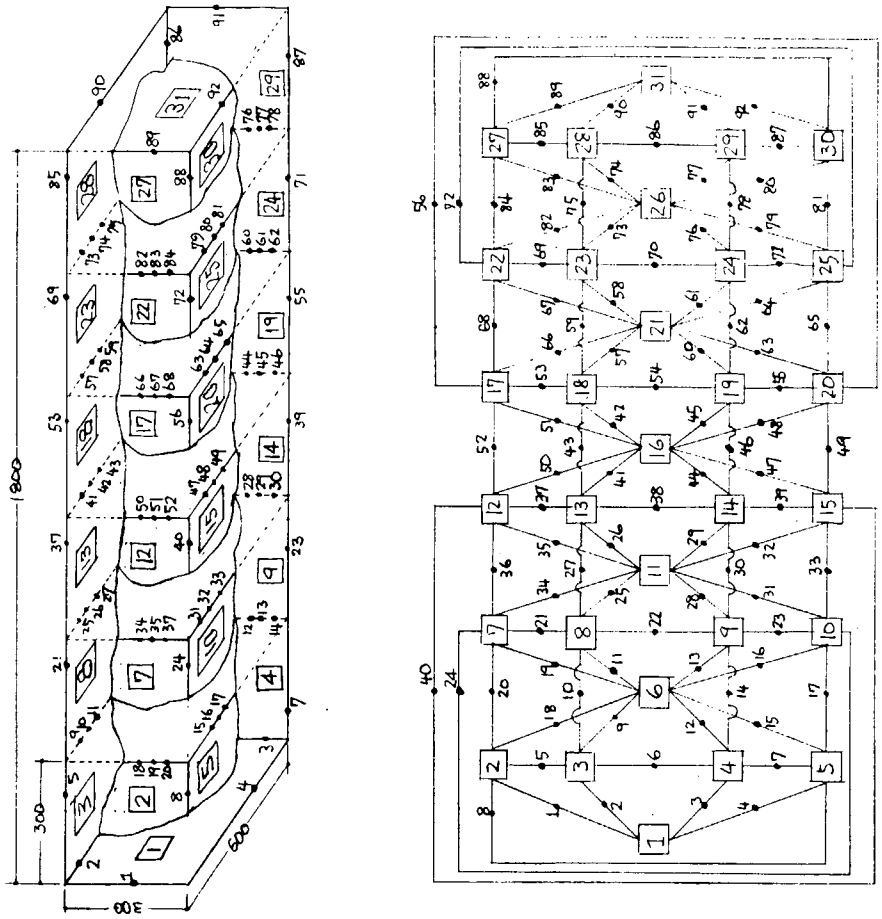
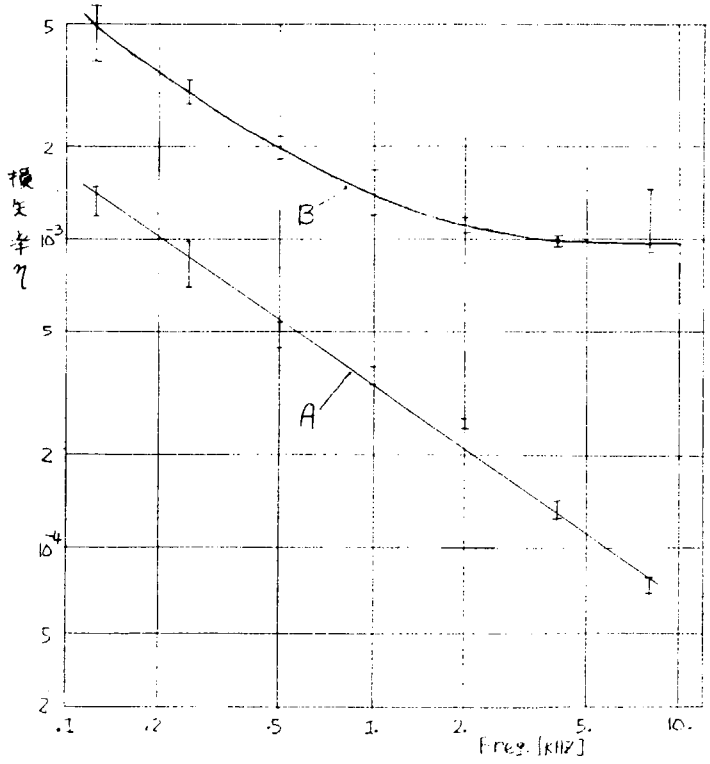


図 4. 1. 1　B－2モデルの伝搬計算用回路網



測定法：ハンマリングによる残響時間法

$$\eta = \frac{2.2}{f_c T_R}$$

B：630×810×1^t の鋼板を支持枠に取付

A：300×300×1^t および 1000×1000×1^t の鋼板を宙吊り状態.

図 4. 1. 2　パネルの内部損失率

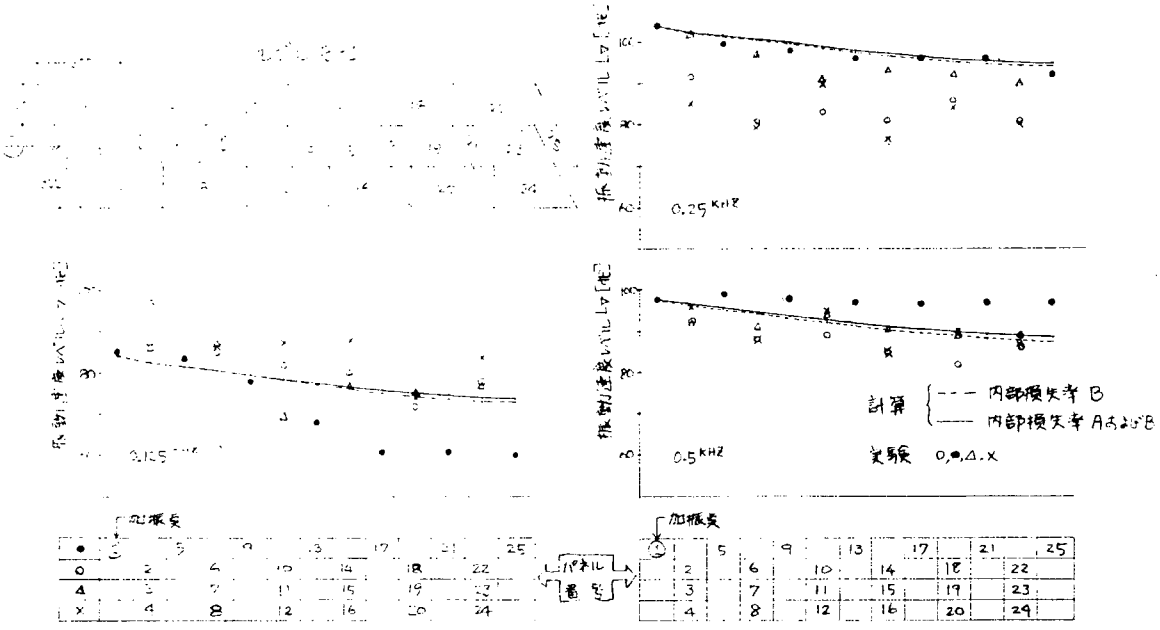


図 4. 1. 3 (a) モデルB－1の各パネルの振動レベル

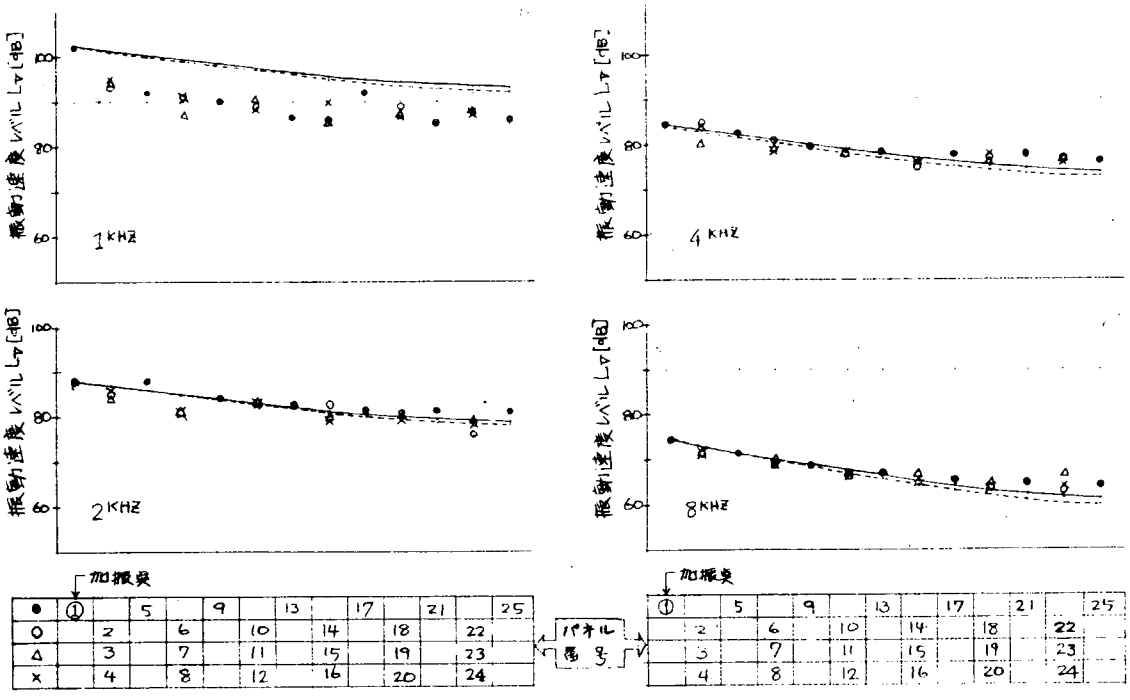


図 4. 1. 3 (b) モデルB－1の各パネルの振動レベル

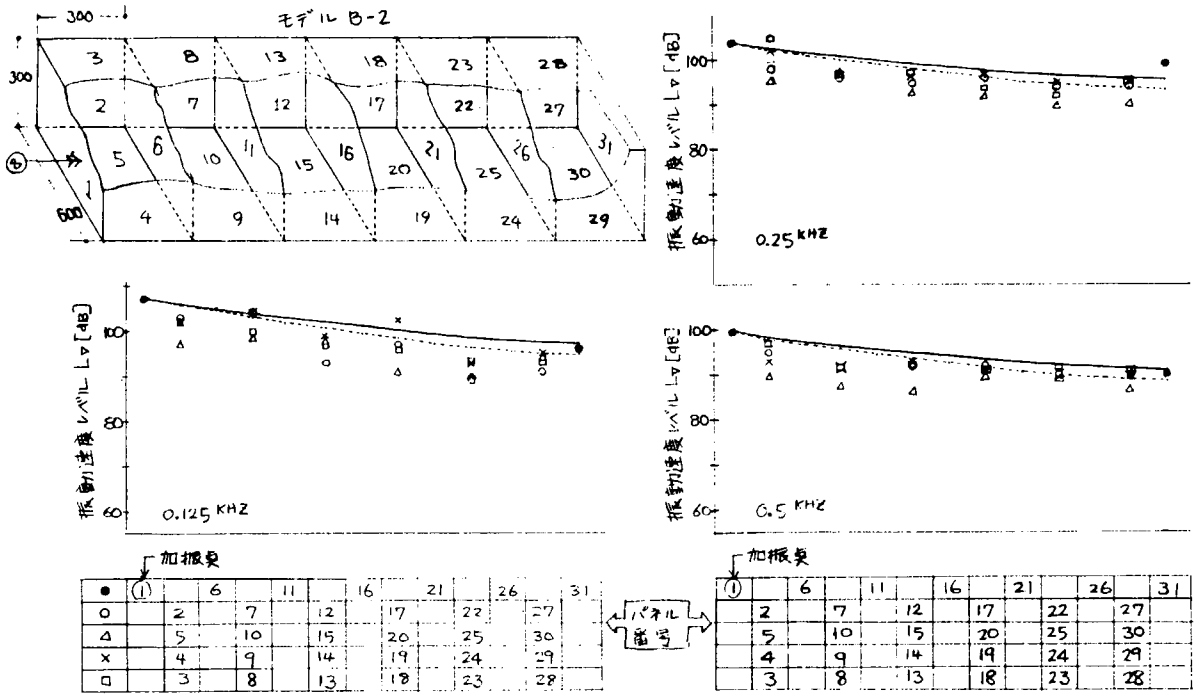


図 4. 1. 4 (a) モデルB－2の各パネルの振動レベル（加振点：パネル1）

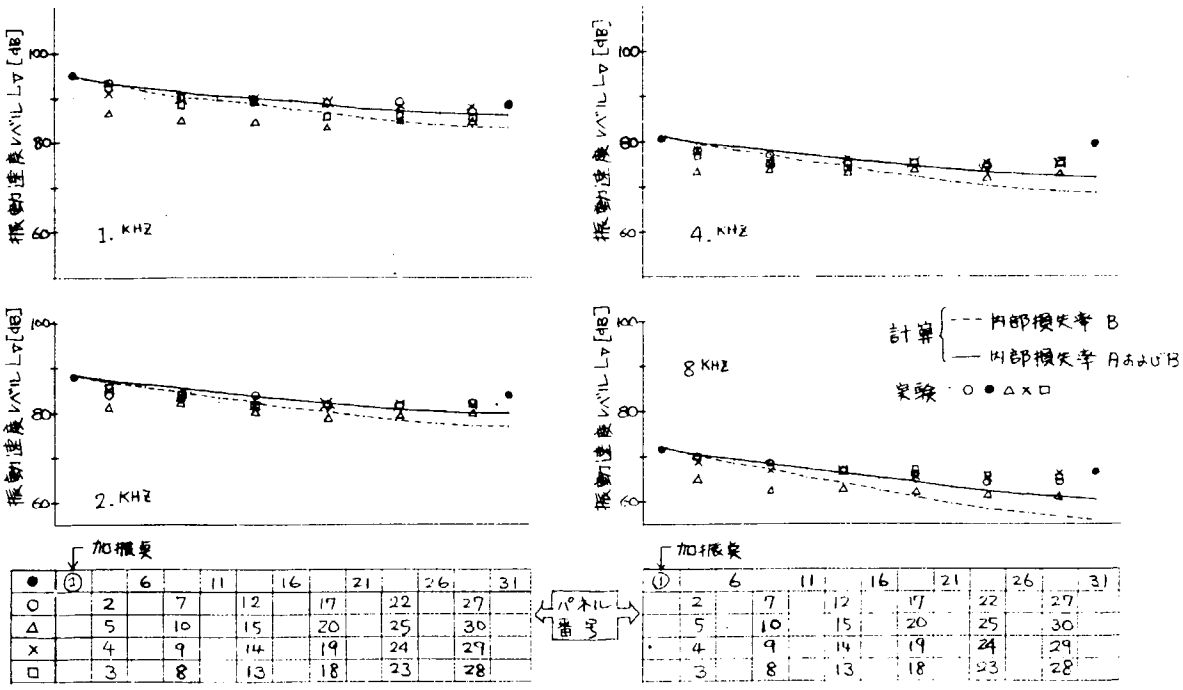


図 4. 1. 4 (b) モデルB－2の各パネルの振動レベル（加振点：パネル1）

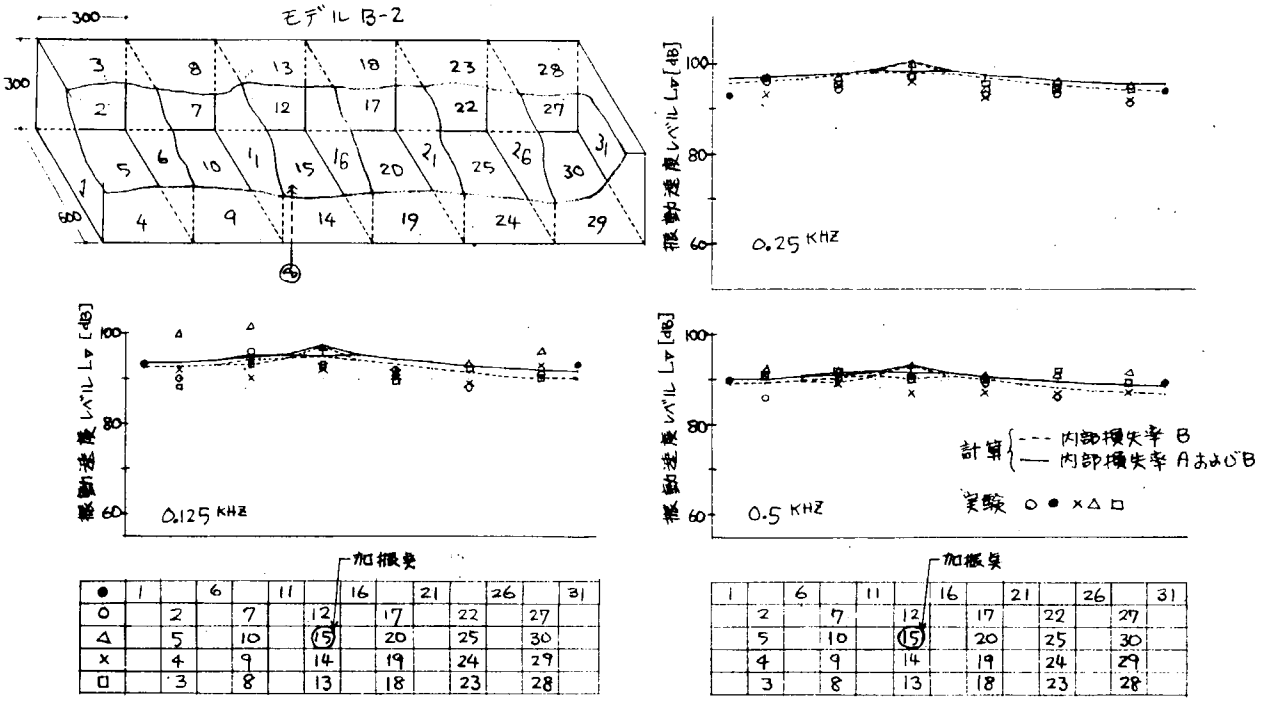


図 4. 1. 5 (a) モデルB－2の各パネルの振動レベル（加振点：パネル 15 ）

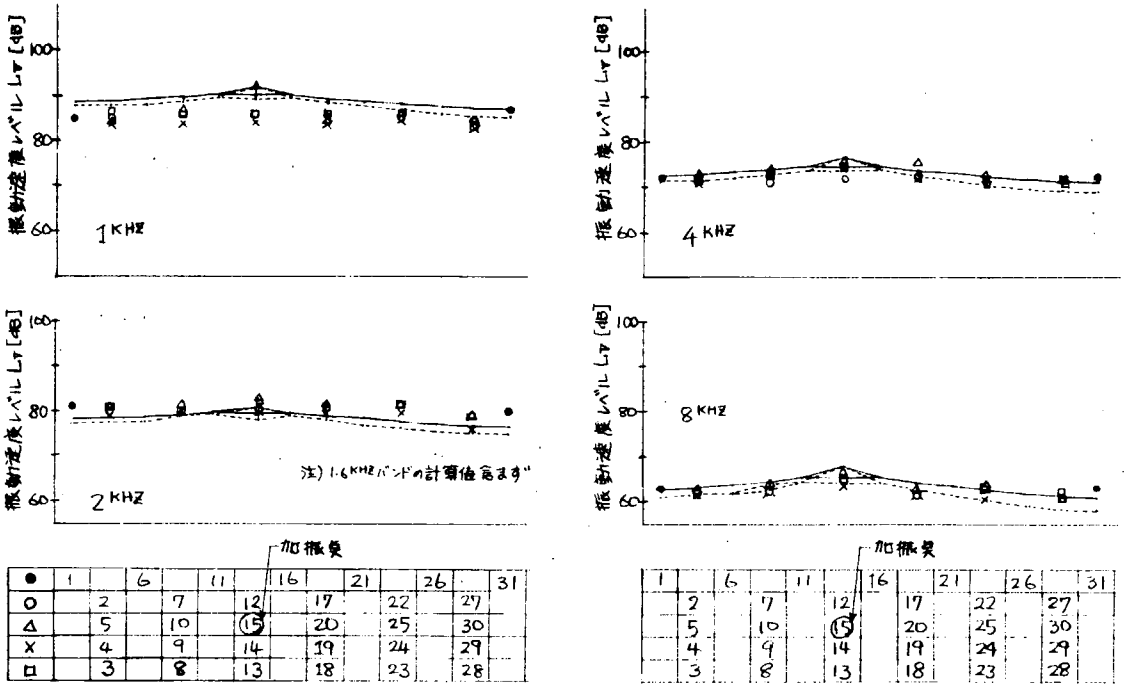
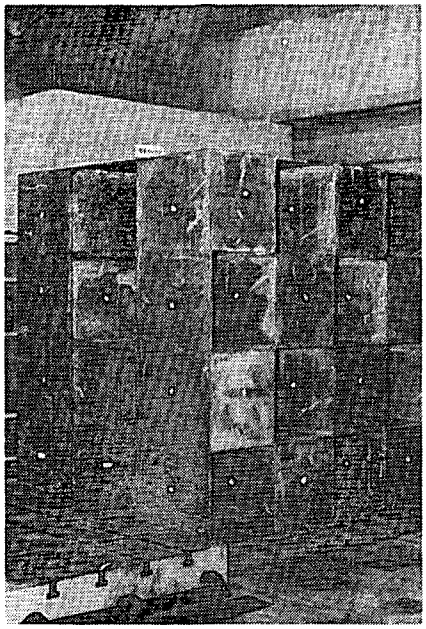


図 4. 1. 5 (b) モデルB－2の各パネルの振動レベル（加振点：パネル 15 ）



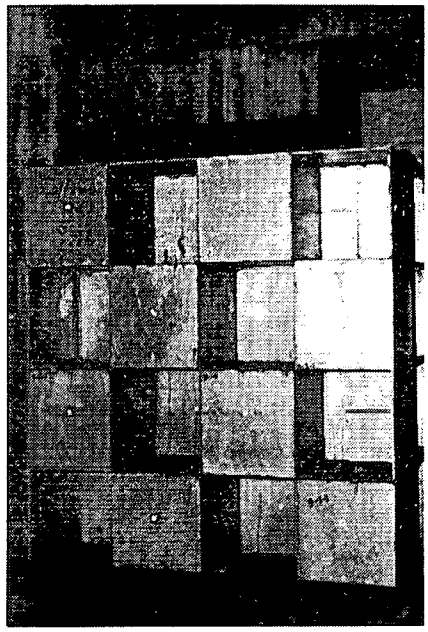


図 4. 1. 6　立体多層モデルの外観

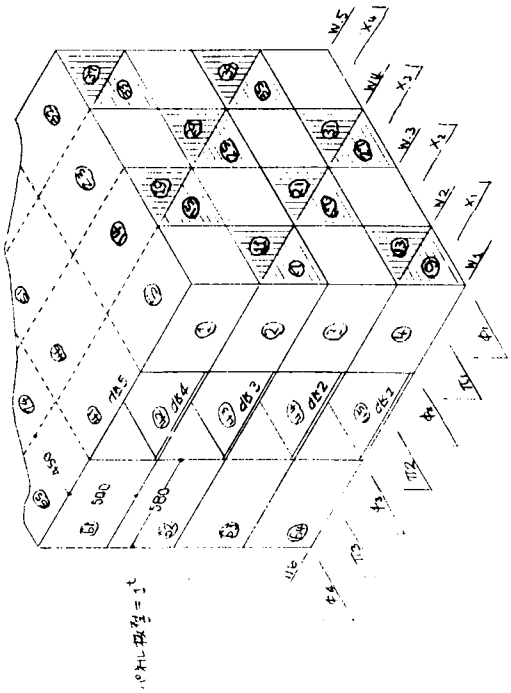


図 4. 1. 7　立体多層モデル概略図

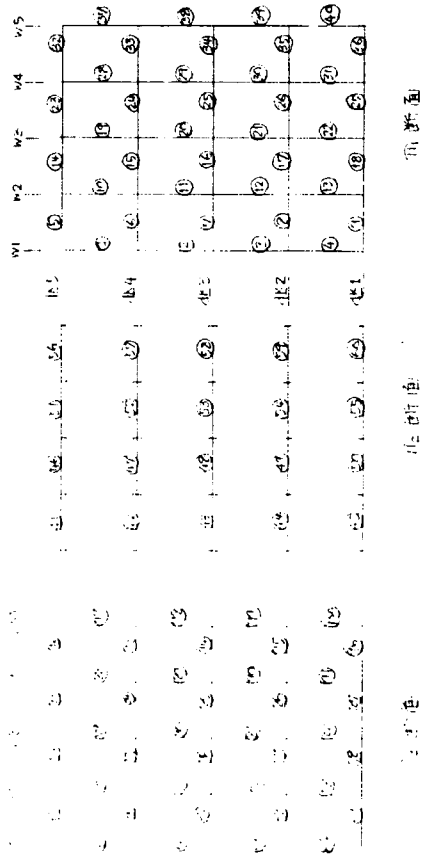


図 4. 1. 8　立体多層モデルの主断面とパネル番号

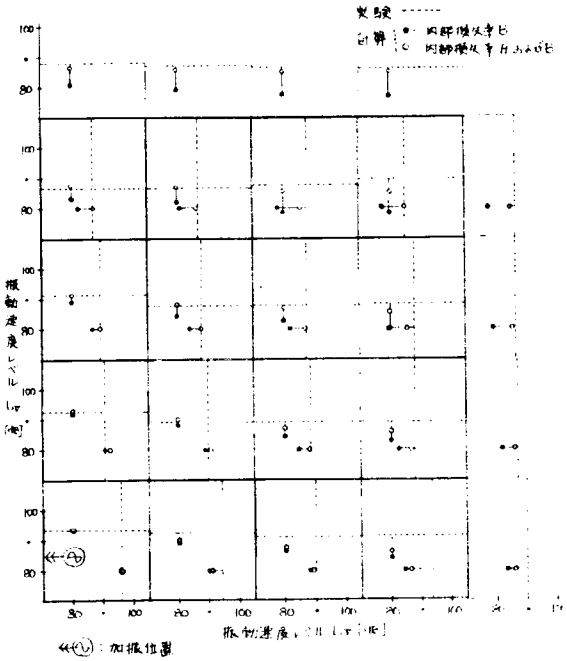


図 4. 1. 9 (a)　500 Hzバンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_1断面 ）

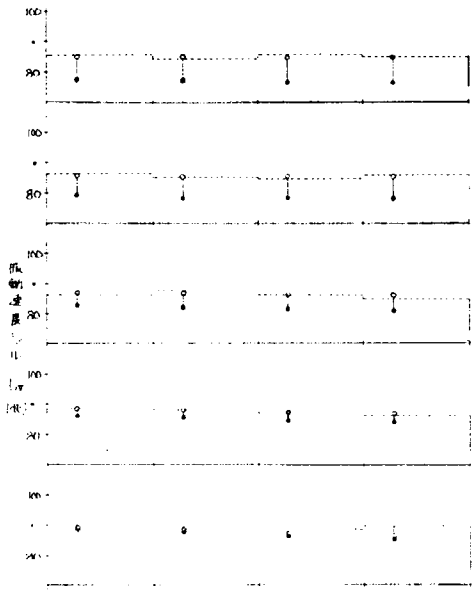


図 4. 1. 9 (b)　500 Hzバンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_2断面 ）

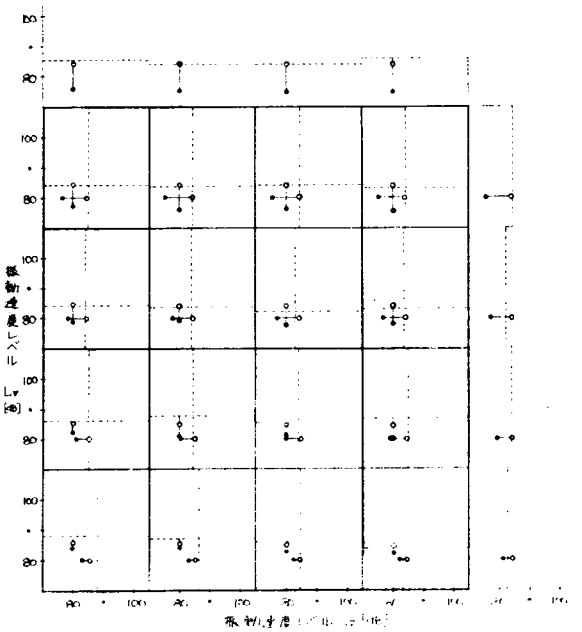


図 4. 1. 9 (c)　500 Hzバンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_3断面 ）

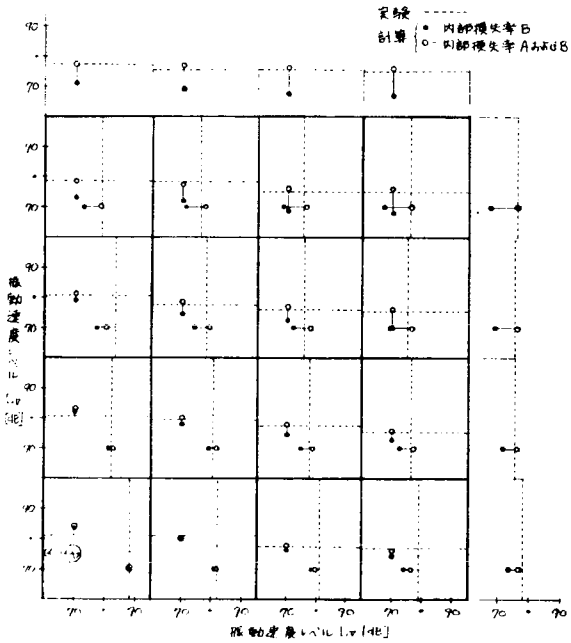


図 4. 1.10(a)　1 kHzバンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_1断面 ）

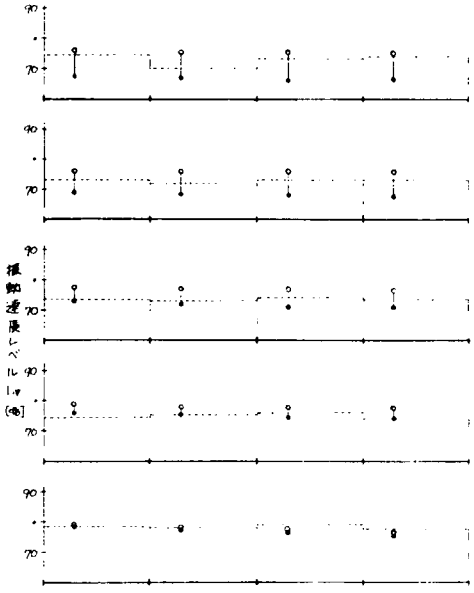


図 4. 1. 10 (b)　1 kHz バンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_2断面 ）

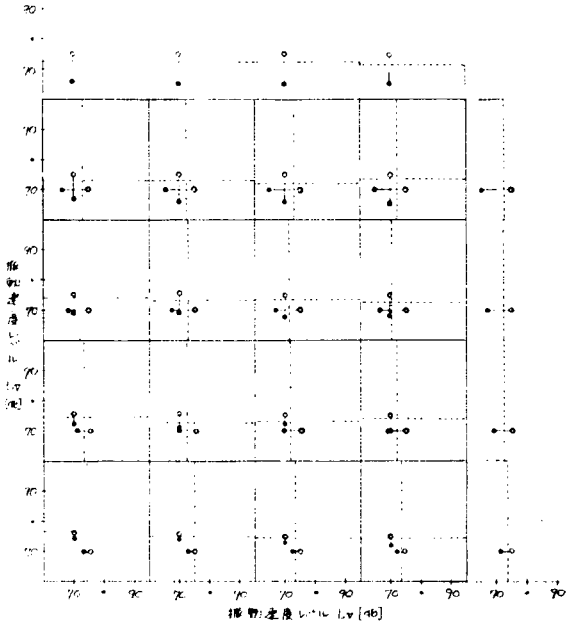


図 4. 1. 10 (c)　1 kHz バンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_3断面 ）

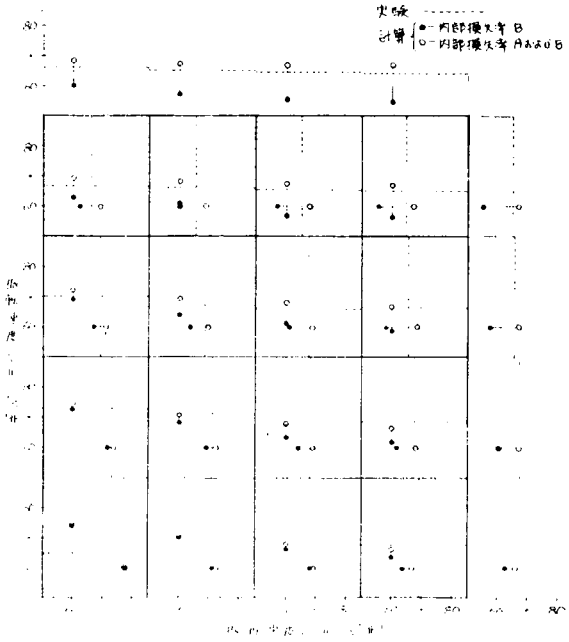


図 4. 1. 11 (a)　4 kHz バンドにおけるパネルの振動速度レベル
（ π_1断面 ）

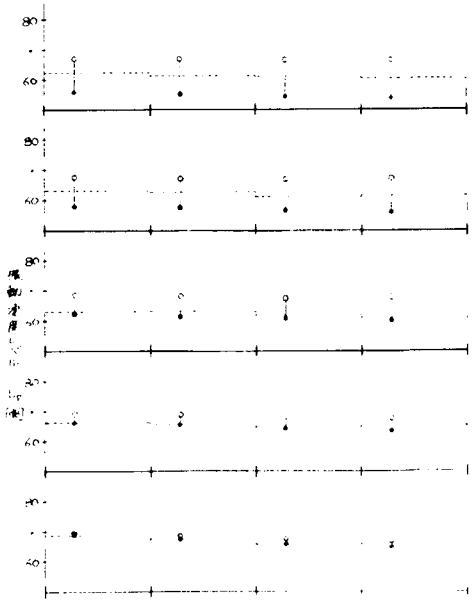


図 4. 1. 11 (b)　4 kHz バンドにおけるパネルの振動速度レベル
（ π_2断面 ）

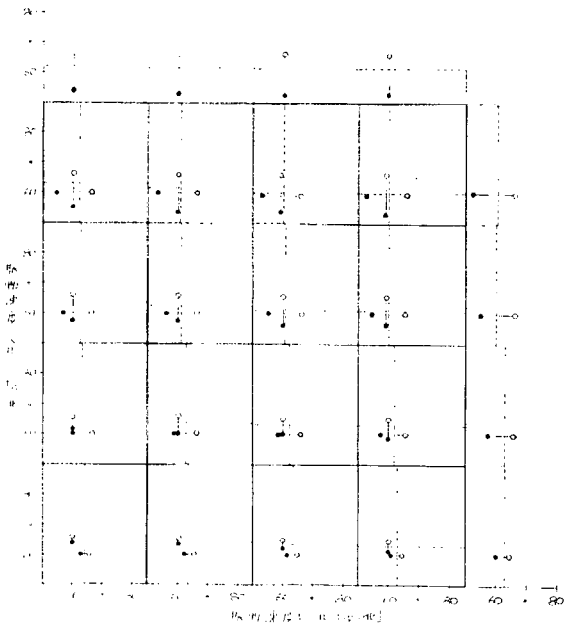


図 4. 1. 11 (c)　4 kHz バンドにおけるパネルの振動速度レベル
（ π_3断面 ）

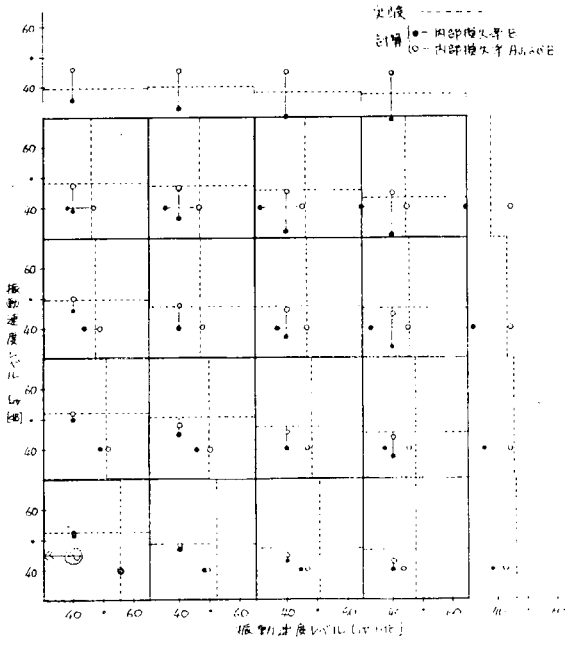


図 4. 1. 12 (a)　8 kHz バンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_1断面 ）

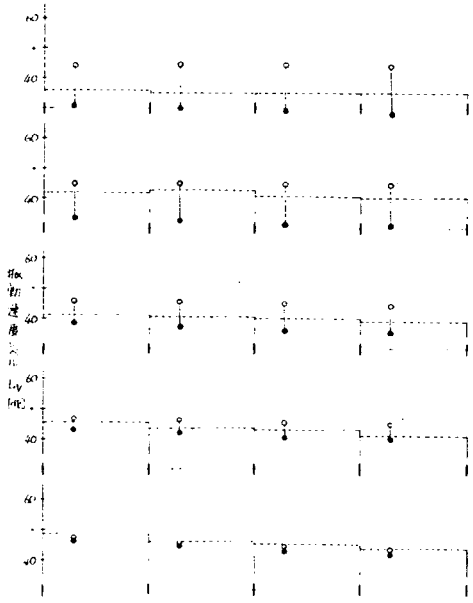


図 4. 1. 12 (b)　8 kHz バンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_2断面 ）

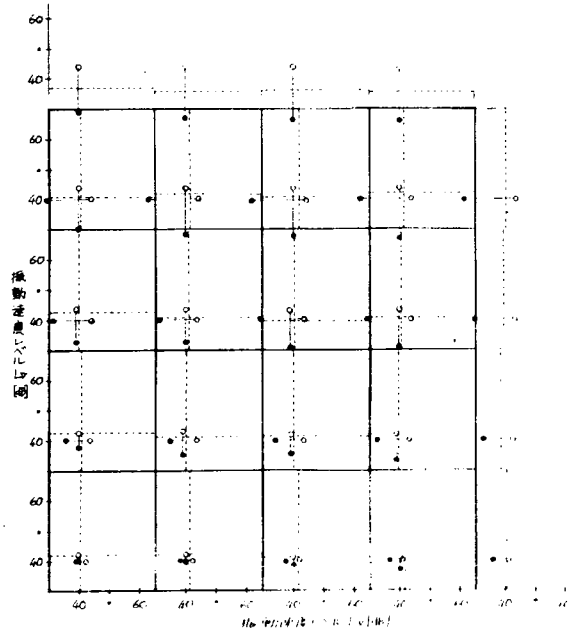


図 4. 1. 12 (c)　8 kHz バンドにおけるパネルの振動レベル
（ π_3断面 ）

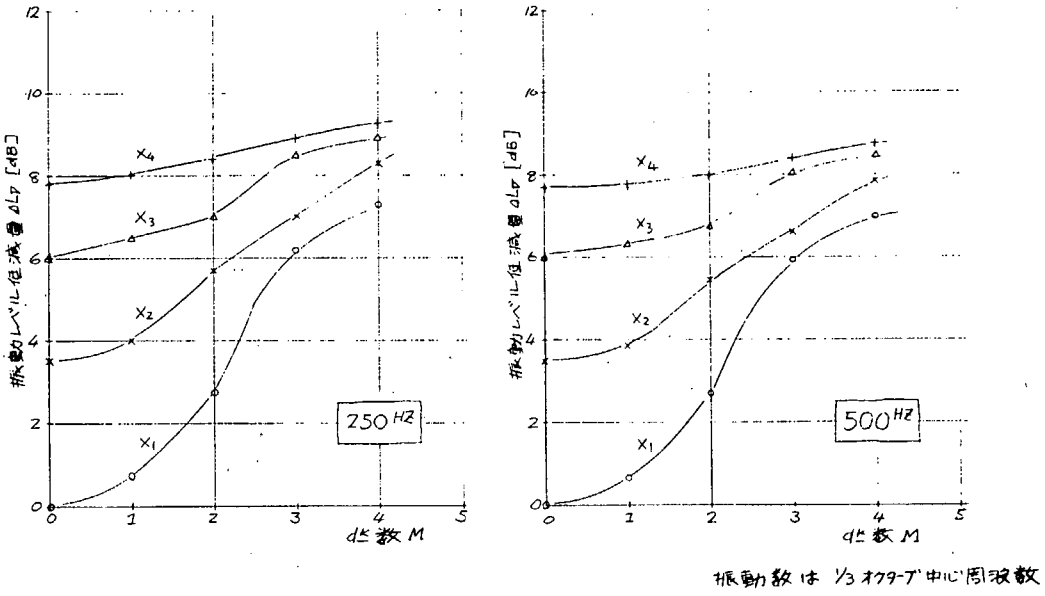


図 4. 1. 13 (a)　π_1断面 d k パネルの伝達損失（断面 X_i による変化）(1)

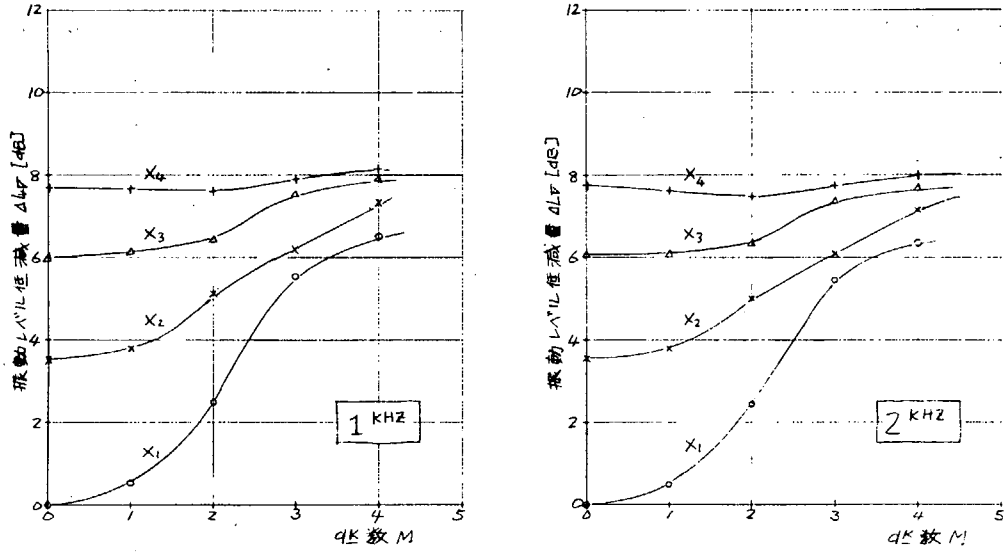


図 4. 1. 13 (b)　π_1断面 d k パネルの伝達損失（断面 X_i による変化）(2)

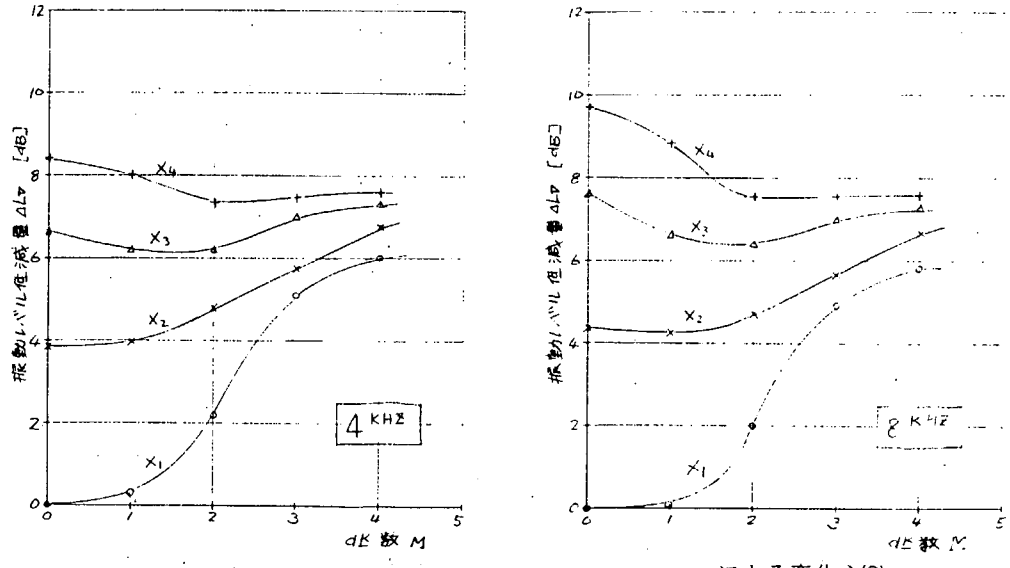


図 4. 1. 13 (c)　π_1断面 d k パネルの伝達損失（断面 X_i による変化）(3)

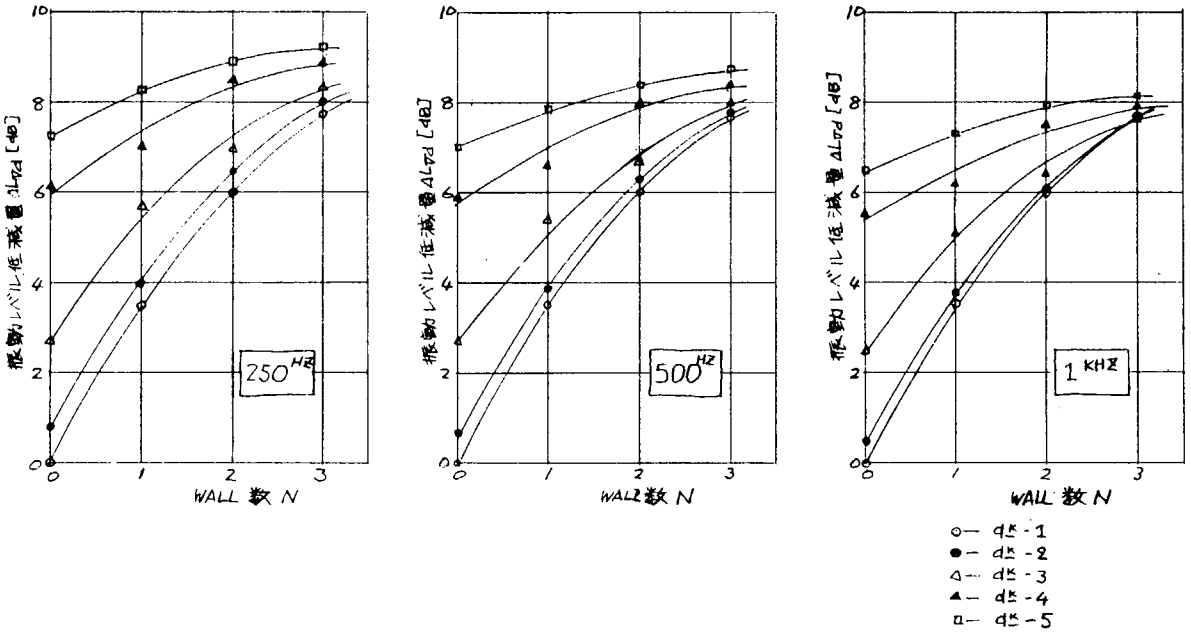


図 4. 1. 14 (a)　π_1断面の d k パネルの伝達損失（ d k − i による変化)(1)

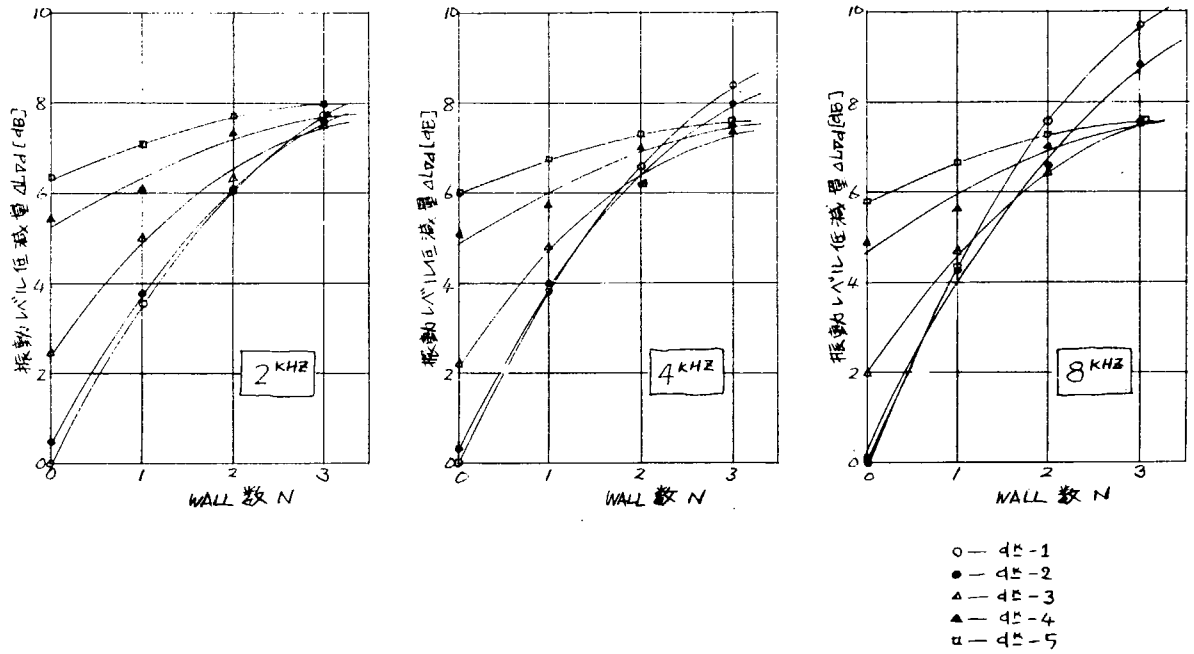


図 4. 1. 14 (b)　π_1断面の d k パネルの伝達損失（ d k − i による変化)(2)

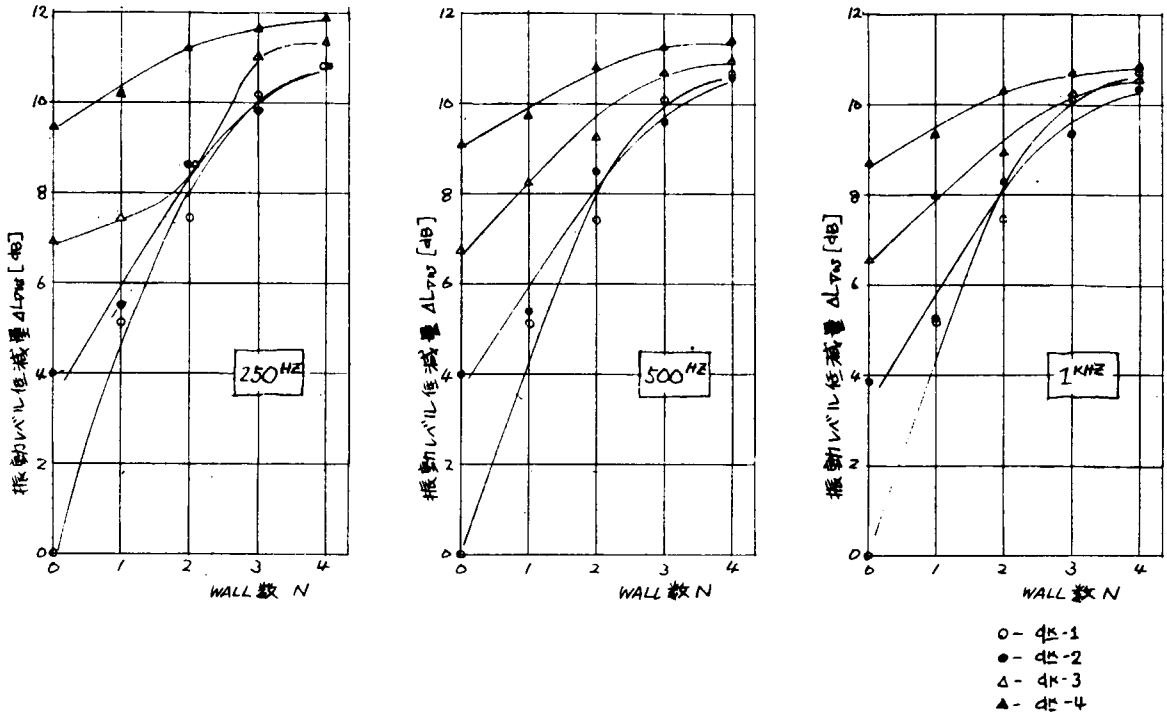


図 4. 1. 15 (a)　π_1断面のWALLパネルの伝達損失（ d$\underline{k}$ − i による変化)(1)

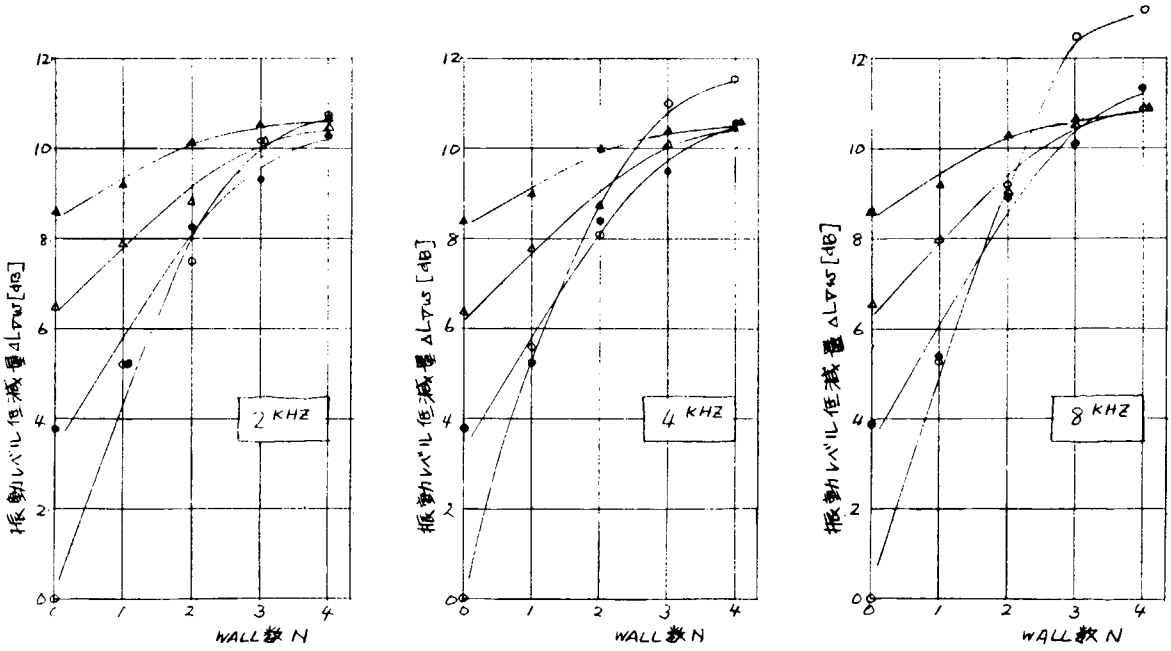


図 4. 1. 15 (b)　π_1断面のWALLパネルの伝達損失（ d$\underline{k}$ − i による変化)(2)

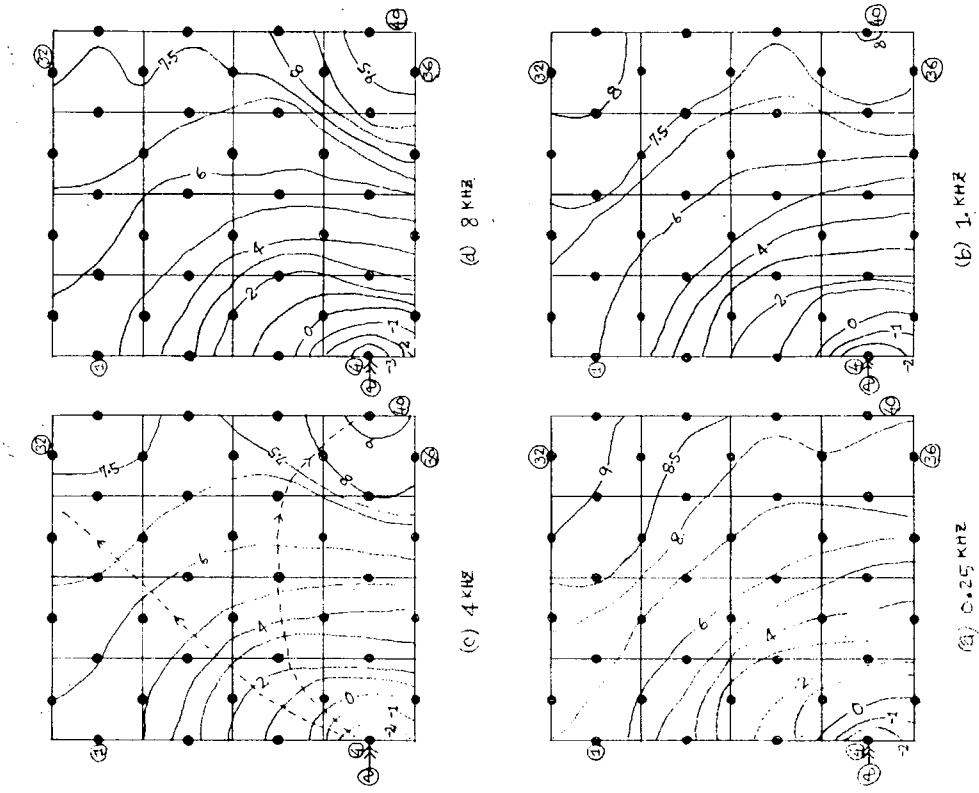


図 4. 1. 16　π_1断面各パネルの低減量の空間分布

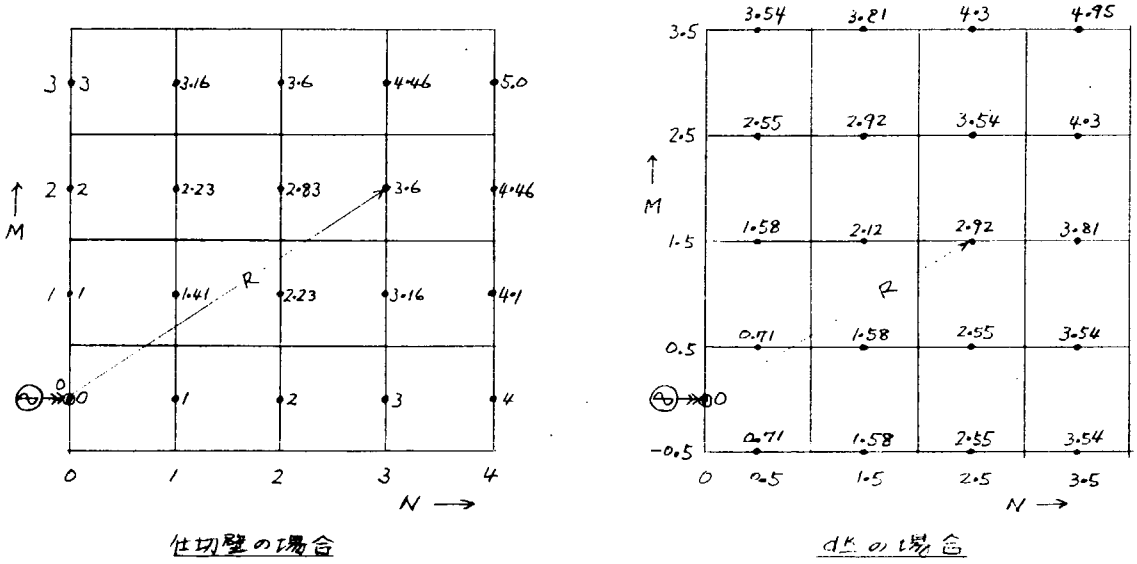


図 4. 1. 17　B－3モデルのπ_1断面における距離Rのための坐標（N，M）

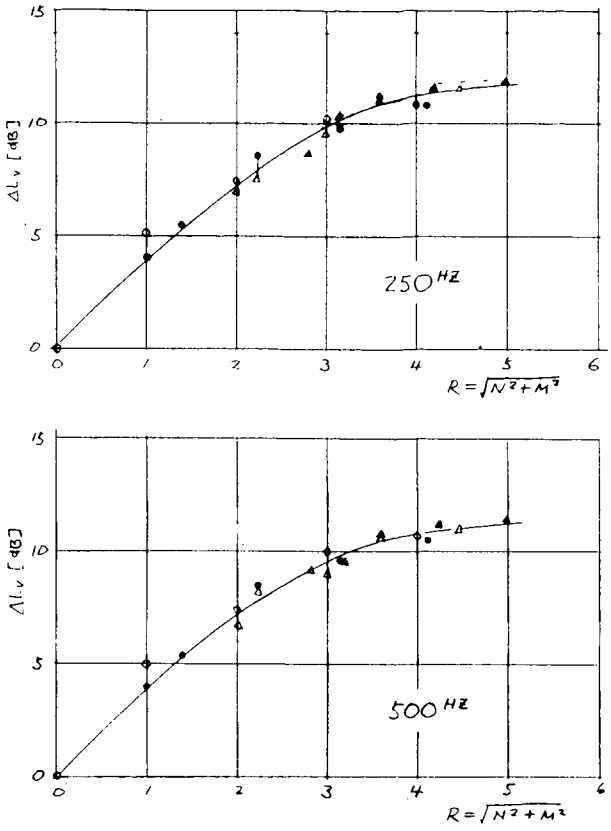


図 4. 1. 18 (a)　π_1断面におけるWALLパネルの伝達損失(1)

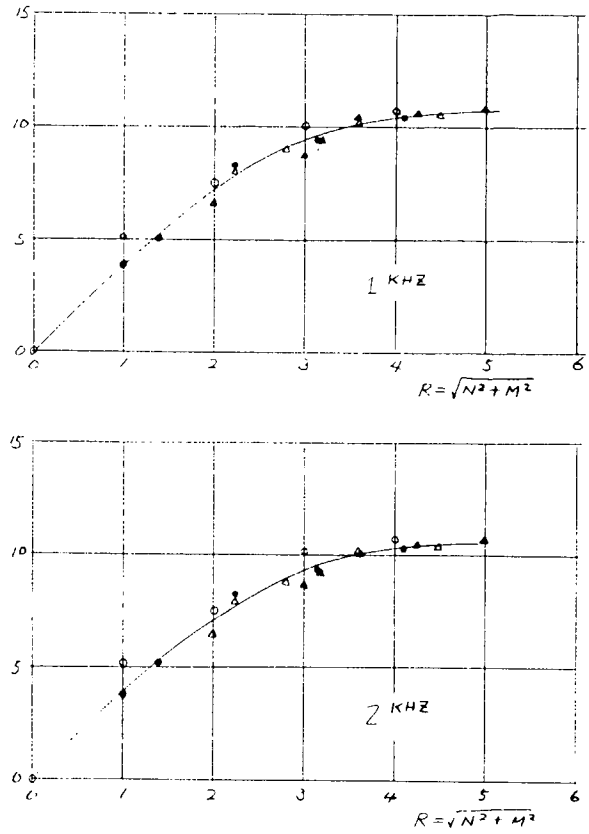


図 4. 1. 18 (b)　π_1断面におけるWALLパネルの伝達損失(2)

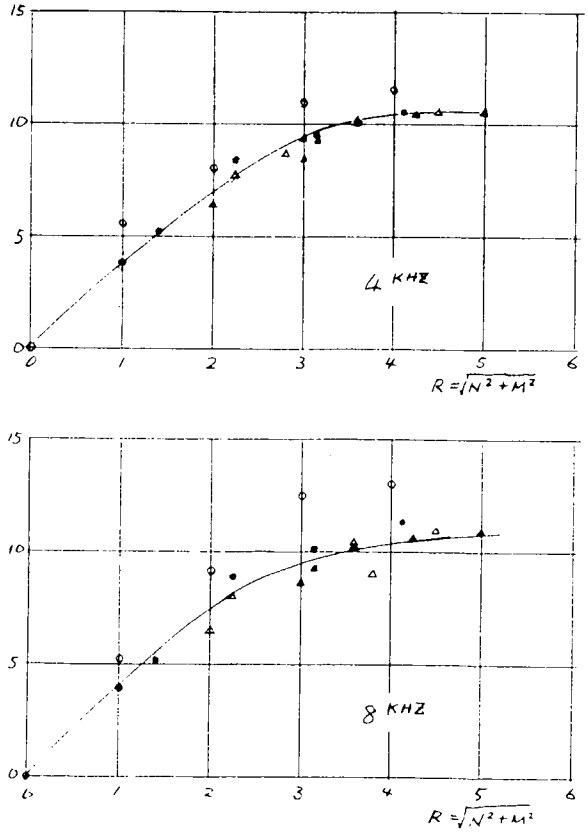


図 4. 1. 18 (c)　π_1断面におけるWALLパネルの伝達損失(3)

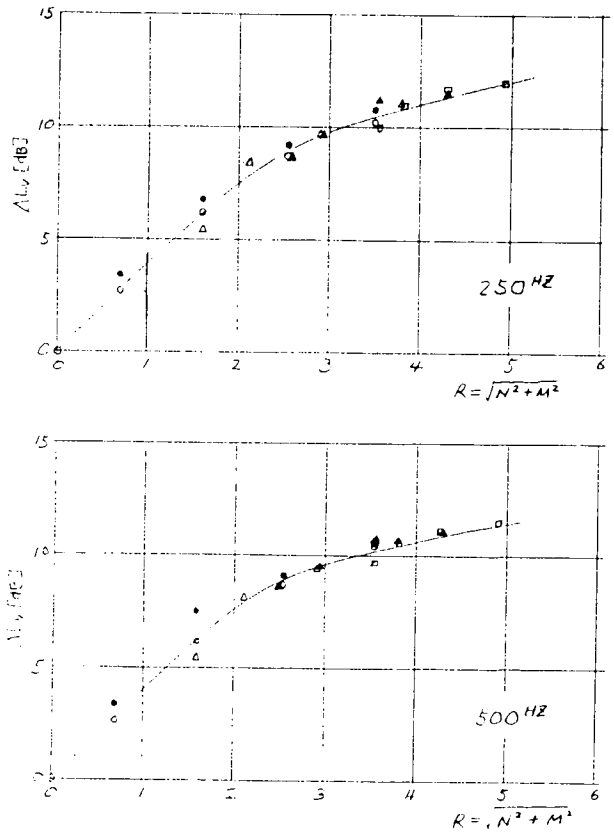


図 4. 1. 19 (a)　π_1断面におけるdkパネルの伝達損失(1)

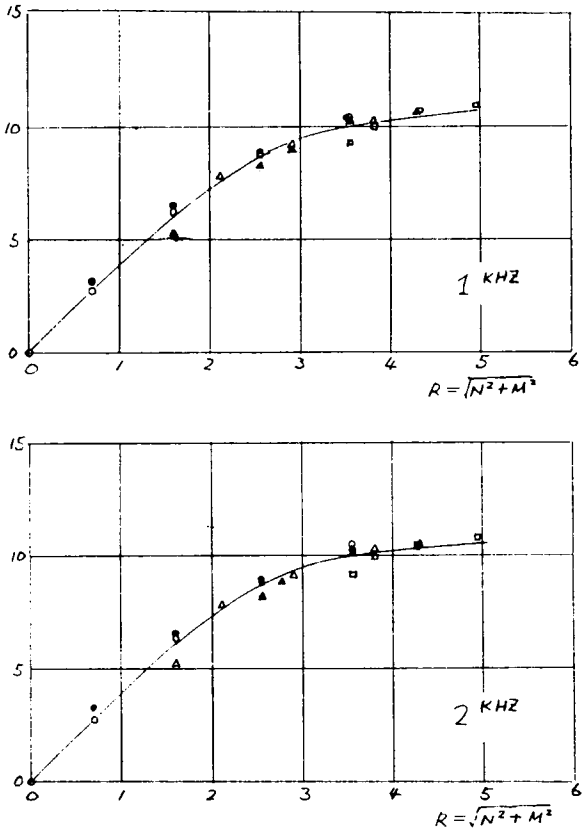


図 4. 1. 19 (b)　π_1断面における d k パネルの伝達損失 (2)

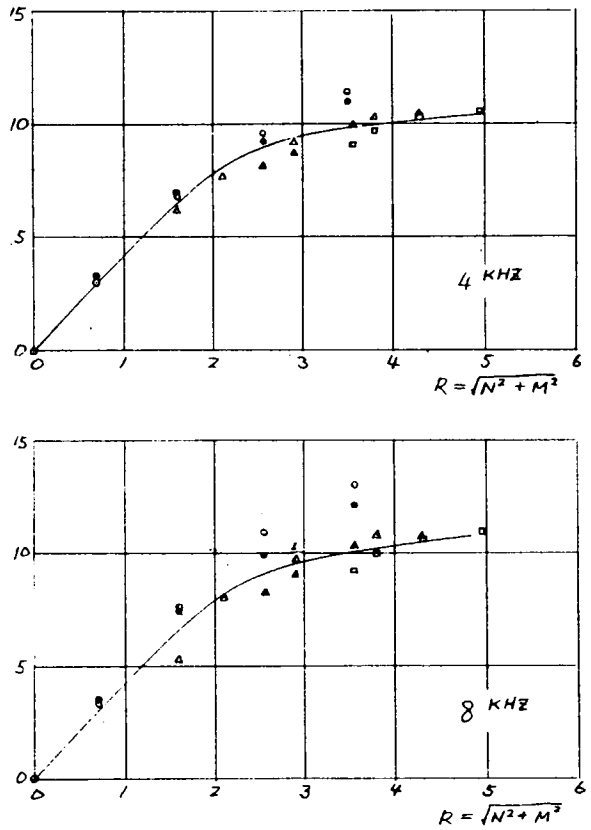


図 4. 1. 19 (c)　π_1断面における d k パネルの伝達損失

4. 1. 2　居住区スケールモデルによる実験

(1)　目　的

50年度研究で単純な板構造モデルについて，固体音伝達の基礎実験を実施した。この結果，構造系内の振動伝搬の様相を空間的に把握できることが確認された。従って，50年度研究を発展させ，居住区と機関室を含む実船の部分的なスケールモデルを用いて，実船構造における固体音伝搬の様相を把握するために実施した。

(2)　スケールモデルの設計

表 4. 1. 8　対象船の概略仕様

船　種	寸　法〔m〕				トン数〔DWT〕	速　力〔KT〕	主　機〔PS×rpm〕
	長　さ	幅	深　さ	吃　水			
バルクキャリア	201	30.8	15.7	10.1	36,500	15.7	ディゼル 16800×120

(a)　対象船の仕様と構造の概要

スケールモデルの対象船の概略仕様を表 4. 1. 8 に，居住区と機関部を含む船尾構造の概略を図 4. 1.20に示す。

(b)　スケールモデルの概要

(i)　モデルの設計条件

(イ)　縮尺比

モデルの製作上の制約，実験時の計測法の制約などにより，縮尺比は 1/10 のほぼ幾何学的縮尺と

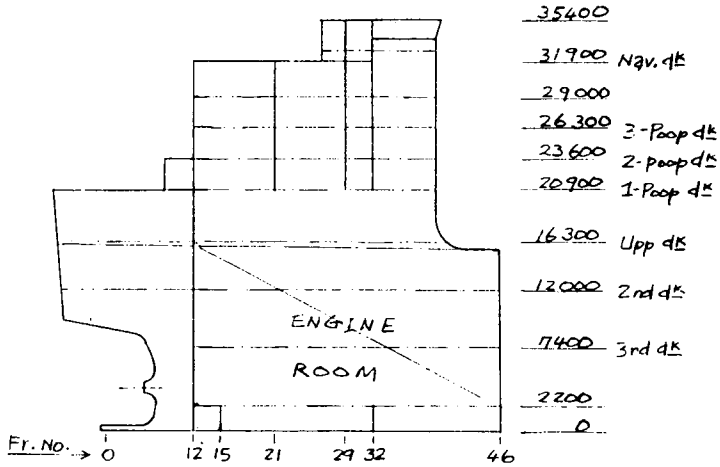


図 4. 1.20　対象船の船尾構造概略図

した。

(ロ) モデル構造の条件

① 構造モデル化の範囲は，図 4. 1. 20 に示した対象船で，Fr.No.15 から Fr.No.32 の部分とする。

② 実船の Fr.No.15 の位置では，居住区内に隔壁が存在しないが，実験モデルでは居住区の端面になるため隔壁を設置する。従って，Fr.No.12 の隔壁を Fr.No. 15 に移設したと考えてよい。

③ 機関室構造のボディ・プランは，Fr. No. 32 で統一する。

④ 機関室枠組みは，ウェブフレーム（ 6枚 ）と主要な梁だけで構成し，ウェブフレームより小さいフレームは省略する。

⑤ 居住区は，強度部材となる主要隔壁で構成し，各 d k の区画構成は全て同じとする。

⑥ 要素パネルは，主要構造部材であるウェブ・フレーム，d k，梁などで区画された部分にとり，パネル内に存在する補強梁は全て質量に置換した等価板厚をもつ一様板厚パネルとする。

(ハ) スケールモデル

① (ロ)に示したモデル構造条件を考慮した実船の構造モデルを設定し，それをもとに 1/10 縮尺のスケールモデルを設計した。

② スケールモデルの要素パネルは，板厚が 1 t， 1.2 t， 1.6 t の亜鉛メッキ鋼板であり，パネル結合部は，ハンダ構造とし，一部溶接構造を用いた。

③ 図 4. 1. 21 にスケールモデルの概略図を示すが，実船の Fr. No. 12 ～ 32 の区間のウェブ・フレームだけを用いて，フレーム数は 6 枚になっている。

従って，図 4. 1. 21 に示すように Fr. No.は 1 ～ 6 になる。

モデルの最大寸法は，長さ L＝1.36 m，幅 B＝3.12 m，高さ H＝2.7 m である。

④ 図 4. 1. 22 (a)～(d)に，スケールモデルの各断面図を示す。

(3) モデル実験

(a) 実験方法と実験条件

(i) 実験方法

(イ) 実験計測装置は，50年度実施のモデル実験と同じであるため省略する。

(ロ) スケールモデルの特定要素パネルを⅓オクターブランダムノイズで加振し，全てのパネルの振動速度レベルを測定する。

(ハ) スケールモデルの各要素パネルの定義は図 4. 1. 23 の各断面・隔壁記号に従い，d k 名，横断面の F_n ，π_i および縦断面の W_i ， X_i の記号の組み合わせで規定する。各記号の意味は次の通りである。

F_n ： 横断面の n 番目フレーム

π_i ： 横断面の F_i と F_{i+1} に狭まれた区間の断面

W_i ： 2重底，居住区の縦隔壁の番号

X_i ： 縦断面の W_i と W_{i+1} に狭まれた区間の断面

要素パネルの表示例を示すと，

〔例 1 〕 3rd-d k の F_4，F_5 および W_2，W_3 に囲まれたパネル＝ d. 3 (π_4， X_2)

〔例 2 〕 2 -poop d k における同じパネル＝ d. p2 (π_4，X_2)

〔例 3 〕縦断面 W_4 の F_3，F_4 および Upp-d k， 2nd-d k に囲まれたパネル＝ W_3 (π_3，d. 2)

(ii) 実験条件

(イ) スケールモデルの据付状況および加振器の取付状況を，図 4. 1. 24 および図 4. 1. 25 に示す。

(ロ) 加振力：⅓オクターブランダムノイズの一定加振力

(ハ) 加振パネル：d.T（π_2, X_4）── 主機据付位置相当

(ニ) 振動レベル：加振力と同じ周波数バンドで測定

(ホ) 居住区内部のdk および隔壁の振動レベルを測定するために，居住区の外壁パネルに測定孔を設けた。

(b) スケールモデルの振動伝搬の実験結果

(a)－(ii)で述べたように加振点をd.T（π_2, X_4）に選んだ場合（図 4.1.15参照）の各パネルの振動レベルを計測した結果を図 4.1.16 ～ 4.1.19に示す。

これらの結果は，0.5 kHz，1 kHz，4 kHz の⅓オクターブバンドについて，π_1，π_2，π_3，π_4，π_5 の各断面ごとに示した。

(i) 500 Hzバンド（図 4.1.16 (a)～(e)）

(イ) 加振点のあるπ_2断面でd.Tでのdk幅方向の低減量は 10 ～ 15 dB である。

(ロ) π_1，π_2断面では，d.2，d.3のレベル差は明確でないが，π_3，π_4，π_5断面では，d.3とd.2 のレベル差は，ほぼ5 dB 位である。

(ハ) d.2, d.3に比べd.uのレベルが，平均して5 dB 程度高くなる。

(ニ) 居住区のdkの振動レベル低減量は，π_1～π_3断面では，d.2pからd.3pの間で大きく，π_4，π_5 断面ではd.1pとd.2pの間で大きい。

(ホ) 居住区のW_2，W_4隔壁の振動レベルは，dk数の増加に対応して減少するとはいえない。むしろ，d.4pとd.Nの間の壁では増加することがある。

しかしながら，W_8隔壁の振動レベルはdk数の増加に応じて減少の傾向を示す。これは，機関室内の隔壁構造が左右対称でないためと考える。また，dk の振動レベルも最上部のd.Nでは増加している。

(ii) 1 kHz バンド（図 4.1.17 (a)～(e)）

(イ) 基本的な傾向は 500 Hzバンドと同じである。500 Hzバンドの結果に比べて有意差がみられる点のみを以下に述べる。

(ロ) d.2とd.3のレベル差はほとんどない。

(ハ) 居住区のdkの振動レベルの低減量は 1 dB / dk程度である。

(iii) 2 kHz バンド（図 4.1.18 (a)～(e)）

(イ) d.2とd.3の振動レベル差は，平均して3 dB位である。

(ロ) d.2の振動レベルに比べてd·uの方が大きいが，その差は 500 Hz，1 kHzバンドにおける差よりは小さくなっている。

(ハ) 居住区dk の振動レベルは，dk 数の増加に対応して減少する傾向を示すが，最上部のd.Nのレベルは逆に増加する。

(ニ) 1 kHzバンド以下に比べて，d.3，d.2，d.uの振動レベルは，dkの幅方向に，ほぼ均一化される。

(iv) 4 kHzバンド（図 4.1.19 (a)～(e)）

(イ) 2 kHzバンドに比べて，d.3とd.2の振動レベル差が増加し，加振源近傍での振動レベル低減量が増加する。

(ロ) d.2の振動レベルに比べて，d.uのレベルが大きいが，その差は，2 kHzバンド以下に比べて小さくなってくる。

(ハ) 居住区内では，dk による振動レベル差が，ほとんどなく，エネルギーが完全に等分配されていると考えてよい。

(ニ) 最上部のd.Nのレベルは，d.4pに比べて大きくなる。

(c) スケールモデルの実験結果に対する考察

(b)で述べたスケールモデルの実験結果に対し，実船における固体音伝搬性状の基本点を考察しておく。

(i) モデルの精度と振動レベル分布

(イ) 機関室の振動レベル分布は，1 kHzバンド以下で，かなりバラツキが大きい。これは，複雑な構造モデルを製作したため，d k や，隔壁の結合が難しく，モデル製作時のパネルの歪，結合不良などによるものと考えられる。

(ロ) モデルは，1 mm ～ 1.6 mm の板厚をもつ薄板構造であるため，パネルの歪を小さくする点で，結合はハンダ付が望ましいが，この実験モデルのように大型になると，板厚 1 mm が限界である。

(ハ) モデルの製作精度は，多少悪いが，機関室居住区を含めた構造について，固体音の基本的伝搬性状は把握できたと考えてよい。

(ii) 縮尺比および実船と対応

(イ) このモデルは，縮尺比 $n=1/10$ の縮尺モデルであるが，各パネルの板厚，各部構造について完全な幾何学的縮尺ではない。

しかしながら，実船構造との対応を概略把握するには，実験で用いた周波数の 1/10 を実船における周波数と考えてよい。

(ロ) スケールモデルは，鋼板構造であり，実船の d k 構造とは異なるためにパネルの内部損失率は考慮されていない。従って，振動レベルの減衰量の定量的対応ずけは，実船構造の内部損失率データを集約して検討すべきである。

(iii) 振動レベル低減の空間分布

(イ) 振動レベルの低減は，加振点のある d k で最も大きく，d k 幅方向に 10 ～ 15 dB 低減する。これは，加振が点加振であるために，振動エネルギーが，2次元的に空間拡散していくためと考えられる。

(ロ) 機関室内の振動レベル分布は，振動数が低いほど複雑であり，d·2, d·3 の振動レベルは，d·u に比べて低くなる。

この原因としては，次の2点が考えられる。

① d.u の板厚 1.2 mm に対し，d.2, d.3 の板厚は 1.6 mm と厚いために質量効果により，振動速度が小さくなること。

② d.u は，F.1 ～ F.6 の全面にパネルが存在するが，d.2, d.3 は，部分パネルであるために，振動エネルギーの経路となりにくいこと。

(ハ) 居住区内の振動レベルの低減特性は概略次のように考えられる。

① d.1p 以上の d k では，d k 幅方向に対して，振動レベルは，ほぼ均一と考えてよい。この結果は，実船での振動計測結果と一致する。

② d k の高さ方向に対しては，d k 数の増加に対応して，僅かに低減していくが，最上部の d.N のレベルは，逆に増加する部分が現われる。

この結果は，実船計測のデータにもみられたが，最上部が，加振点から最も遠距離でないことを示している。

すなわち，B－3モデルの結果で示したように，各パネルを距離パラメータ R によって評価する必要があろう。

③ この実験のように，d.T 加振に対しては，居住区内の低減量は，d k の高さ方向のみを考えると，ほぼ十分のようにみえるが，加振点の位置が変化すると，低減量の空間分布も変化し，一義的に居住区内の伝達損失を決ることは危険である。

とくに，機関室の構造が複雑で，しかも，対称でない場合は注意が必要である。この実験結果でも，$\pi_1 \sim \pi_3$断面では，機関室内の隔壁の左右非対称性により，居住区内の振動レベルは，$X_2 \sim X_3$ 断面よりも$X_6 \sim X_7$断面の方が低くなっている。

④ 以上の結果から，居住区への振動伝達防止法として，次のことが考えられる。

A d.2, d.3に比べてd.uの板厚を大きくする。

B d.2, d.3の板厚を薄くして，d.2, d.3へ船体外板および，隔壁からの振動エネルギーを流すとともに，内部損失率を増加する。

C d.uとd.1pの結合部を，できるだけ短かくする。

(iv) 実船の固体音推定計算への方向づけ

実船についての固体音伝搬の計算および伝達損失推定式を求めるための方向について簡単に述べておく。

(イ) この実験に用いたスケールモデルについて，ＳＥＡ法による計算と実験結果の比較

(ロ) 実船のｄｋ構造など，各部構造の内部損失率のデータ集約

(ハ) 各発生源周辺パネルの振動速度レベルデータの集約

(ニ) 代表的な船舶構造の分類

(ホ) 実船の機関室および居住区のモデル化，とくに，機関室または居住区の一方だけを計算する場合の他方の簡略モデル化

(iii)で述べたように，実船構造の固体音伝搬特性を，推定式が定量化できる精度で，モデル実験から求めることは不可能である。これは，各種構造の船舶についてモデル実験する場合の費用，時間の問題，対策立案および対策効果確認の困難さによる。

従って，今後は，主に，ＳＥＡ法などを用いた伝搬シミュレーション計算により，予測計算式および対策の方向を探索していく必要がある。そのためには，上述の(イ)～(ホ)の項目を明確にしておかねばならない。

また，２次固体音については，実船スケールモデルによる実験は，かなり困難である。何故ならば，実船と同様の閉じた構造が必要で，この場合，実験計測を行うとすれば，モデル内部のｄｋ，隔壁について，振動レベルの計測は不可能となる。従って，実船モデルの２次固体音については，計算による予測をとる以外方法はない。

(4) 結論と今後の問題点

ここでは，4.1.1および4.1.2の結果を，併せてまとめておく。

(a) ＳＥＡ法の妥当性について

単純な板構造モデルＢ－1，Ｂ－２および立体多層モデルＢ－３の振動伝達の実験結果とＳＥＡ法による計算結果は，ほぼ一致し，ＳＥＡ法の妥当性が確認された。

(b) ＳＥＡ法の適用上の注意点

(イ) 実際の構造においては，パネル要素の内部損失率の適確なデータが必要である。内部損失率は，振動レベルの伝搬性状，伝達損失に影響する。

(ロ) ＳＥＡ法は，パネルの固有モード数Ｎが，$N \leq 15 \sim 20$となる振動数域では適用すべきでない。

(c) 振動伝達予測計算法の有効性

(イ) 空間的な，伝達損失の分布，エネルギーの伝搬経路を把握でき，予測だけでなく，対策立案，対策効果推定が容易にできる。

(d) 伝達損失の簡略推定

(イ) Ｂ－３モデルの計算結果を整理して，空間的な伝達損失の性質を概略把握した。この結果，距離パラメータＲを用いれば，$R > 3$では，伝達損失が著しく低下する。伝達損失の増分は$R < 3$に対して３～４dBであ

るがR＞3では0.5dB程度である。

(ロ) この計算結果から距離パラメータRに対する伝達損失の簡略推定式案を提案した。

(ハ) 実船においては，構造形式，機器の位置により，伝達損失推定式は，異なるものと考えられ，Janssenが提示したような，単純な推定式では予測精度は不十分であろう。

(e) 居住区スケールモデルの実験結果

1/10縮尺モデルにより，主機据付部に相当する点を加振点に選び，振動伝達の実験を行った。

(イ) 加振点に近いd.2, d.3よりもd.uの方が振動レベルが高く現われ，dkの板厚による影響が示された。

(ロ) 居住区内の伝達損失は，著しく小さく，B－3モデルにおけるSEA法で求めた伝達損失がR＞3で著しく低下する傾向とよく類似している。

(ハ) 居住区内では，dk幅方向の振動レベル差は無視しておく。また，最上部dkのd.Nでは振動レベルが増加する。これらの結果はともに実船計測データと同じ傾向である。

(f) 今後の問題点

実船における固体音推定を行う上で必要な問題点を列挙する。

(i) 構造要素パラメータ

(イ) 各部構造要素の内部損失率のデータ収集

(ロ) 各部構造の結合形式の調査分類および結合損失率の推定

(ハ) リブ付板，梁，円筒などのモーダル密度推定

(ii) 予測計算法と対策法

(イ) 2次固体音予測計算法の作成

(ロ) 縦波によるエネルギー伝搬を考慮することによる推定精度向上

(ハ) 機関室，居住区の計算モデルの考え方および簡略化のための構造ブロックモデル化の導入

(ニ) 各種発生源の発生スペクトラムの集約と推定法

(ホ) 機関室各部の騒音スペクトラムのデータ収集

(ヘ) 固体音低減に有効な構造要素パラメータの概略把握

(ト) 各種の船舶構造形式および代表的発生源ごとの距離パラメータと伝達損失の推定式作成

(チ) エネルギーの主要伝達経路の把握と対策手法の検討

参　考　文　献

1) 日本造船研究協会：SR156研究部会．船内騒音に関する調査研究．昭和50年度研究報告書，研究資料No.252（昭51.3）

2) J.H. Janssen & J. Buiten : On Acoustical Designing in Naval Architecture, Inter Noise 73, E22Y6, Aug.1973.

3) L. Cremer : Structure-borne Sound, Springer Verlag, 1973.

4) L. L. Beranek : Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, 1971.

5) 橘　　：音響模型実験における相似則と実験手法，日本音響学会誌，32〔10〕（昭.51-10）

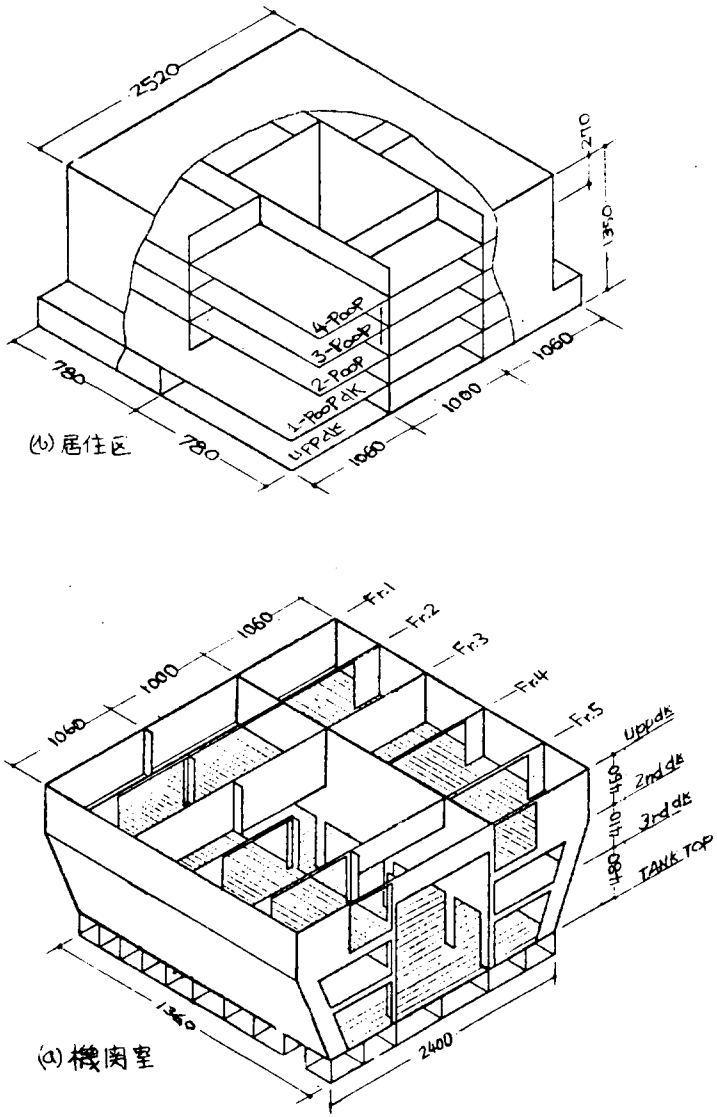


図 4. 1. 21　スケールモデルの概略図

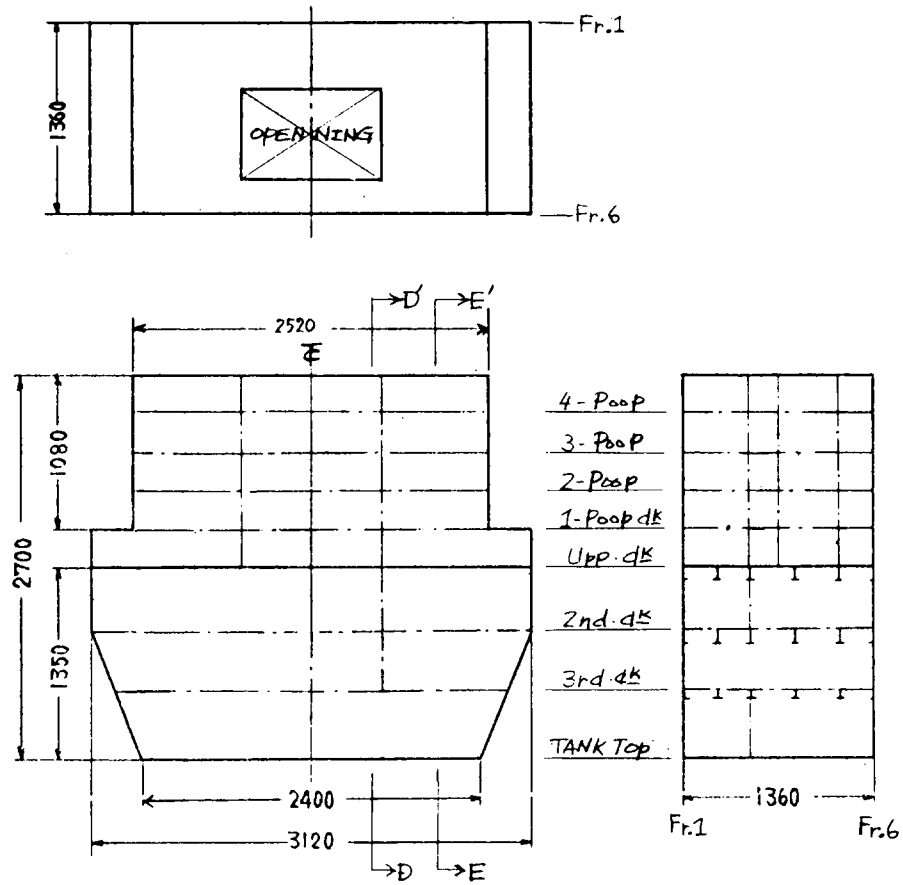


図 4. 1. 22 (a)　スケールモデルの全体図

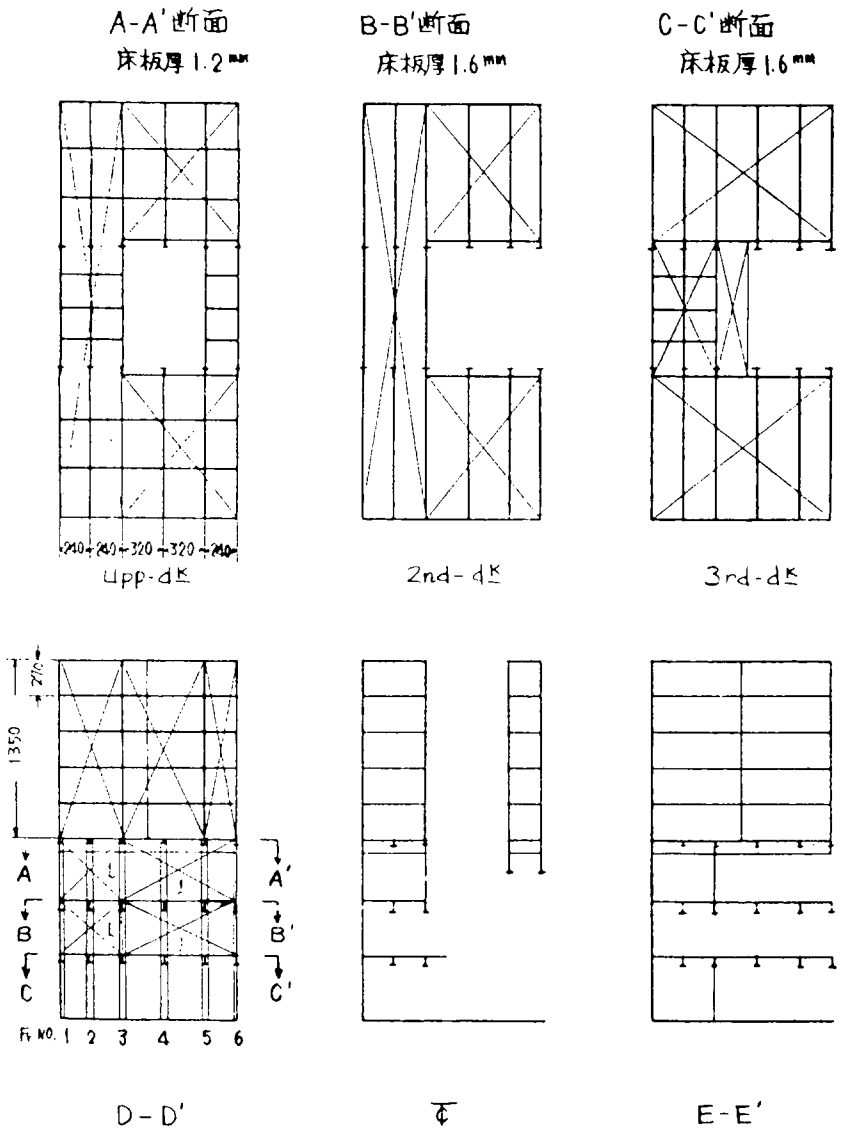


図 4. 1. 22 (b) スケールモデルの断面図

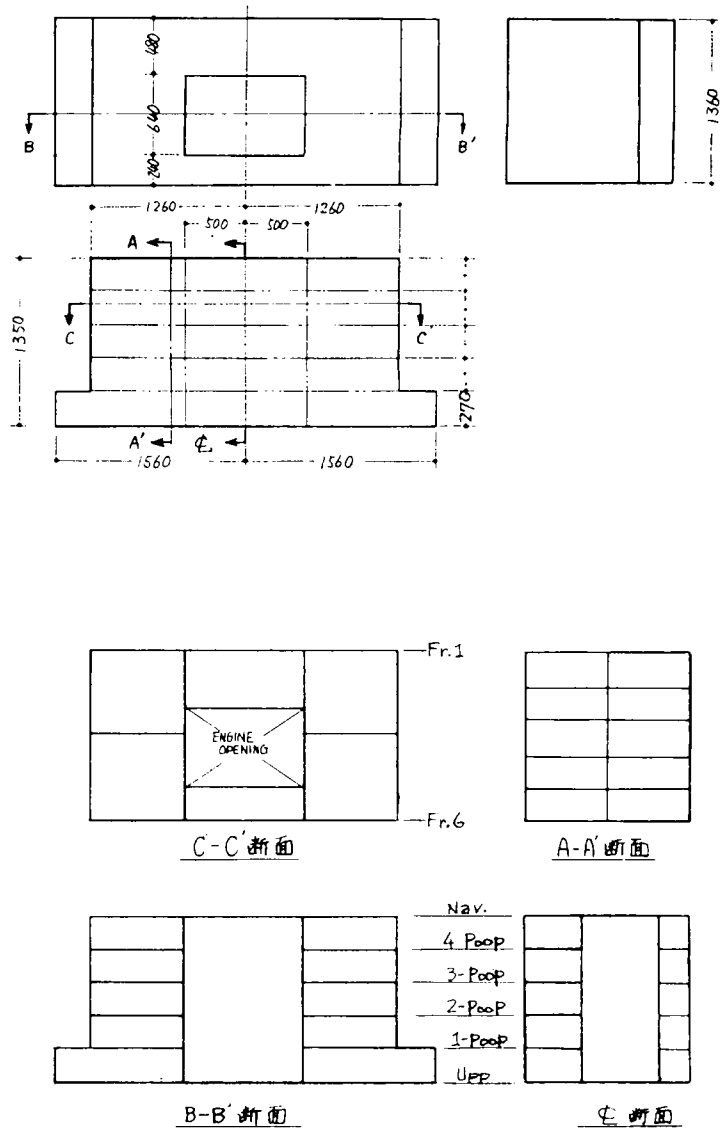


図 4. 1. 22 (c) スケールモデルの居住区部分図

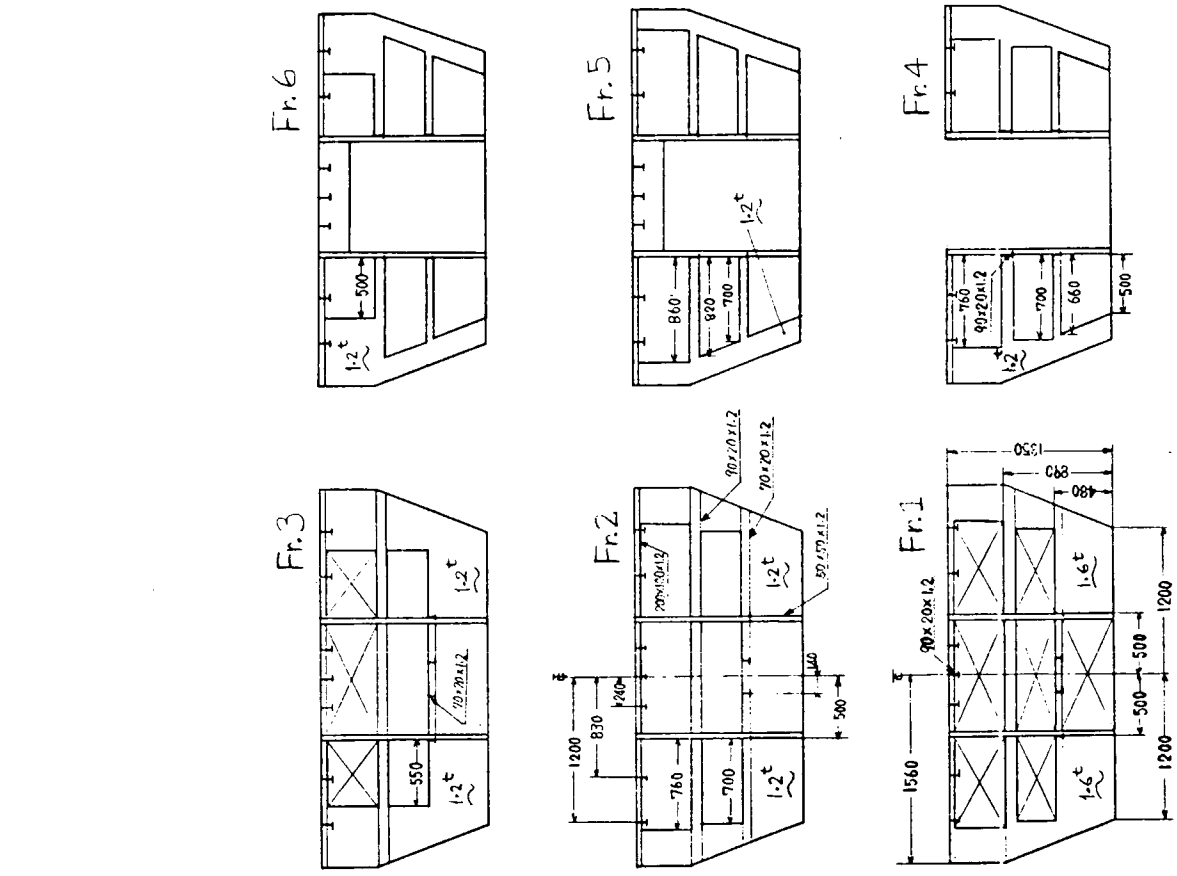
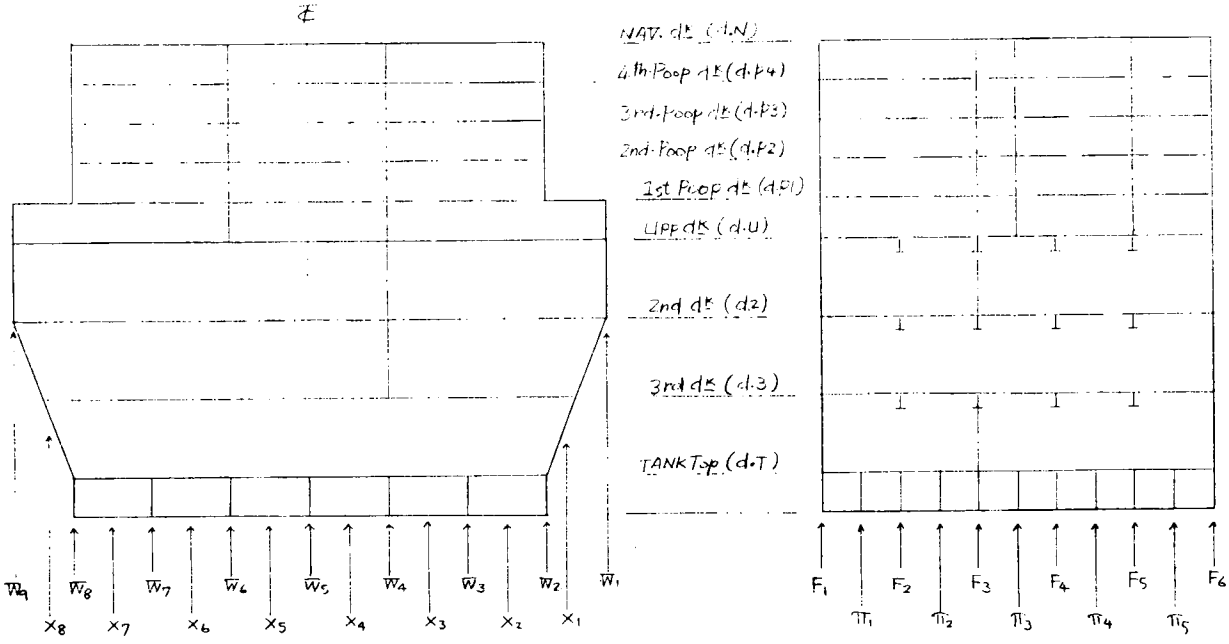
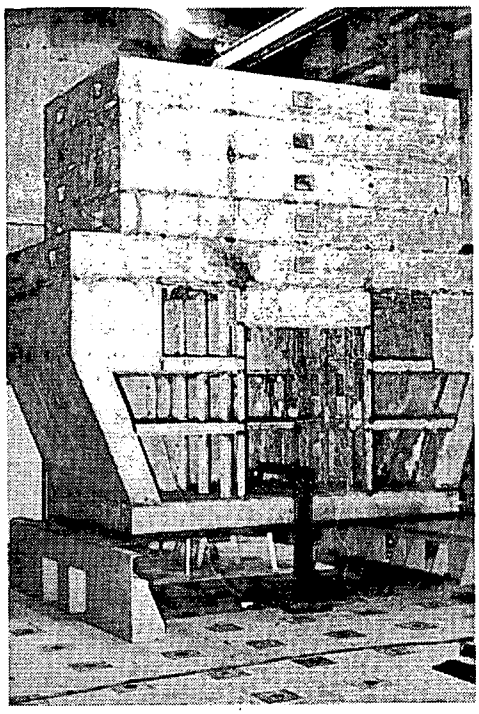


図 4. 1. 22 (d) スケールモデルの機関室断面図



注) (d.・) は dk 名の略号とする。

図 4. 1. 23 スケールモデルの隔壁および断面の呼称記号



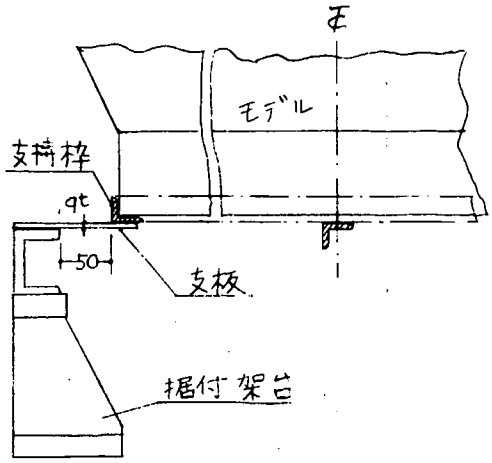
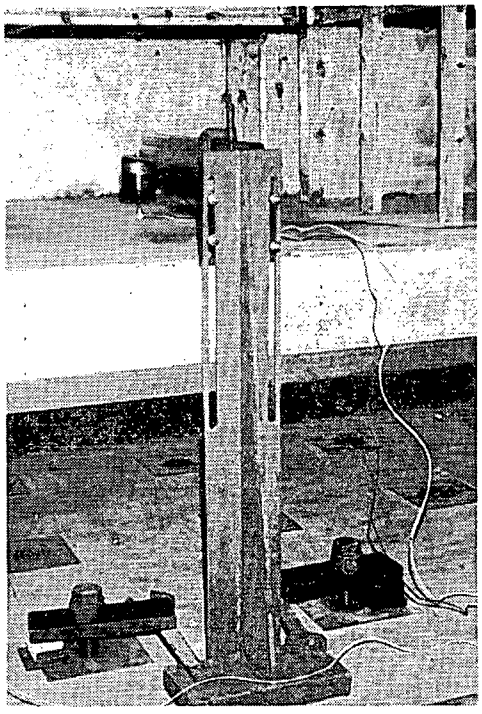
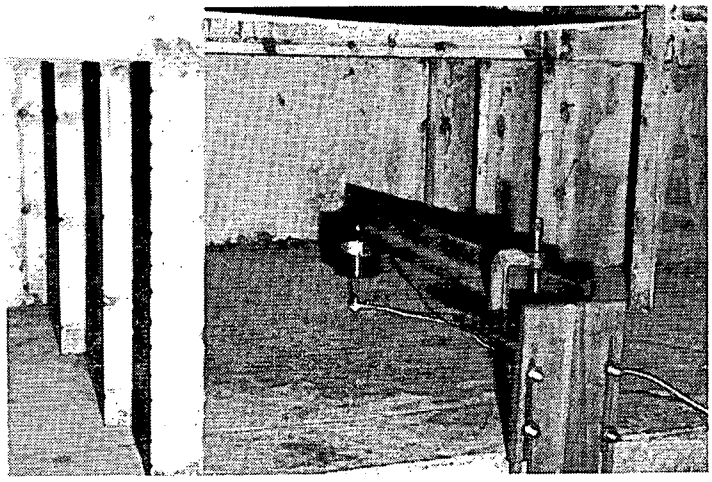


図 4. 1. 24　スケールモデル据付状況



(a)



(b)

図 4. 1. 25　加振器取付状況（加振パネル：d.T（π_2, X_4））

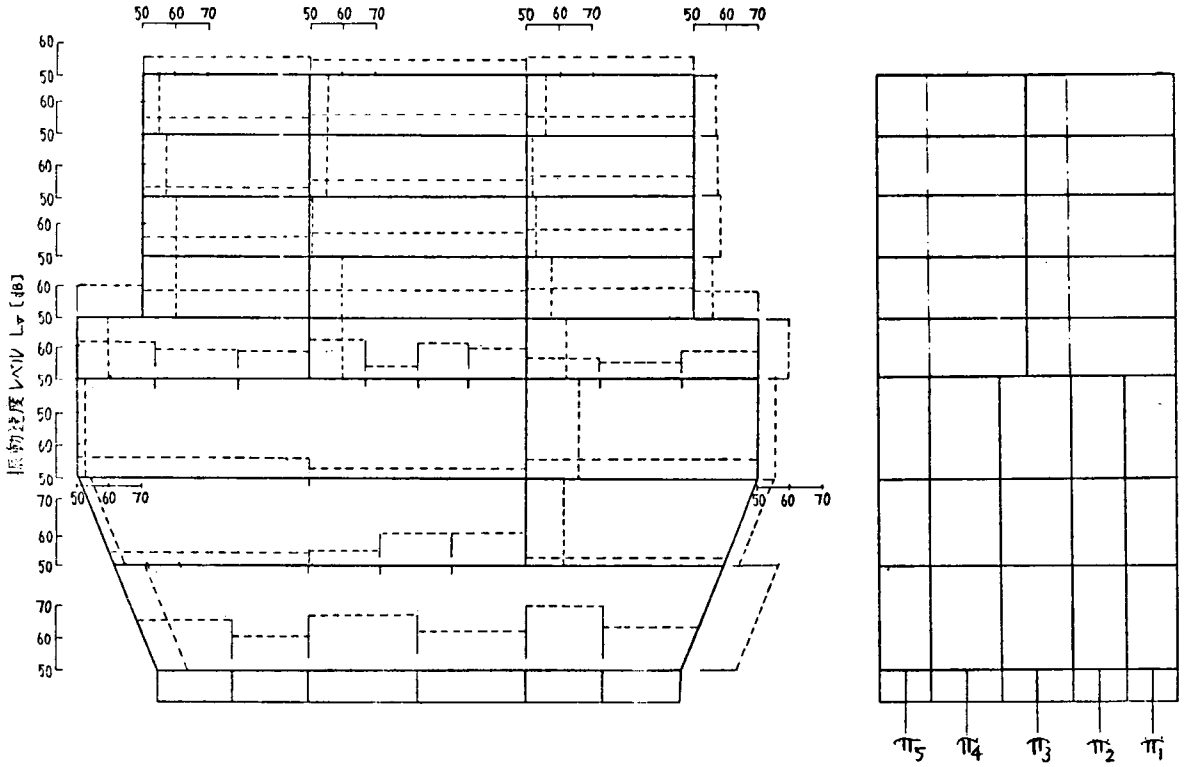


図 4. 1. 26 (a) π_1断面のパネル振動速度レベル〔 500 Hzバンド〕

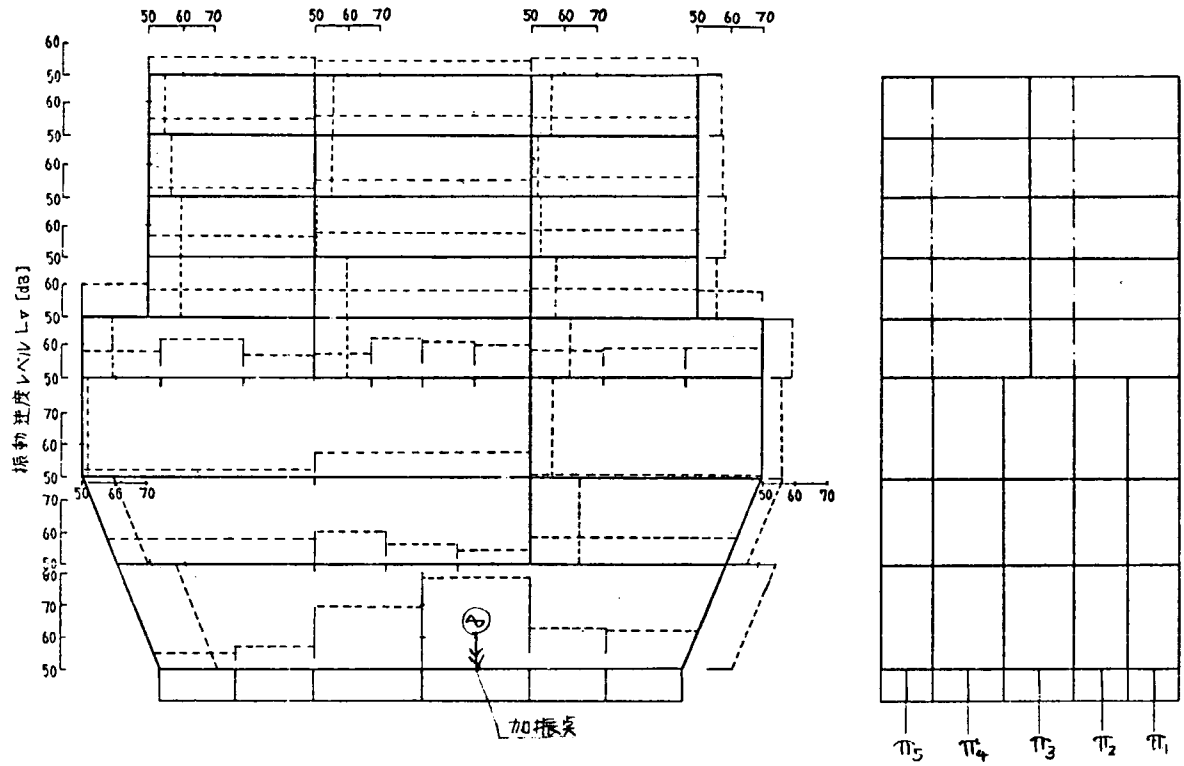


図 4. 1. 26 (b) π_2断面のパネル振動速度レベル〔 500 Hzバンド〕

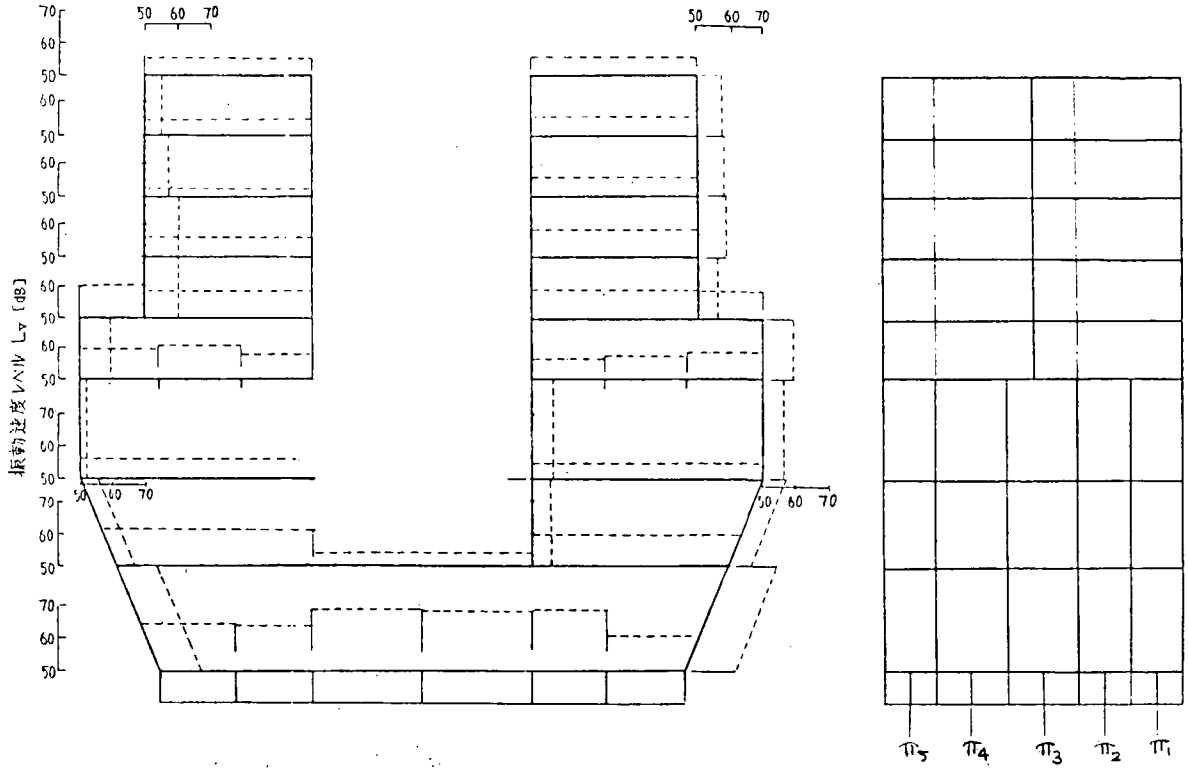


図 4. 1. 26 (c) π_3断面のパネル振動速度レベル〔 500 Hzバンド〕

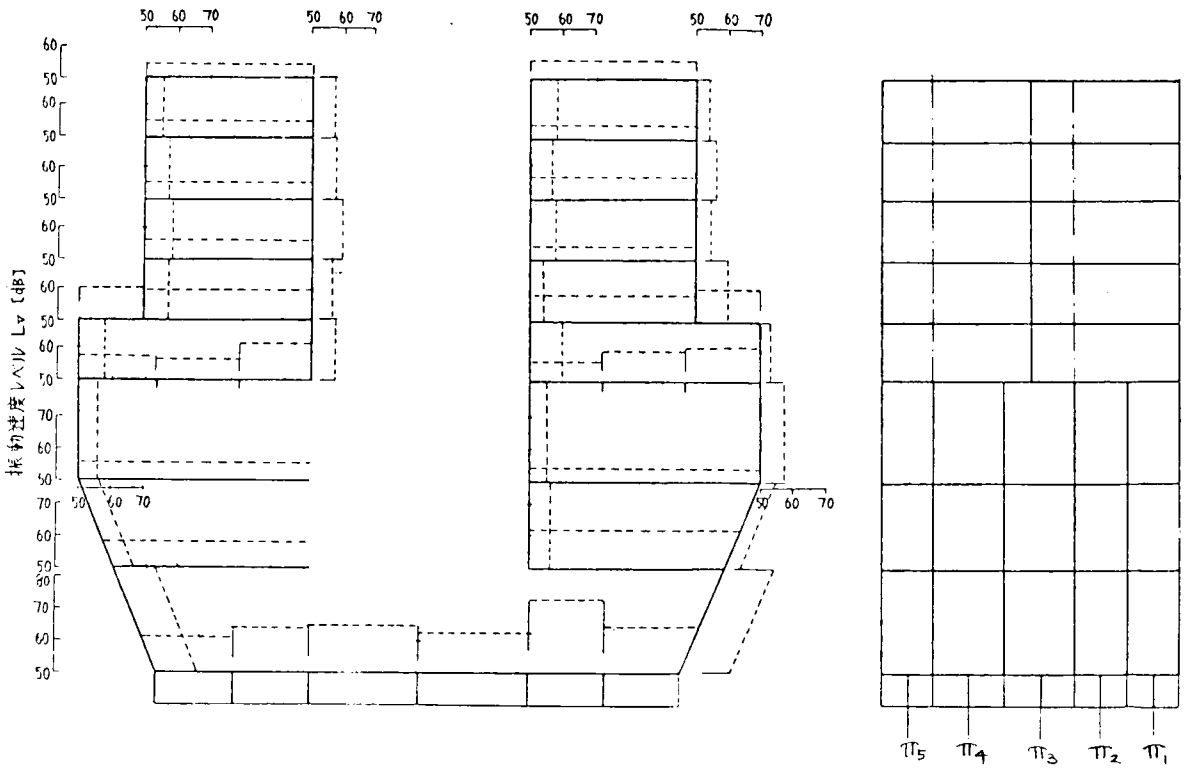


図 4. 1. 26 (d) π_4断面のパネル振動速度レベル〔 500 Hzバンド〕

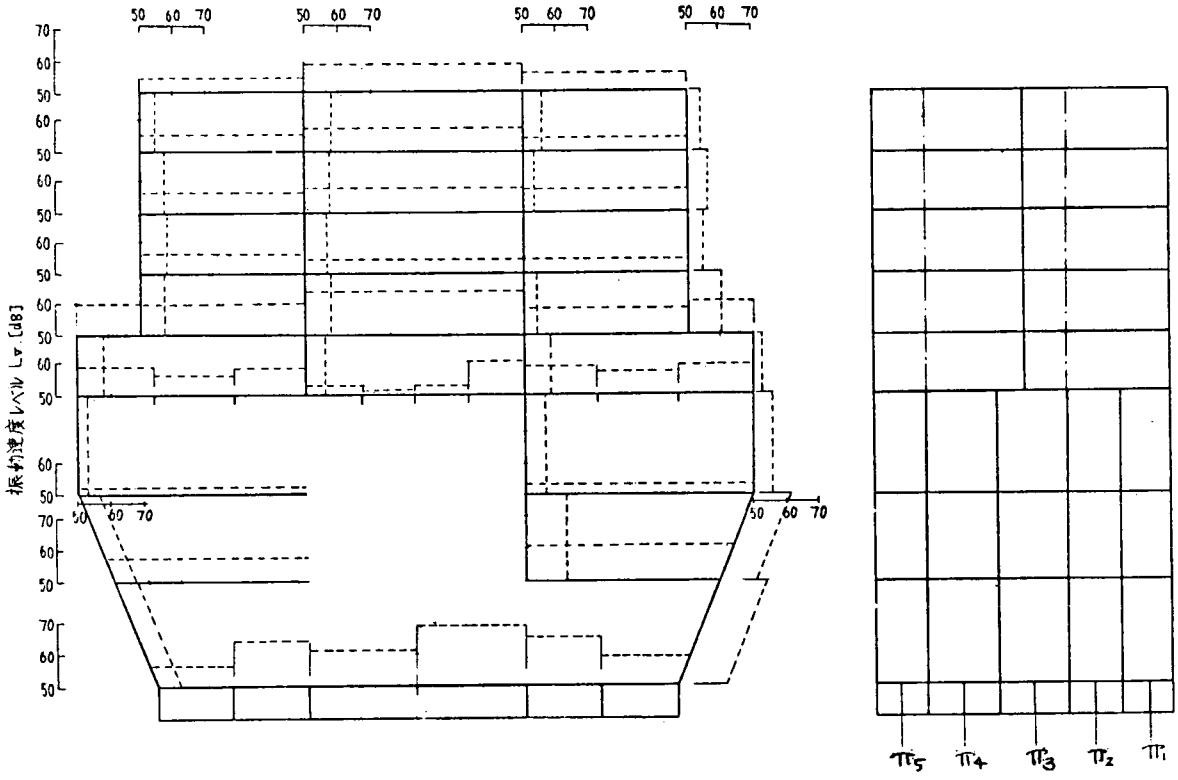


図 4. 1. 26 (e)　π_5断面のパネル振動速度レベル〔 500 Hzバンド〕

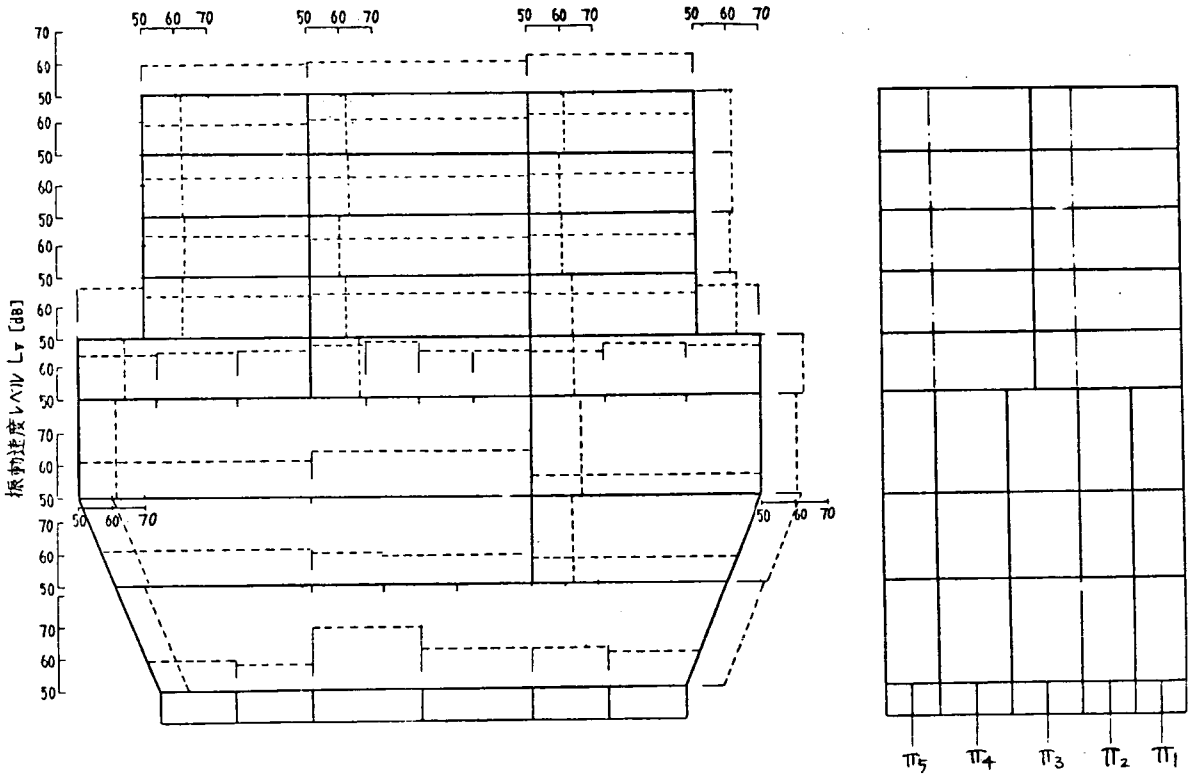


図 4. 1. 27(a)　π_1断面のパネル振動速度レベル〔 1 kHz バンド〕

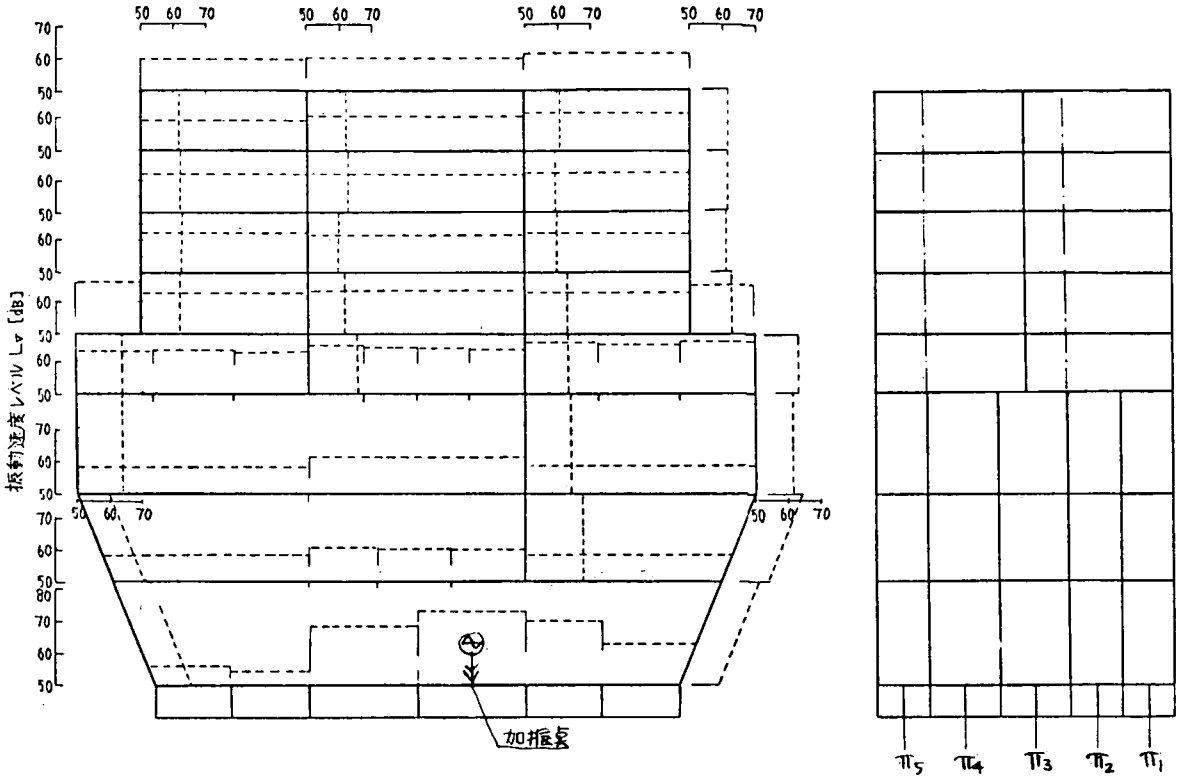


図 4. 1. 27 (b)　π_2断面のパネル振動速度レベル〔 1 kHz バンド〕

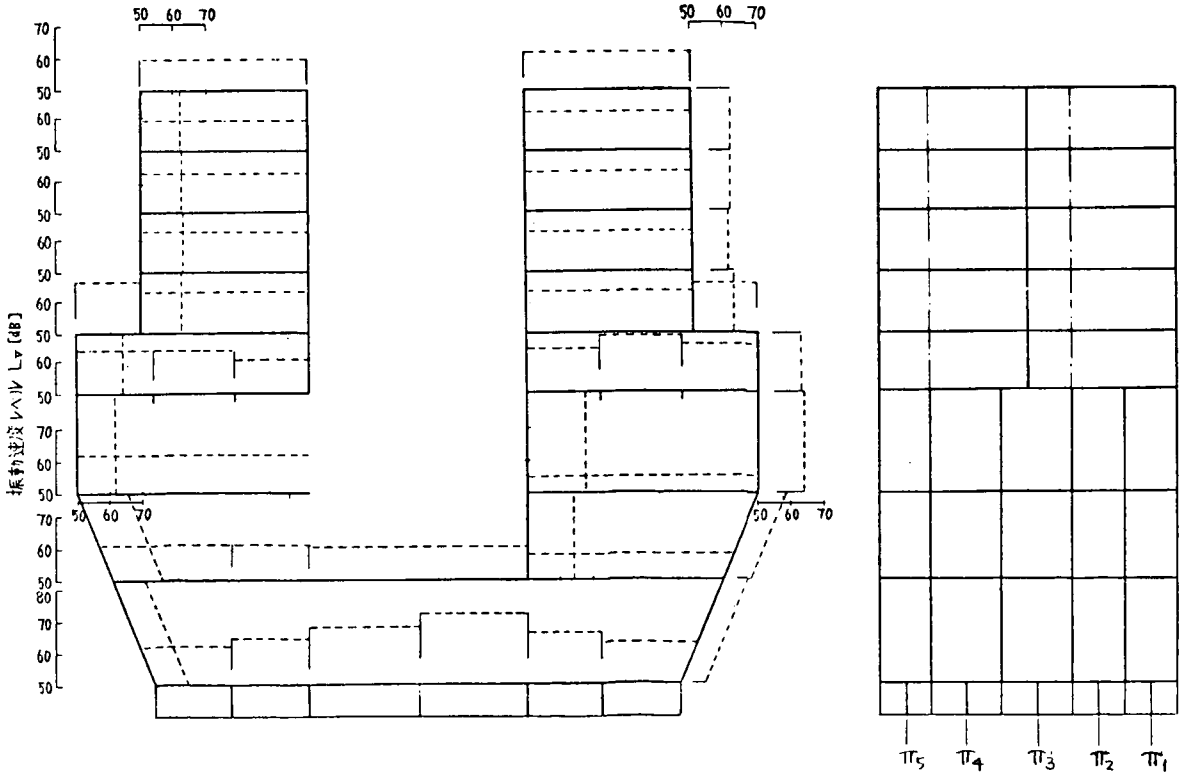


図 4. 1. 27(c)　π_3断面のパネル振動速度レベル〔 1 kHz バンド〕

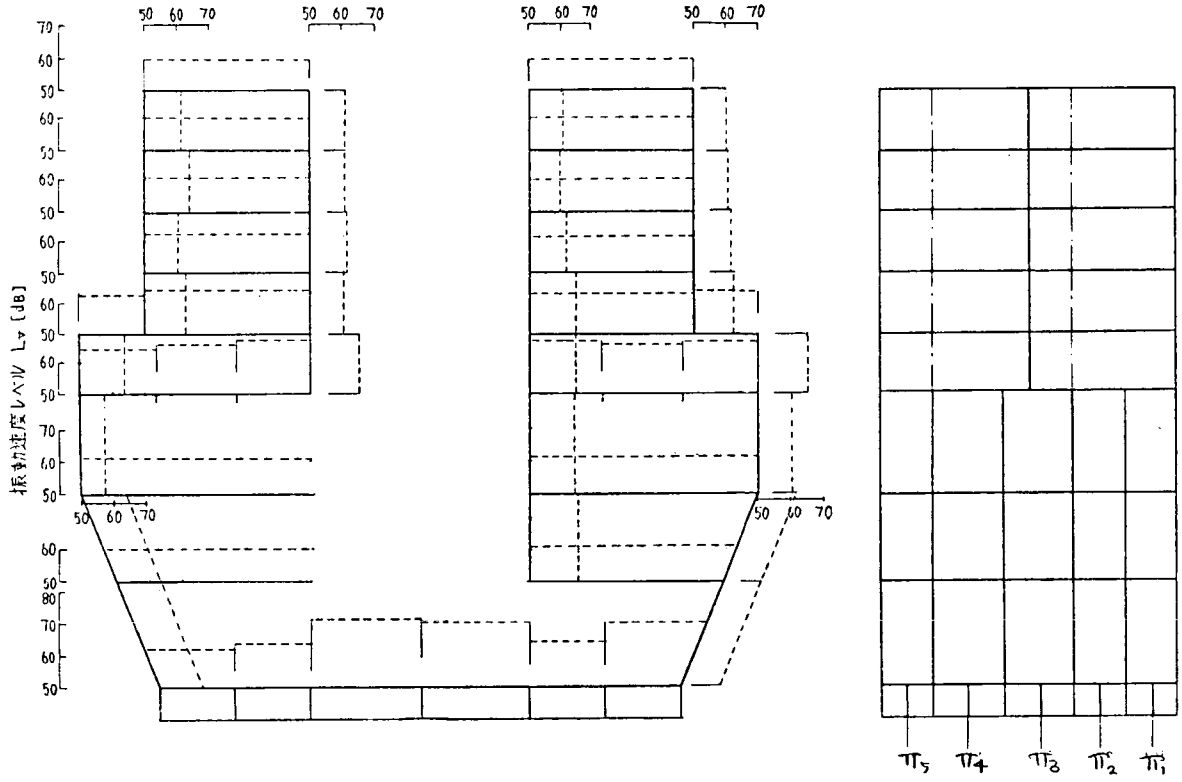


図 4. 1. 27(d) π_4断面のパネル振動速度レベル〔 1 kHzバンド〕

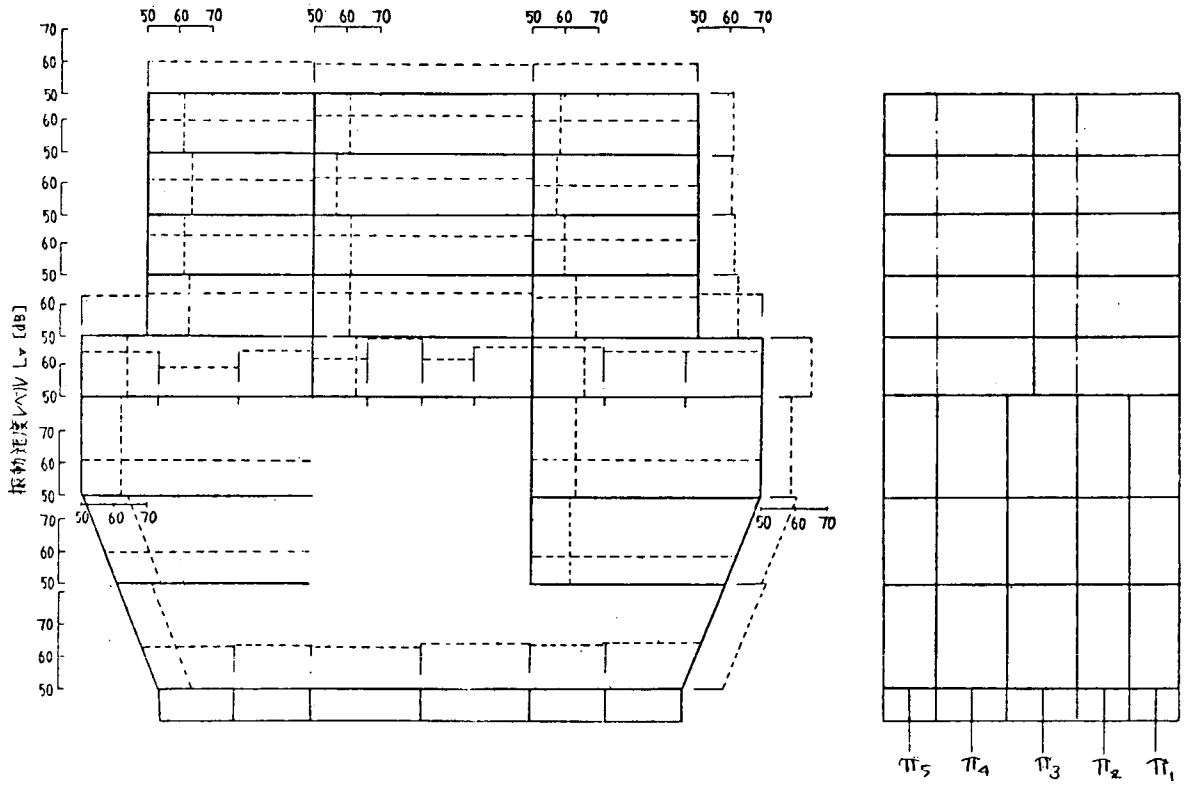


図 4. 1. 27 (e) π_5断面のパネル振動速度レベル〔 1 kHzバンド〕

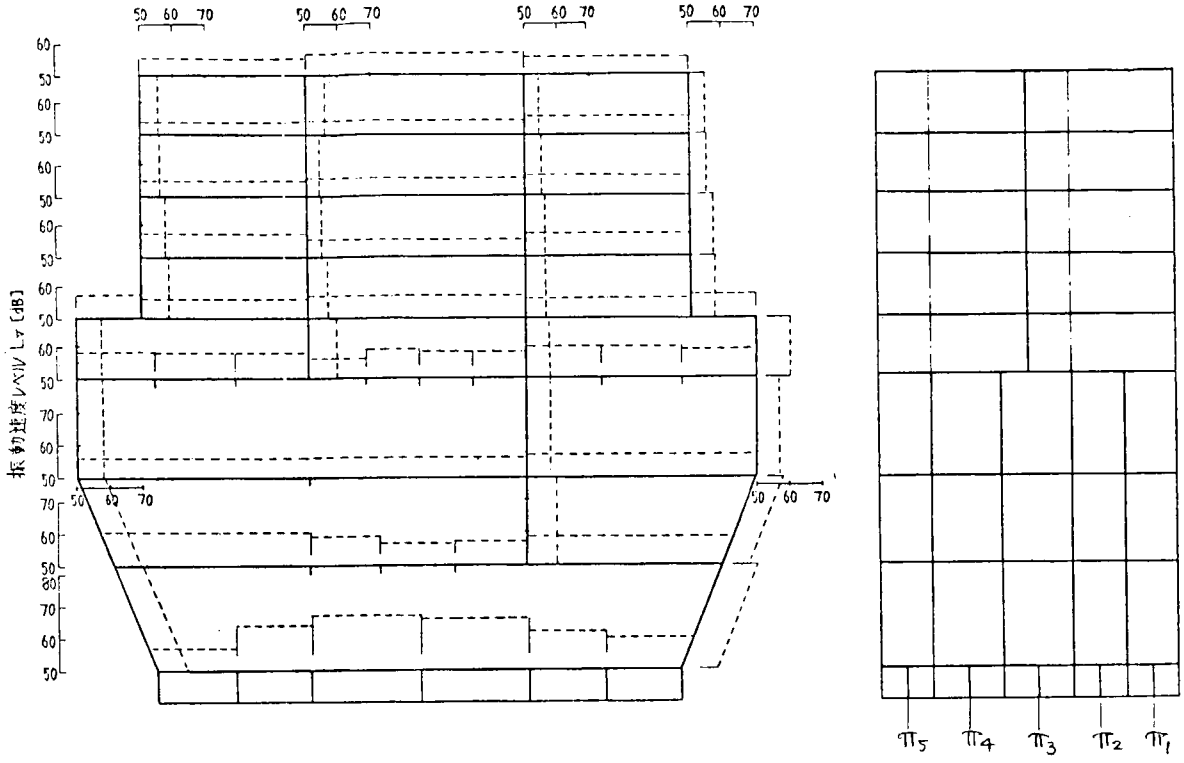


図 4. 1. 28 (a)　π_1断面のパネル振動速度レベル〔 2 kHzバンド〕

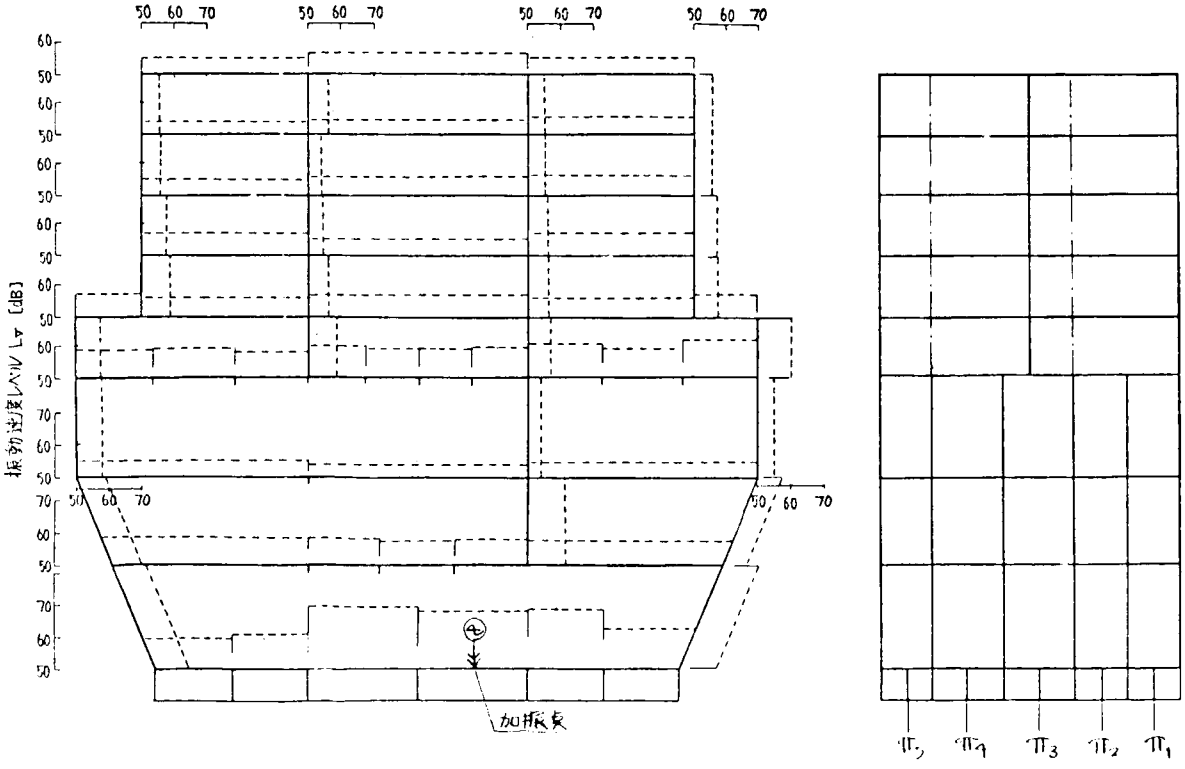


図 4. 1. 28 (b)　π_2断面のパネル振動速度レベル〔 2 kHzバンド〕

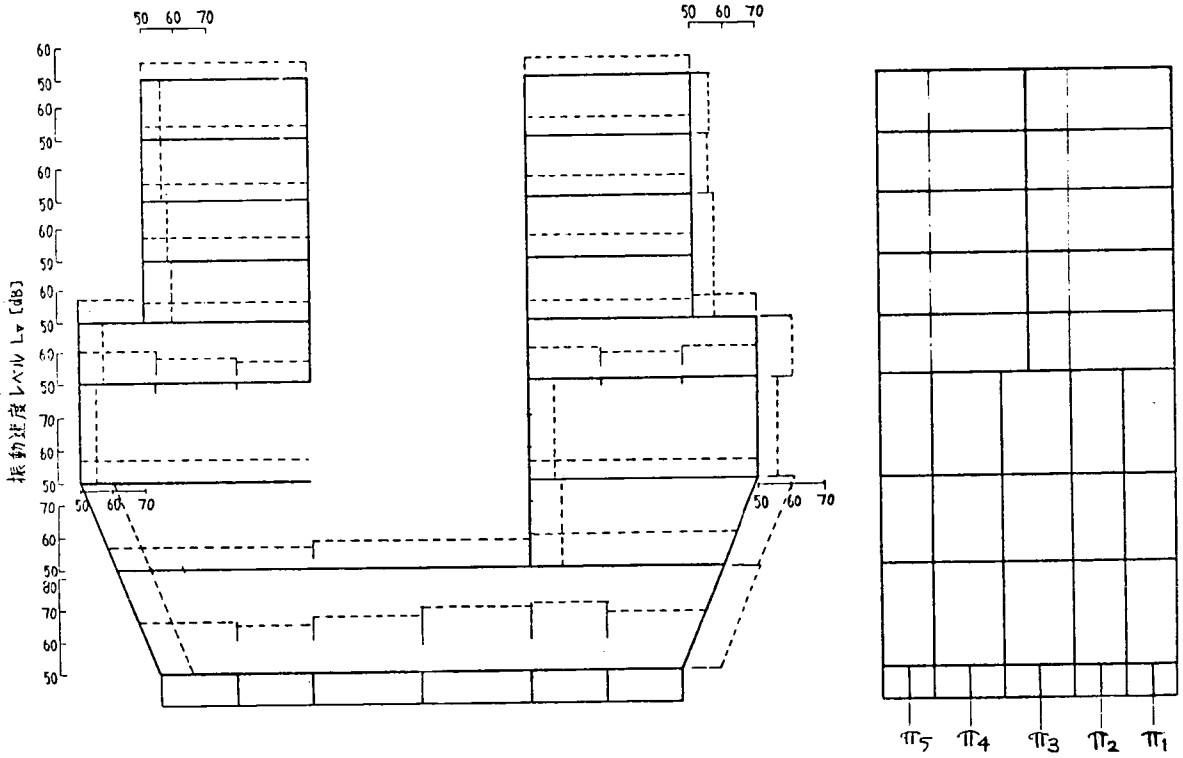


図 4. 1. 28 (c)　π_3断面のパネル振動速度レベル〔 2 kHz バンド〕

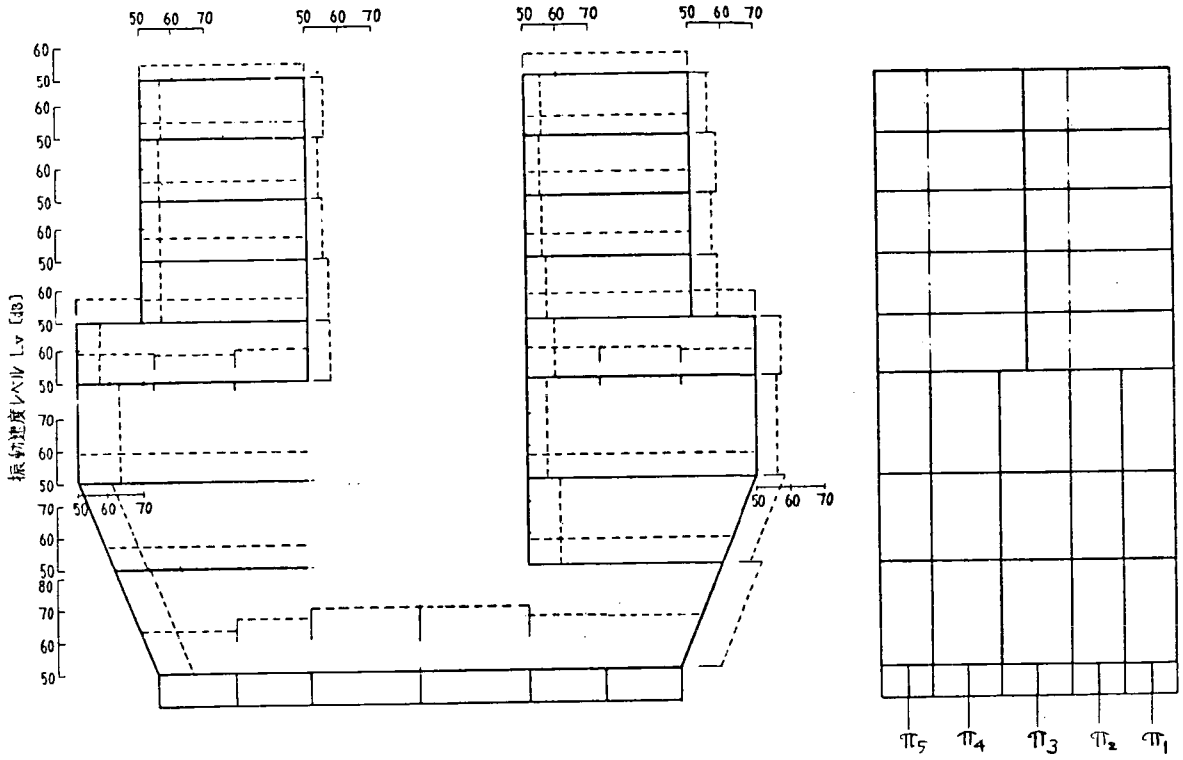


図 4. 1. 28 (d)　π_4断面のパネル振動速度レベル〔 2 kHzバンド〕

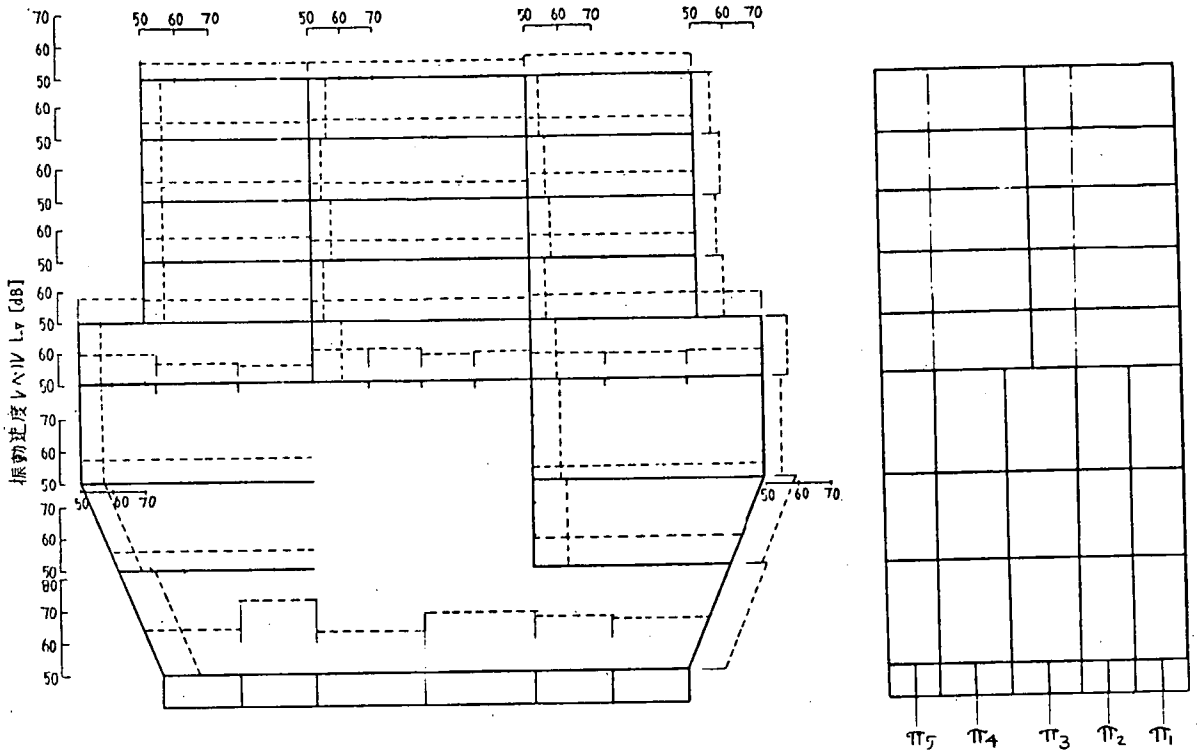


図 4. 1. 28 (e)　π_5断面のパネル振動速度レベル〔 2 kHzバンド〕

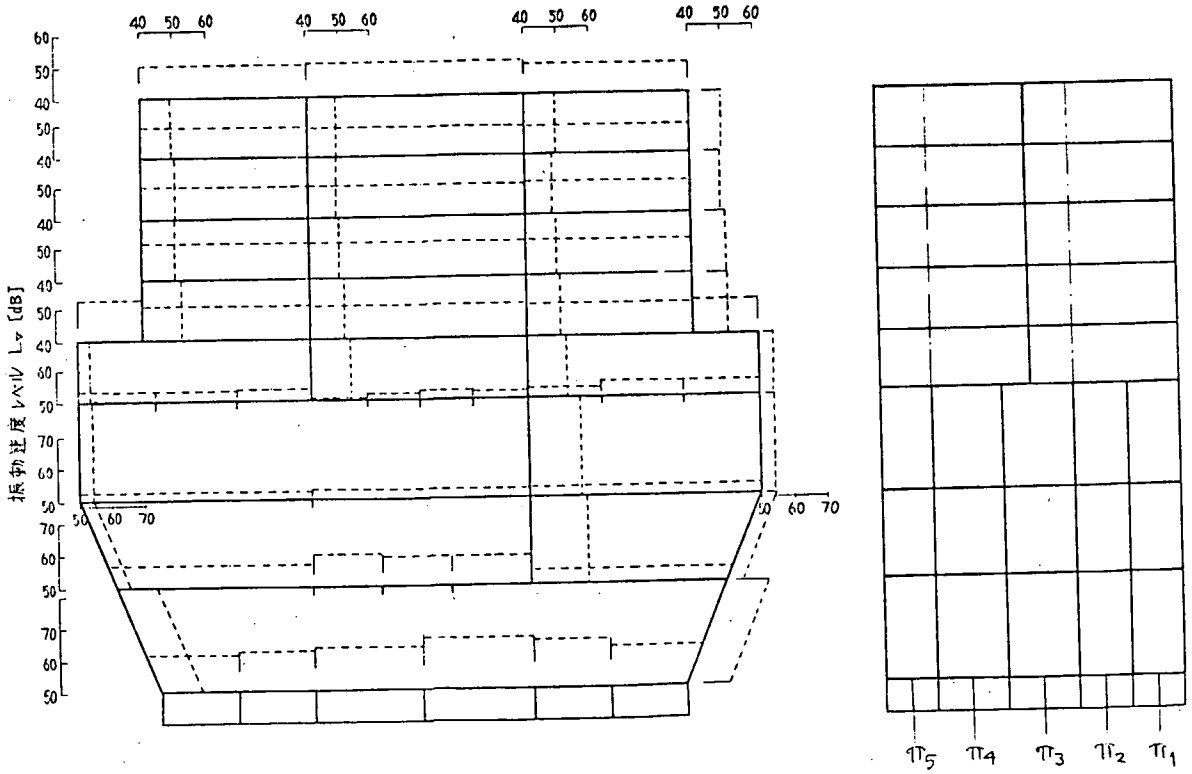


図 4. 1. 29 (a)　π_1断面のパネル振動速度レベル〔 4 kHzバンド〕

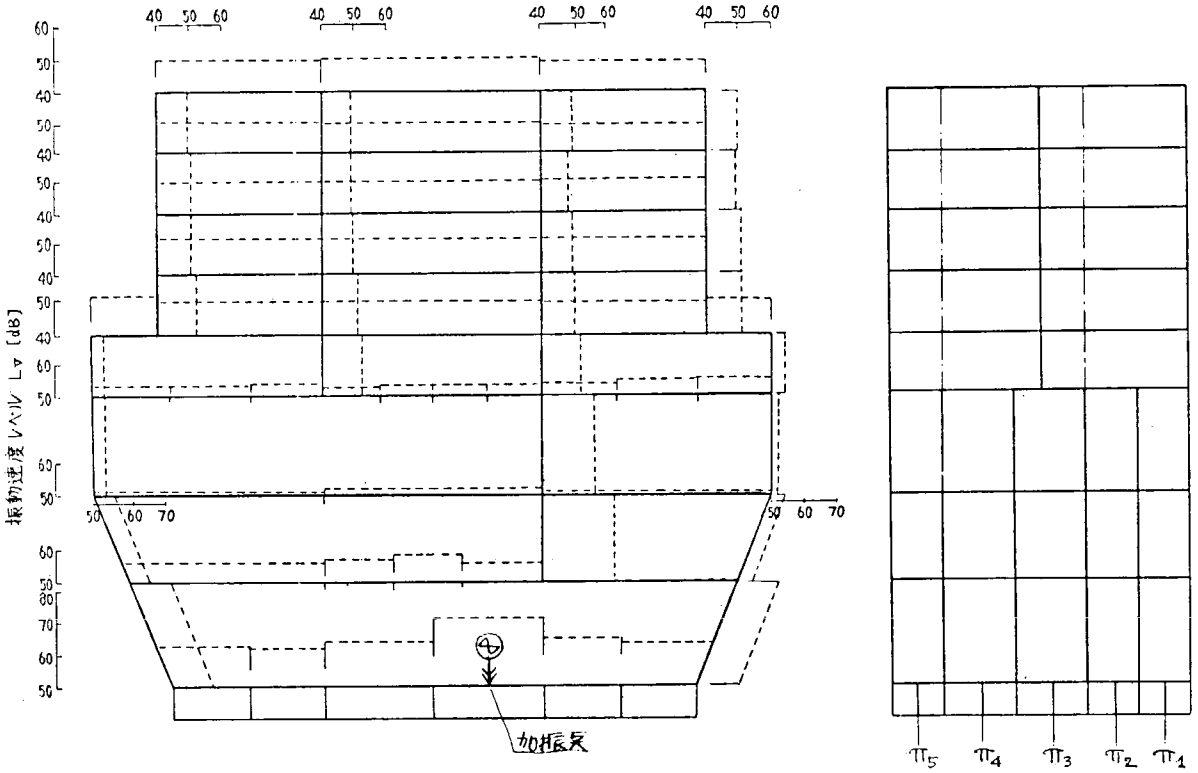


図 4. 1. 29 (b) π_2断面のパネル振動速度レベル〔 4 kHzバンド〕

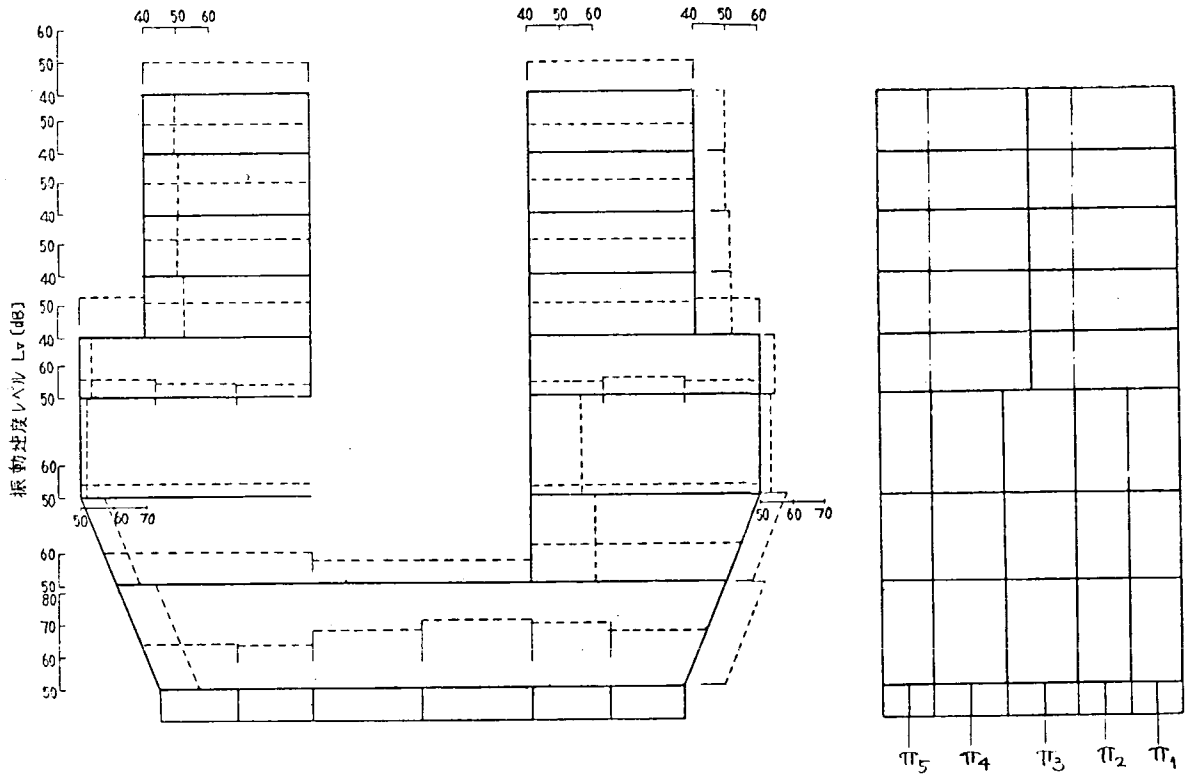


図 4. 1. 29 (c) π_3断面のパネル振動速度レベル〔 4 kHzバンド〕

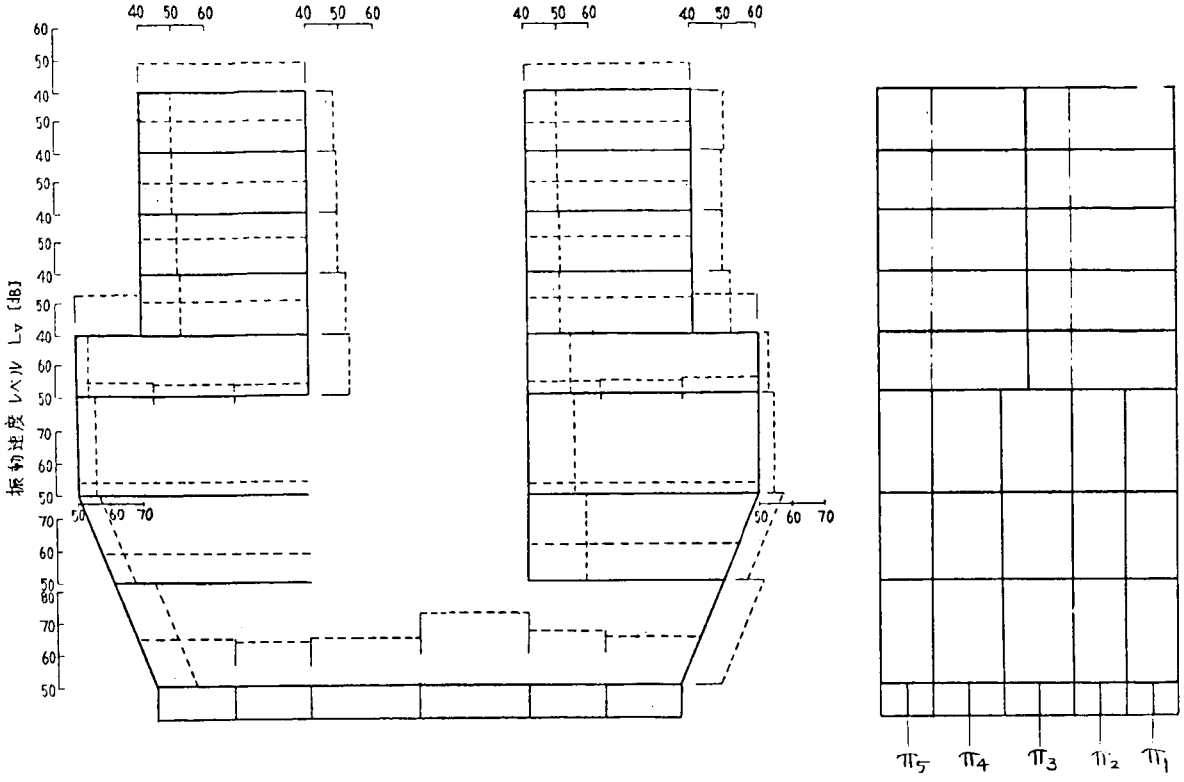


図 4. 1. 29 (d)　π_4断面のパネル振動速度レベル〔 4 kHzバンド〕

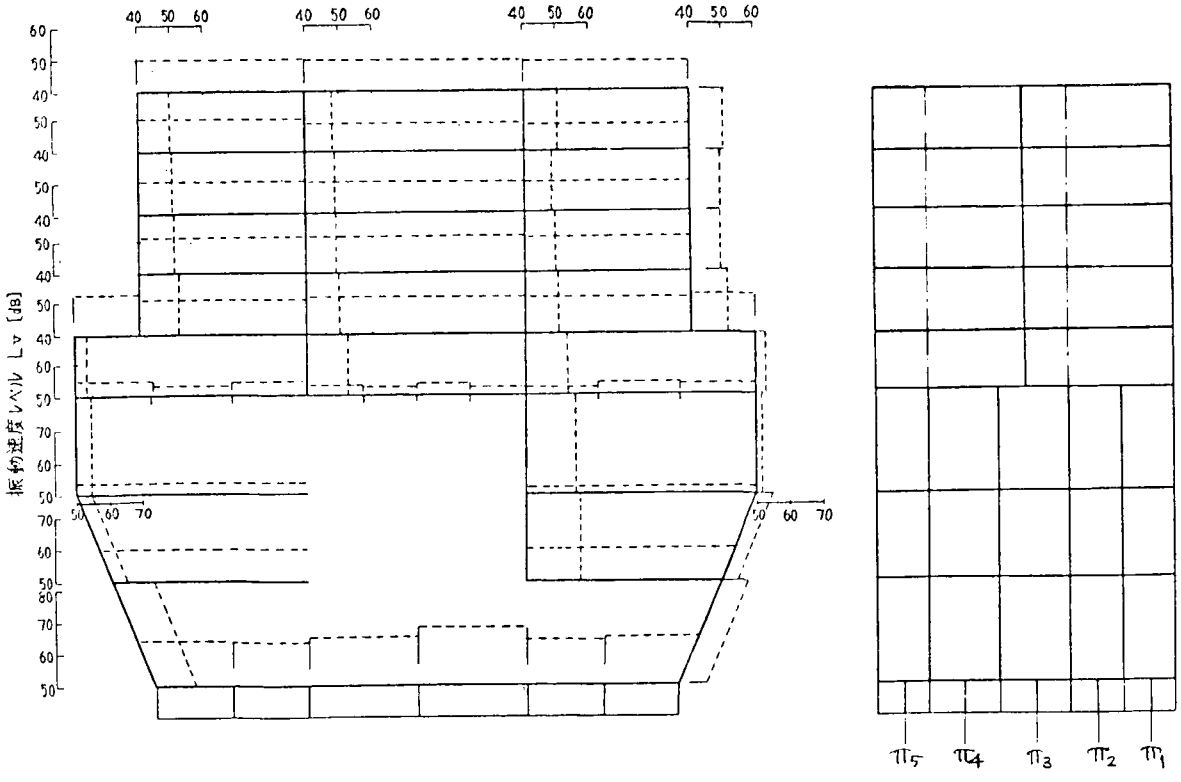


図 4. 1. 29 (e)　π_5断面のパネル振動速度レベル〔 4 kHzバンド〕

4.1.3 音源寄与度分離の実船実験

(1) 目 的

船の居室の騒音は各種機器からの振動および騒音が伝搬してきたものである。このような複数個の音源からの騒音問題は，その主要騒音源と伝達特性を知り，音源または伝搬経路に対策するのが最も効果的である。前年度の研究においては，音源寄与度分離手法を検討し，モデルに適用して良い結果を得た。本年度は，この手法を実船に適用するため実船計測を行い，分離方法の実用性の検討および供試船における寄与音源の解明を行った。

(2) 供試船

供試船の主な仕様を表 4.1.101 に示す。

表 4.1.101 供試船の主な仕様

船 種	オア・キャリアー	$L^M \times B^M \times D^M \sim d^M$	249 × 39.6 × 22～16.15
GT	33,972.57 トン	DW	115,977 トン
機 器	型 式	能 力	回 転 数
主 機	三井 B&W 7K－90GF	23,900 PS (BHP) 20,300 PS (BHP)	114 RPM(MCO) 108 RPM(CSO)
過 給 機	三井 B&W T 780 G (2台)	41.0 m^3/sec 34.4 m^3/sec	7800 RPM(MCO) 7300 RPM(CSO)
ディーゼル発電機	ダイハツ 6PS HTC－26D (2台)	560 kW	720 RPM
ターボ発電機	MTG－300	1,100 kW	1,200 RPM
機関室通風機	西芝 FP－B 120 G (4台)	1,000 m^3/min 35 mm Aq	1,155 RPM
エア・コン・ファン	EL.CENT LIMIT LOAD TYPE (2台)	11,000 m^3/h 250 mm Aq	1,720 RPM
エア・コン・冷凍機	ROTASCO RL－20	179,280 Kcal/h	1,160 RPM

(3) 実船計測

(a) 音源寄与度分離のための計測方法

ここでいう音源寄与度の分離とは，寄与があると考えられる音源と受音側の騒音（または振動）を計測し，これらのデータに分離計算を行って，各々の音源からの寄与度を求めるというものである。そのため計測データの良否が分離の可否を支配するので，計測には以下の点に留意しなければならない。ただし，分離計算はオフラインで行うものとする。

(i) 音源および受音点の信号計測は全て同時でなければならない。

(ii) 音源信号検出点はできるだけ他の音源と相関の少ない，音源独自の信号が検出できる局部とする。

(iii) パワー・スペクトルの計算における平均化のためデータの録音時間を十分長くとること。

(iv) 信号検出器とデータ・レコーダ間の結線は雑音を拾わない方法をとること。

(b) 供試船における計測点

(i) 音源機器と受音点の選択

機関室における騒音源として，主機，過給機，ディーゼル発電機，ターボ発電機およびプロペラ音の5つを，居住区における騒音源として，機関室通風機およびエア・コン・ファンの2つを選択した。受音点は居住区の Mess. Boy (B)(Aデッキ右舷)，Gymnasium (Bデッキ中央，エンジンオープニングと接する) および 3rd Assistant Engineer (Cデッキ左舷) とした。図 4.1.101 と表 4.1.102 に計測点を示す。

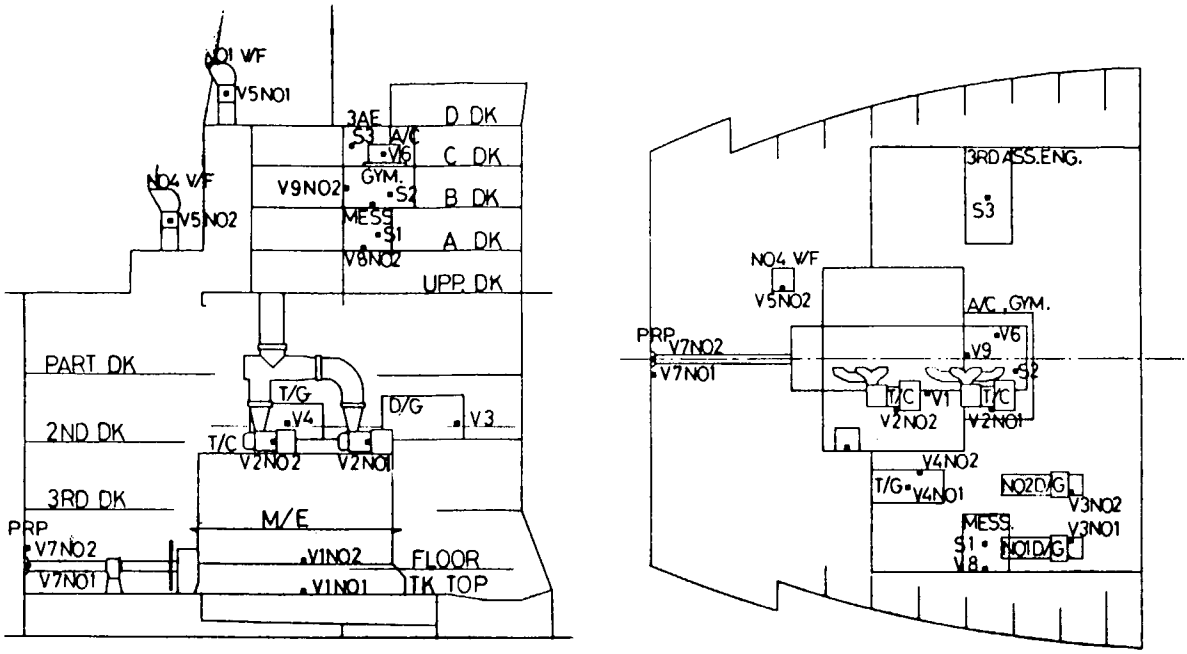


図 4. 1. 101　計測点の配置（記号は表 4. 1. 102 による）

表 4. 1. 102　計測点と運転状態

	計測点番号	音源機器および受音部屋名	略記号	計測量	ピックアップ取付位置No. 1 取付場所	運転状態 A	運転状態 B	ピックアップ取付位置No. 2 取付場所	運転状態 C
音源側	V 1	主機	M/E	加速度	STBD, TK-TOP台板	111 RPM	停止	STBD, FLoor 台板	111 RPM
	V 2	過給機	T/C	〃	Fore 側	作動	停止	Aft 側	作動
	V 3	ディーゼル発電機	D/G	〃	No. 1 D/G, STBD台板	No. 1 作動 No. 2 停止	No. 1 停止 No. 2 作動	No. 2 D/G, Port 台板	No. 1, No. 2 とも停止
	V 4	タービン発電機	T/G	〃	台板中央	作動	作動	Port 側台板	作動
	V 5	機関室通風機	V/F	〃	No. 1 V/F	〃	〃	No. 4 V/F	〃
	V 6	エア・コン・ファン	A/C	〃	No. 1 A/C ケーシング	〃	〃	A/C Unit Room床	〃
	V 7	プロペラ音	PRP	〃	シャフト横鋼板	〃	停止	シャフト上鋼板	〃
受音側	V 8	Mess. Boy (B)		〃	窓側壁			床	
	V 9	Gymnasium		〃	床			Aft 側壁	
	S 1	Mess. Boy (B)		音圧	机上			机上	
	S 2	Gymnasium		〃	床上			床上	
	S 3	3rd Ass. Eng.		〃	机上			机上	

(ii) 計測位置

音源信号としては，音圧は他の音源からの影響を受けやすいため加速度とした。ピックアップ取付け位置は機器の中央部が望ましい。図 4. 1. 102 は供試船での取付け位置であるが，機器中央部が高温のため機器台板に取付けたものが多い。受音側では室中央の音圧および壁または床の振動を計測した。

(c) 計測器と計測条件

(i) 計測器

表 4. 1. 103 に使用計測器を示す。

表 4. 1. 103　計　測　器

計　測　点	ピックアップ	プリアンプ	ケ　ー　ブ　ル	メインアンプ
音源機器の振動	B & K 4332 加速度計	ITHACO ディマウンタブルプリアンプ	GK-9-22C ½ 8芯ケーブル	ITHACO 461 チャージアンプ
受音点振動	B & K 4332 加速度計	B & K 2209 精密騒音計	RG 58 A/U 同軸ケーブル	
受音点音圧	B & K 4117 ダイナミックマイク	B & K 2208 小型騒音計	RG 58 A/U 同軸ケーブル	

(ii) 計測条件

表 4. 1. 102 にピックアップ取付け位置と機器の運転状態を示した。ピックアップ取付け位置の変更は取付け位置による寄与度への影響を知るためであり，機器停止時の計測は寄与度分離計算結果に停止機器からの寄与がなくなるかどうかという分離計算精度を検証するためのものである。データの録音には TEAC R 280 14 ch を使用し，テープ速度 15 inch/sec (DC～ 5 kHz) で各ケース 10 分間録音した。なお音圧は B 特性で計測した。

(4) 寄与度の分離

(a) 計算方法

前年度の研究においては，いくつかの分離計算法の検討を行ったが，その内で実用的かつ精度の良かった相関の小さい場合のパワー・スペクトルによる分離法を採用した。計算手法の詳細は前年度報告を参照するものとし，ここでは分離に使用した諸関数の物理的意味を説明する。

(i) 通常コヒーレンス関数 (Ordinary Coherence Function)

受音点と音源信号間の相関の割合を表わし，音源信号間に相関がなく，高い精度のスペクトルの計算が可能ならば，通常コヒーレンス関数×受音点のパワー・スペクトルは，その音源の寄与量となる。

(ii) 出力複合コヒーレンス関数 (Output Multiple Coherence Function)

受音点信号への計測音源総和の寄与割合を表わす。すなわち，この値が小さいということは計測音源外に音源が存在し，それらの寄与が大きいことを示す。

(iii) 回帰解析 (Regression Analysis)

各音源からの受音点信号への寄与を表わし，音源信号間に相関がある場合にも計算される。ただし結果は音源の自己パワー・スペクトルおよび相互パワー・スペクトルからの寄与という形で表わされ，どれが音源であるかという点で曖昧である。

(iv) 入力複合コヒーレンス関数 (Input Multiple Coherence Function)

ある音源信号に対する他の計測音源総和の寄与割合を示す。すなわち，この値が大きいということは，その信号はどれが真の音源であるかという情報を失う。

分離計算では，これら諸関数の大小を判別して寄与音源を決めているが，関数計算のもとになる検出信号のパワー・スペクトルを精度良く求めることは非常に困難である。そのため分離計算においては，出力の複合コヒーレンス関数がある値 (O.M.) 以上であれば 1.0 とみなし，また入力複合コヒーレンス関数がある値(I.M.) 以下であれば，その信号に独自性があるとみなしている。

(b) 計算結果

入・出力のパワー・スペクトルの計算には FFT 方式 (Fast Fourier Transform) を用い，周波数分解能 = 5 Hz，Point 数 = 1,024，ウインドウ = レキュタンギュラ，平均回数 = 150 で求めた。これらのデータは 1 データ = 16 bit で記憶し，その後の計算も倍精度で行った。分離計算は受音点のパワー・スペクトルがピークを示す周波数のみについて行った。これは計算時間の短縮をはかることと，船の騒音源の大部分は線スペクト

ルであるという理由による。また判別値は，I.M.=0.25，O.M.= 0.25（振動）0.1（音圧）とした。

図 4. 1. 103 にMess. Boy (B) 音圧の寄与度分離計算における諸関数値と寄与度の結果を示し，図 4. 1. 104 および図 4. 1. 105 にMess. Boy (B) 音圧の機器運転状態とピックアップ取付け位置が異なる場合の寄与デシベル表示を示して，分離計算の妥当性を検討した。分離計算は 0 ～ 5,120 Hz まで行っているが，出力のパワー・スペクトルが高周波数で非常に小さかったため，図 4. 1. 103 では 2,560 Hz までを示した。図 4. 1. 106 ～図 4.1.109 に，その他の受音点における寄与度を示し，表 4. 1. 104 に寄与度分離計算結果のOver All 値を（音圧はA特性に変換して）各ケースまとめて示した。以下に結果を説明する。

(i) 寄与度計算諸関数と分離結果（図 4. 1. 103）

㋑ 検出信号のパワー・スペクトル（図 4. 1. 103 (a)）

1. Mess. Boy (B) 音圧は 100 Hz以下で特に大きく，800 Hz付近まで大きい。
2. 主機は 500 Hzと 1,600 Hz，過給機は 100 Hz以下と 2,300 Hzで大きく，スペクトルのピークが幅を持っている。この幅は計測中に主機回転数が変動したためと考えられる。
3. ディーゼル発電機は 2,400 Hz まで幅広いスペクトルであり 200 ～ 800 Hz で特に大きい。
4. ターボ発電機は 150 Hz付近で鋭いピークがあり，1,200 ～ 2,400 Hzにも小さいが分布している。
5. 機関室通風機は，幅広く分布しており，1,050 Hz付近に鋭いピークがある。
6. エア・コン・ファンは 100 Hz以下にピークを持つ。
7. プロペラ音は低周波数から高周波数まで一様に分布しており，白色に近いスペクトルである。

㋺ 通常コヒーレンス（図 4. 1. 103 (b)）

1. 主機と過給機は 200 Hz以下で大きく，ディーゼル発電機とターボ発電機は 1,200 Hz までで大きい。ついでエア・コン・ファンが 600 Hz以下で大きくなっている。
2. このようにそれぞれの音源の通常コヒーレンスが異なる周波数で値を持ち，値が非常に小さい音源があるということは音源間の相関が小さいことを意味し，分離計算の成功が期待できる。
3. 通常コヒーレンスだけから寄与音源を判断すると，100 Hz以下では主機と過給機，100 Hz～ 1,000 Hz では，ディーゼル発電機とターボ発電機，1,000 Hz 以上ではターボ発電機，その他エア・コン・ファンからの寄与も大きいといった結果になる。これは分離計算結果の図 4. 1. 103(e)とほぼ対応している。

表 4. 1. 104　供試船の音源寄与度 Over All 値

受音点	Mess. Boy (B)						Gymnasium		3rd Ass. Eng.		Mess. Boy (B) 壁		Gymnasium 床	
計測量	音圧（A特性）										加速度 Re = 10^{-5} cm/S^2			
取付位置	No. 1				No. 2		No. 1							
運転状態	A		B		C		A							
計測値	66		59		63		71		52		78		84	
寄与合計値	63		58		57		68		48		78		81	
主機	55	56	29	45 停止	47	52	58	59	39	45	58	75	69	72
過給機	47		45		51		52		44		75		70	
ディーゼル発電機	59		49		44（停止）		61		38		72		77	
ターボ発電機	59		57		48		56		41		71		76	
機関室通風機	38		49		38		53		37		60		59	
エア・コン・ファン	38		26		52		65		30		31		54	
プロペラ音	29		37 停止		45		42		35		37		48	

㈥ 出力複合コヒーレンス（図 4. 1. 103 (c)）

1. 特に大きなピーク値を除けば，0.05 ～ 0.15 と非常に小さく，高周波数になるほど小さくなっている。そのため O.M. = 0.1 とした。

2. 図示していないが，受音点が振動の場合（Mess. Boy (B) 壁振動と Gymnasium床振動）出力複合コヒーレンスは 0.1 ～ 0.5 であり，音圧よりも大きい。これは，居室の騒音が固体伝搬音であるため，壁面の振動から空気中に音が放射され，受音点に伝搬する過程で，音源との相関が失われてゆくものと考えられる。

3. 受音点が音圧でも，振動でも低周波数で大きく，振動の場合は 0.5 程度になるので，低周波数では寄与音源が測定音源中にあると判断できるが，高周波数では以外にあるか，計算誤差によるものと考えられる。

㈢ 入力複合コヒーレンス（図 4. 1. 103 (c)）

1. 入力複合コヒーレンスは 1 つの音源で大きな値を示すと，必ず他の 1 つ以上の音源でも大きくなる。ディーゼル発電機，ターボ発電機，機関室通風機およびエア・コン・ファンでは，大きいもので0.75 程度あり，これらの音源間の相関が大きいことを示している。

2. 特にディーゼル発電機とターボ発電機は広い周波数範囲にわたって大きく，互いの相関が強い。

3. 主機と過給機は低周波数で大きい。

㈣ 寄与パワー・スペクトル（図 4. 1. 103 (d)）

1. Mess. Boy (B) 音圧の 100 Hz以下のピークは主機，過給機，ディーゼル発電機，ターボ発電機に分配されており，主機と過給機では，これ以外は小さい。

2. ディーゼル発電機とターボ発電機では 500 Hz以下で大きな寄与がある。

3. 機関室通風機，エア・コン・ファンおよびプロペラ音にも，いくつかの寄与スペクトルが現われているが，その値は小さい。

㈤ 寄与デシベル表示（図 4. 1. 103 (e)）

1. デシベル表示の図は 5,120 Hz までの寄与スペクトルをオクターブバンドで加え，デシベル表示したものである。計測音源総和の寄与は，出力に比べて，高周波数で小さくなっている。これは出力複合コヒーレンスが高周波数で小さかったことによる。

2. 各音源からの寄与は寄与パワー・スペクトルと一致している。
ディーゼル発電機とターボ発電機で 100 Hz以上の寄与が大きくなっているようにみえるのは，線スペクトルを加算しているためである。

(ii) 機器運転状態，ピックアップ取付け位置を変更した場合の寄与（図 4. 1. 104, 図 4. 1. 105）

㈠ 取付位置No. 1，運転状態 B（図 4. 1. 104）

1. 主機が停止したことによって，出力の Over All 値が 74 dBから 66 dBに下がり，中心周波数 31.5Hzのものがなくなっている。

2. 主機からの寄与が 69 dBから 26 dBに過給機からの寄与が 69 dBから 46 dBに下がり，停止機器からの寄与が小さくなっている。しかし停止機器からの寄与は本来零であるべきで，分離計算が精度よく行われていない。ただしこれらの寄与は出力複合コヒーレンスが小さかった高周波数に現われている。

3. ディーゼル発電機からの寄与が 65 dBから 60 dBに下がり，機関室通風機からの寄与は逆に45dBから56 dBに上がっており，しかもその上下の周波数が対応している。これはNo. 2 ディーゼル発電機が作動しているのに，ピックアップを停止したNo. 1 ディーゼル発電機に取付けているため，ディーゼル発電機の検出信号が他の音源と相関が非常に大きくなり，寄与音源を誤って判断し，それが主に機関室通風機に現

われたものである。

㋺ 取付位置No.2運転状態C（図 4. 1. 105）

1. 停止したディーゼル発電機からの寄与は 44 dBと小さく，高周波数に現われている。

2. 主機とターボ発電機で 100 Hz以下での寄与が消えて，これがエア・コン・ファンに現われ，エア・コン・ファンの寄与が 68 dBにもなっている。これは，エア・コン・ファンでのピックアップをファン・ルームの床としたためで，床の振動は他の音源から伝搬してきた大きな振動成分を含んでいたものと推定される。

3. プロペラ音からの寄与が 51 dBと大きくなっているが，この場合は運転状態Aと異なり，プロペラ音のパワー・スペクトルに 200 Hzと 380 Hz付近に広がりのあるピークがあって，入力複合コヒーレンスも小さいため，（これらの値は本報告書には図示していない）実現象である。

(iii) Mess. Boy (B) 音圧以外の受音点への寄与（図 4. 1. 106 ～図 4. 1. 109）

㋑ Gymnasium 音圧はエア・コン・ファンからの寄与が卓越している。これは直上がファン・ルームであるためである。また主機からの寄与が大きく過給機からの寄与は小さい。

㋺ 3rd Ass. Eng. 音圧は，Mess. Boy (B) 音圧における寄与と同様であるが，低周波数における過給機からの寄与が特に大きい。

㋩ Mess. Boy (B) 壁加速度は低周波数において，過給機からの寄与が大きく，中・高周波数ではディーゼルおよびターボ発電機からの寄与が大きい。主機からの寄与は小さい。

㋥ Gymnasium 床加速度は，音圧の場合と異なりエア・コン・ファンからの寄与は小さい。したがって Gymnasium におけるエア・コン・ファンの音は天井から放射されているものと推測される。寄与割合は Mess. Boy (B) 音圧と同様であるが，低周波数は過給機で大きい。

(iv) 音圧をA特性で表わした Over All 値（表 4. 1. 104）

㋑ 主機および過給機は低周波数での寄与が大きいため，A特性では，ディーゼル発電機とターボ発電機からの寄与のほうがむしろ大きくなる。

㋺ 機関室通風機，ターボ発電機およびプロペラ音からの寄与割合も大きくなる。

(c) 計算精度に関する考察

分離計算は高周波数を除いて，(i)分離諸関数が妥当な値であったこと，(ii)音源検出信号間の相関が比較的小さいこと，(iii)停止機器からの寄与が 10 dB以上小さくなったこと，(iv)同一音源信号を用いて，隣接音源からの寄与が大きくなったこと，等より精度よく行われたと判断できる。

(5) 結　論

船内騒音には，多数の音源があり，しかも伝搬経路が複雑なため，各機器からどのような振幅と周波数の音が伝搬してくるかという問題に対して，これまで単独運転試験を行う以外方法がなかった。しかし単独運転試験は時間と費用がかかるばかりでなく，主機と関連して同時に動く機器に関しては測定ができなかった。本研究は，これらの不利を克服するために行ったもので，実船実験に成功し，以下のような結論を得た。

(a) 音源寄与度分離手法の実用性

実船実験の音源寄与度の分離は，録音データおよびパワー・スペクトルの計算精度の悪い高周波数を除いて，精度よく計算され船内騒音問題に実用できることが証明された。

(b) 供試船の寄与音源

供試船における居住区の主要騒音源は，主機＋過給機，ディーゼル発電機およびターボ発電機であり，これらの間での寄与順は部屋によって異なる。その他の機器からの寄与は特定の部屋を除いて 10 dB 程度小さい。

(c) 適用上の注意点

(i) 計測方法について

㋑ 音源信号検出のための加速度計は，他の音源との相関を小さくするために，機器台板より本体側に取付ける必要がある。

㋺ 同種の機器が複数台ある場合，回転数が一致していても，これらの全てを音源として検出しなければならない。

㋩ 大きな機器は異なる場所で複数の信号検出を行う必要がある。

㋥ 寄与度分離計算では検出信号のＳＮ比が問題となるため，関心のある周波数の信号を大きく録音しておかなければならない。例えばＡ特性の音圧を問題とするときには，検出信号もＡ特性で録音するのが良い。

(ii) 計算方法について

㋑ 計測条件の良いデータでは，通常コヒーレンスだけによっても大略主要音源の判別ができる。

㋺ 受音点の信号が音圧の場合，音源との相関が小さくなるので，加速度のほうが高い精度の分離計算ができる。

㋩ 音源信号に停止機器からの信号とか，他の機器と非常に相関の強い信号がある場合，寄与度分離計算精度は悪くなり，場合によっては全くでたらめになる。

㋥ １つの機器で複数の音源信号を検出した場合，分離結果の合計を，その機器からの寄与とすると精度が上がる。例えば，本実験で主機と過給機からの寄与スペクトルは，ケースによって異なるが，合計を主機からの寄与と考えると，各ケース良く一致している。

(d) 問題点と今後の課題

本実船実験では単独運転による寄与との比較を行っていないため分離計算法の完全な確認にはなっていない。このような詳細な確認は，これまでの研究で明らかになった適用法を満足する計測を各機器の単独運転と航行時に行うことによって得られる。また昭和50年度報告で検討した他の分離計算法については，現在のところ実用的でなく，今後の研究開発が待たれる。

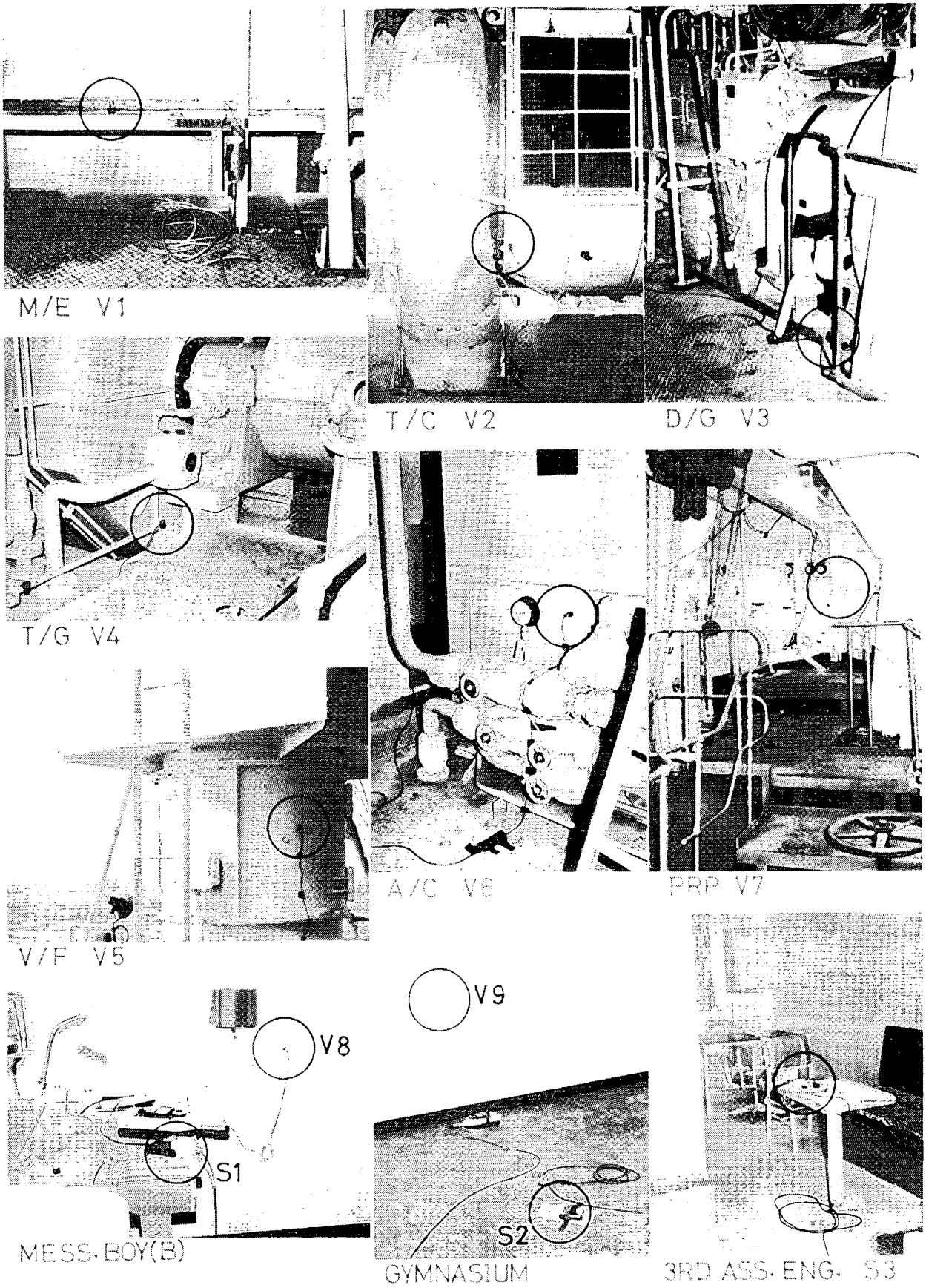


図 4. 1. 102　ピックアップ取付け位置

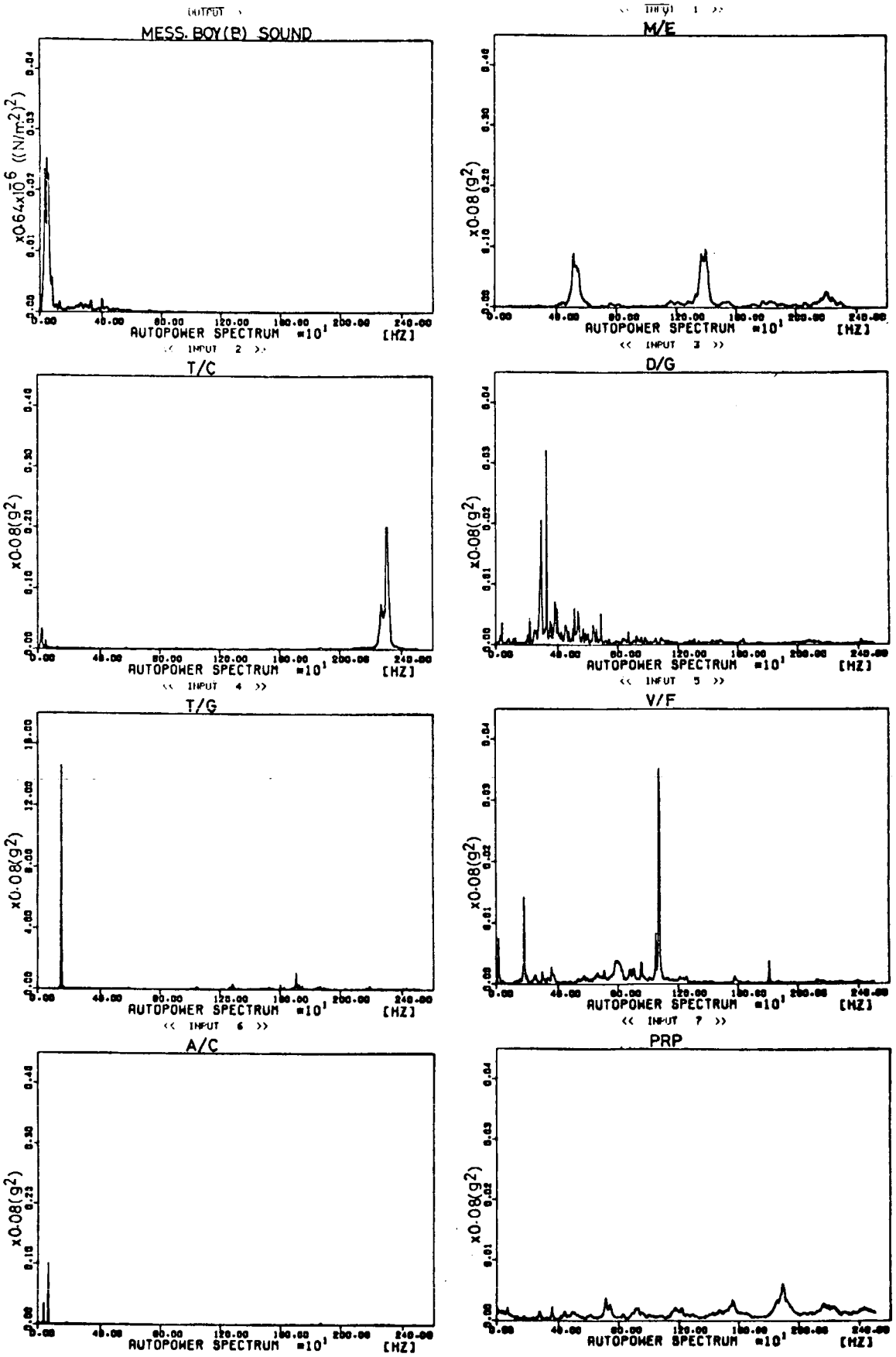


図 4.1.103 (a) Mess. Boy (B) 音圧と音源のパワー・スペクトル
（運転状態A，取付位置No.1）

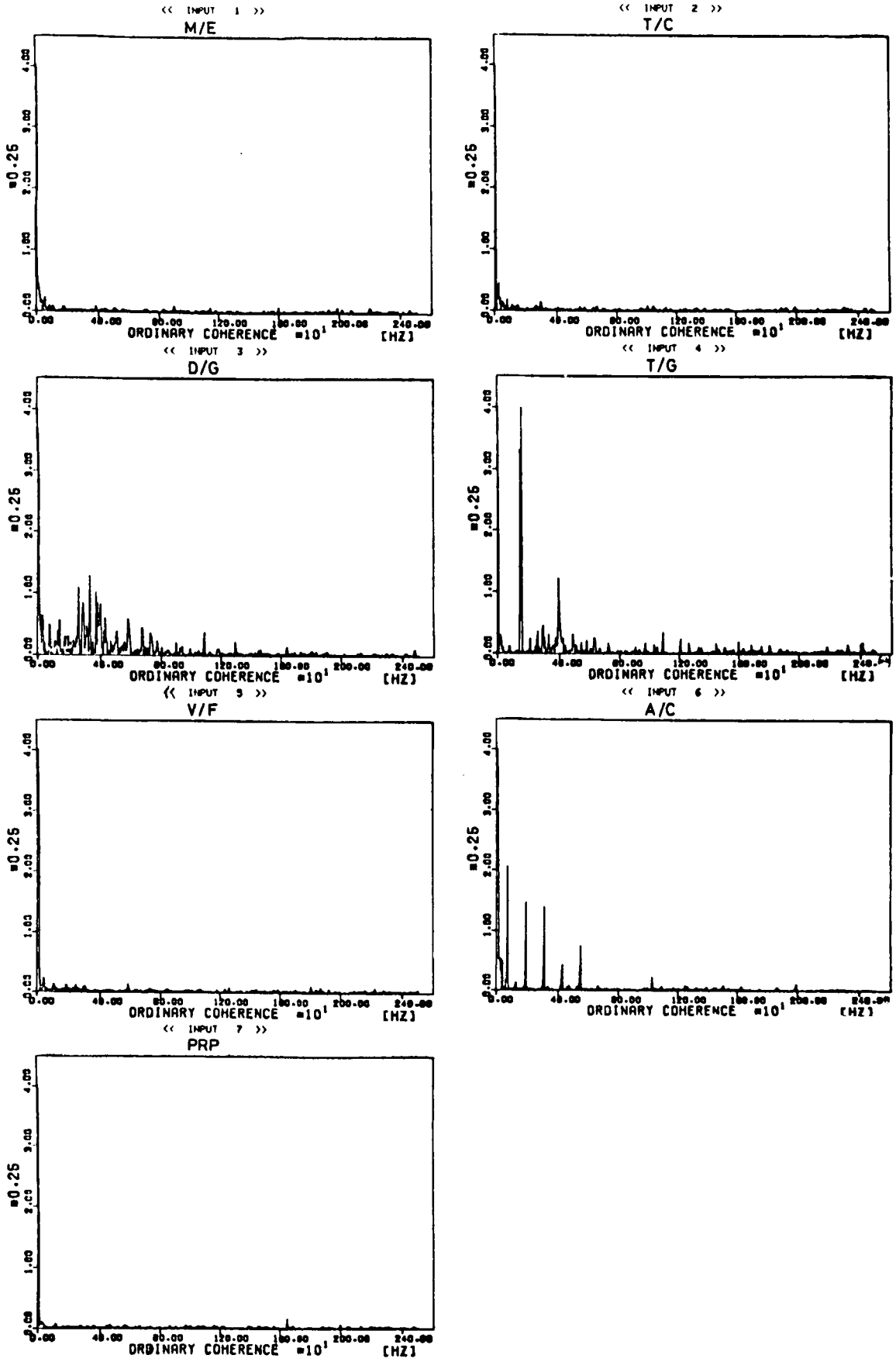


図 4. 1. 103 (b) Mess. Boy (B) 音圧と音源間の通常コヒーレンス関数
（運転状態A，取付位置No. 1 ）

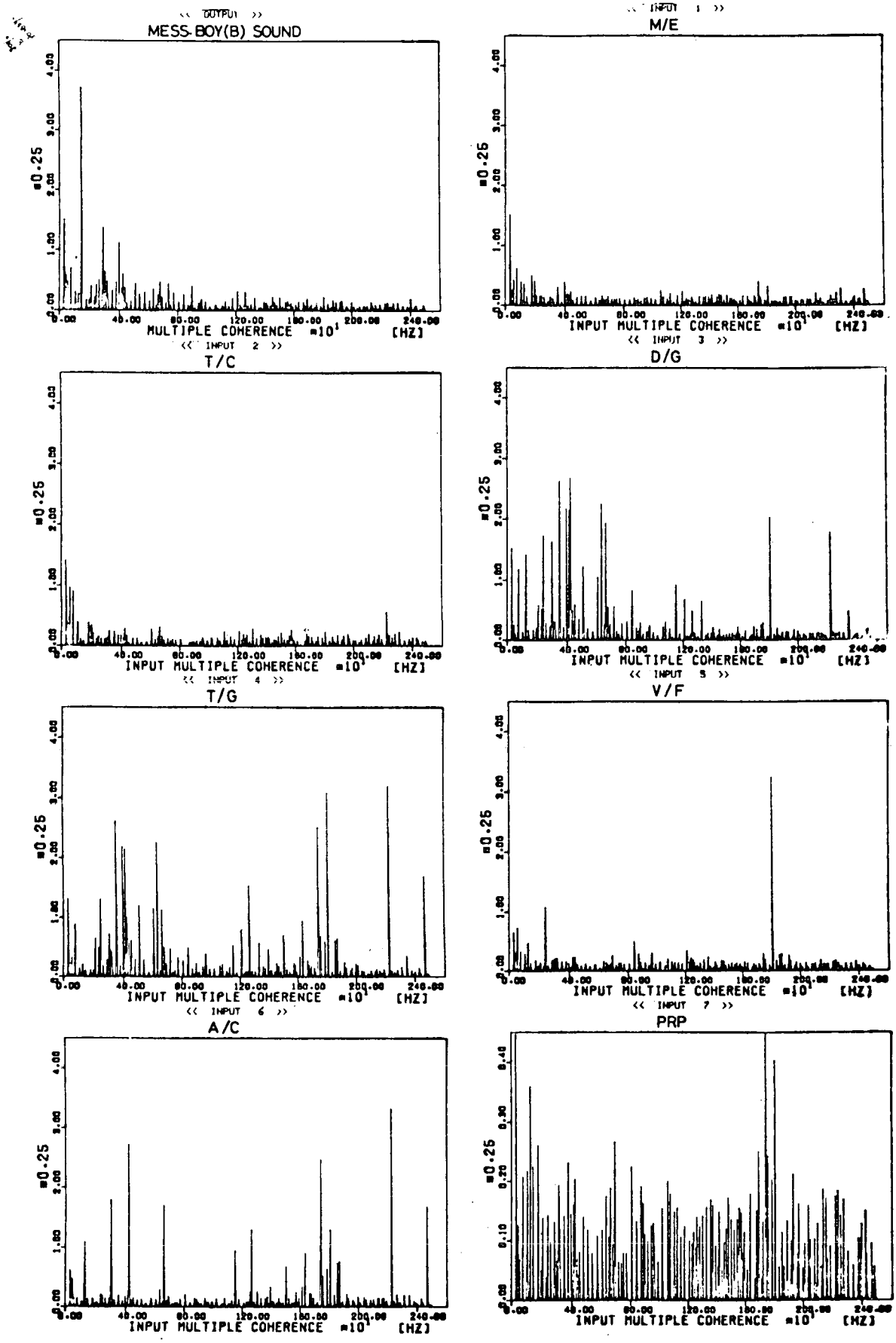


図 4. 1. 103 (c) Mess. Boy (B) 音圧の出力複合コヒーレンスと音源の入力複合コヒーレンス（運転状態A，取付位置No. 1）

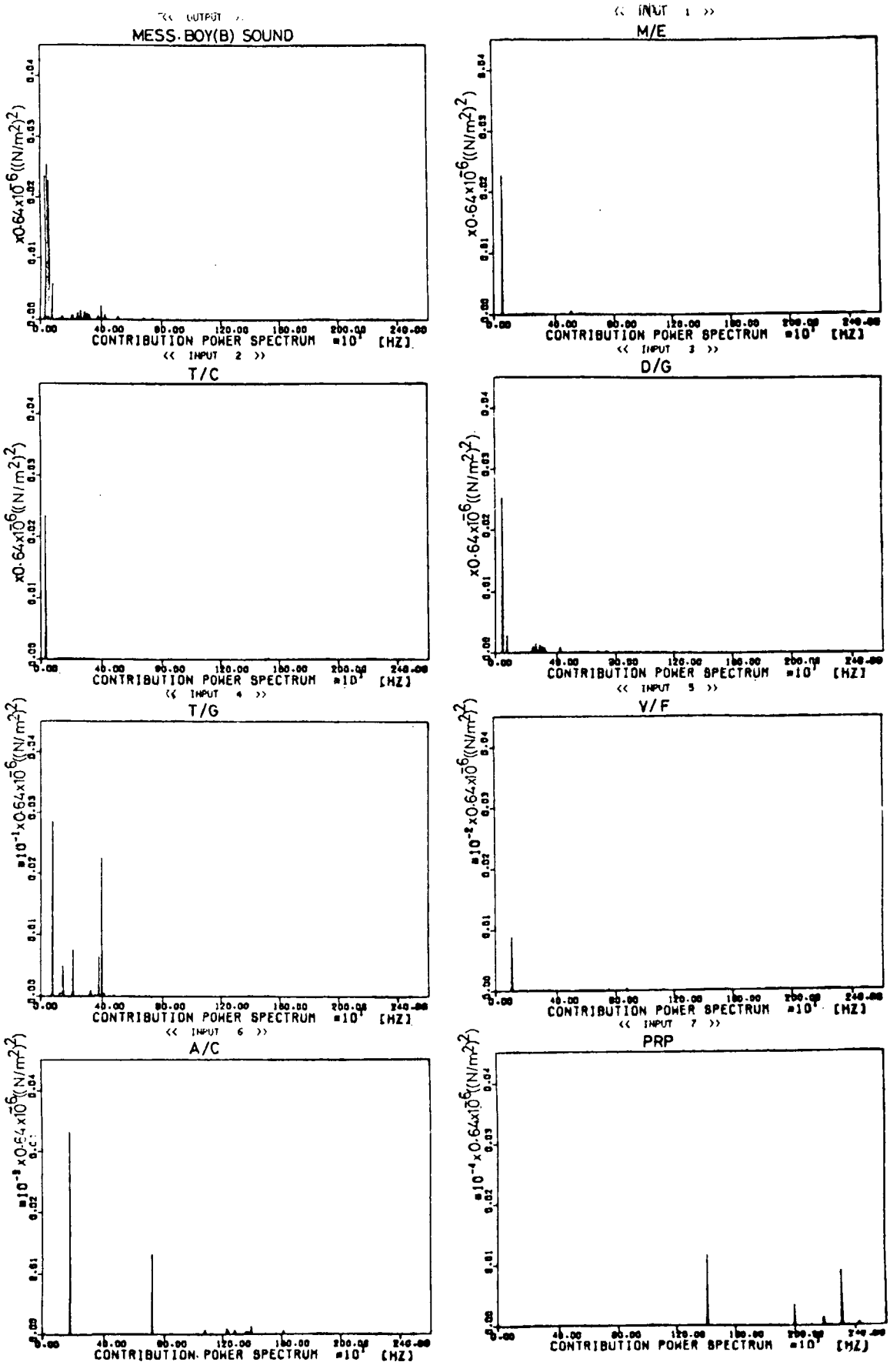
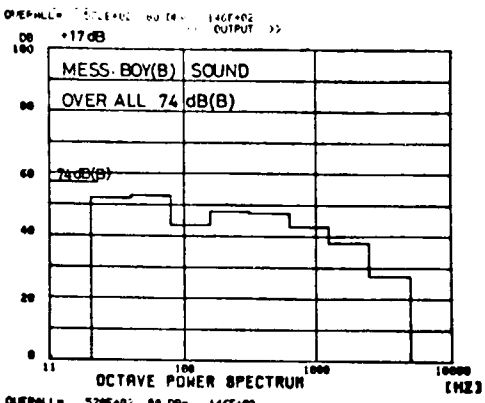
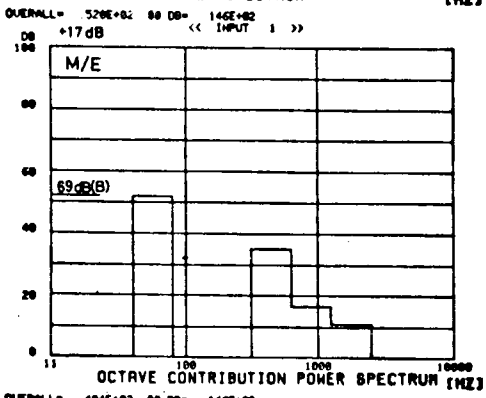
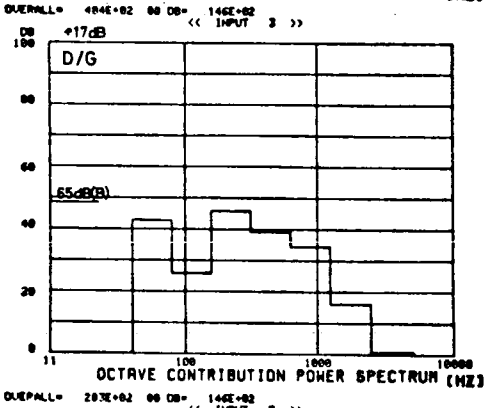
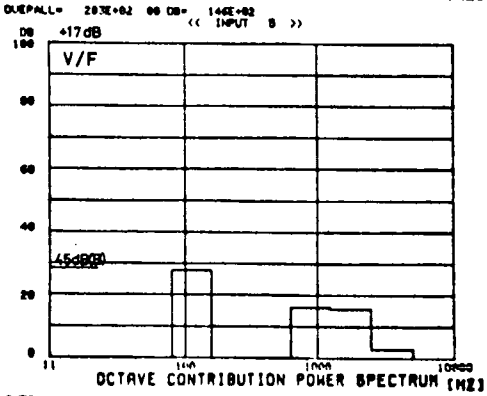


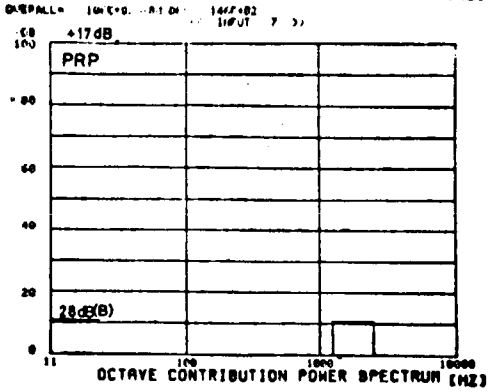
図 4. 1. 103 (d)　Mess. Boy (B)音圧への寄与パワー・スペクトル
（逆転状態A，取付位置No. 1 ）

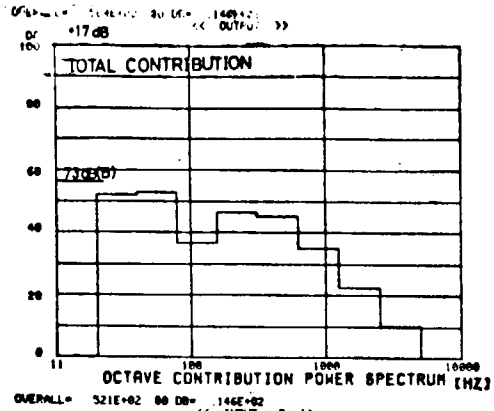


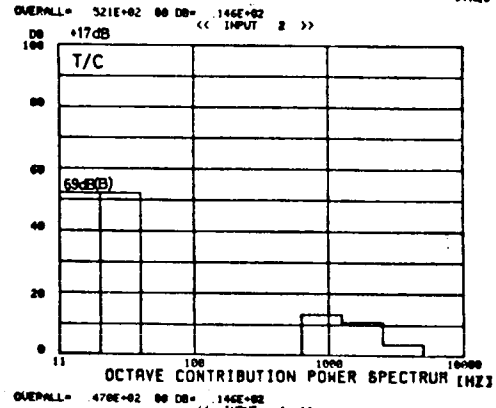


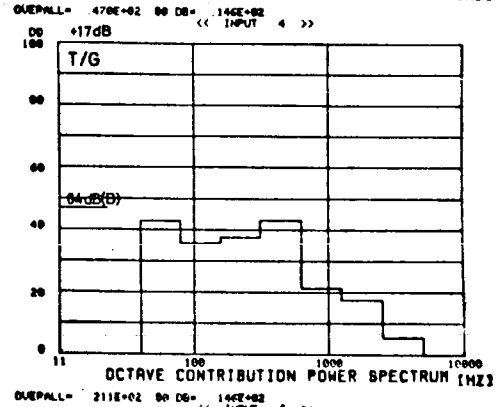












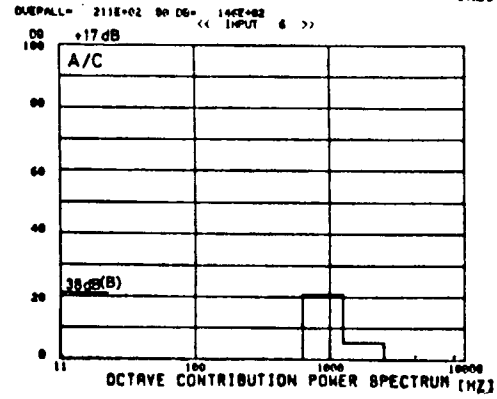
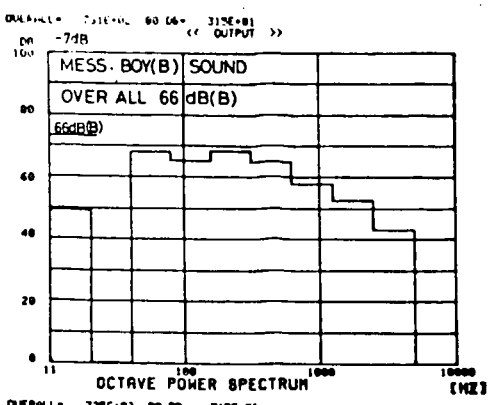
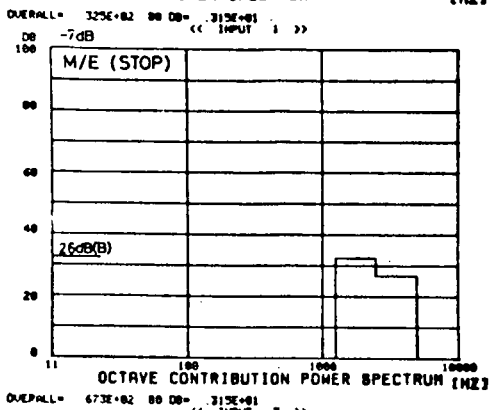
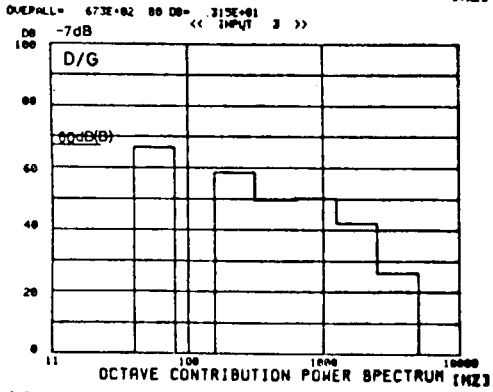
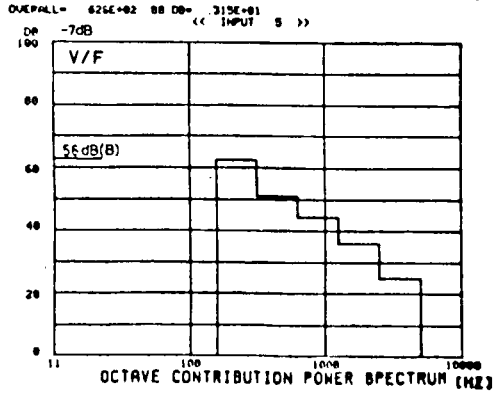


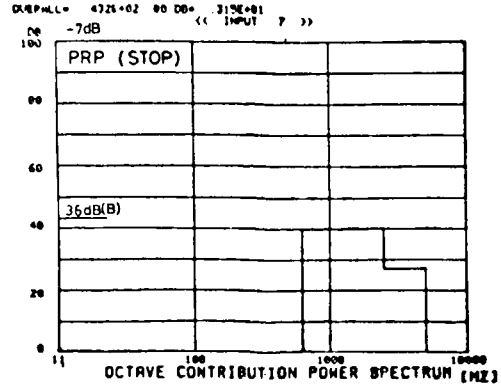
図 4. 1. 103 (e)
Mess. Boy (B) 音圧への寄与デシベル表示
（運転状態A，取付位置No. 1 ）

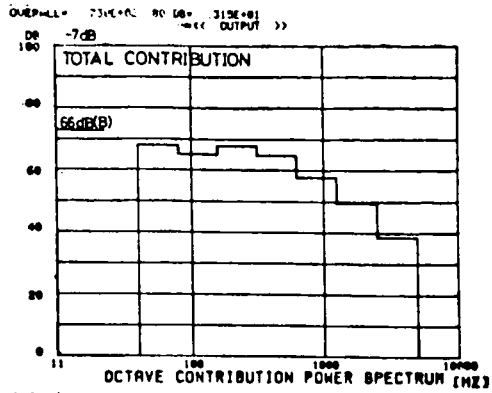


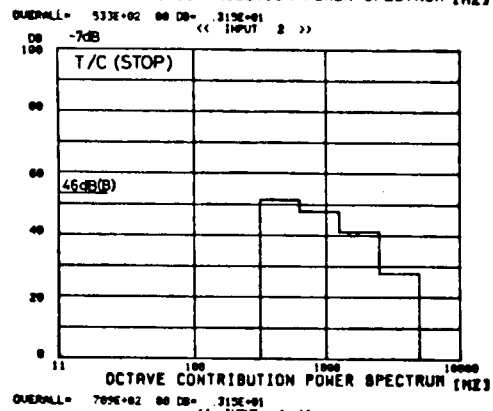


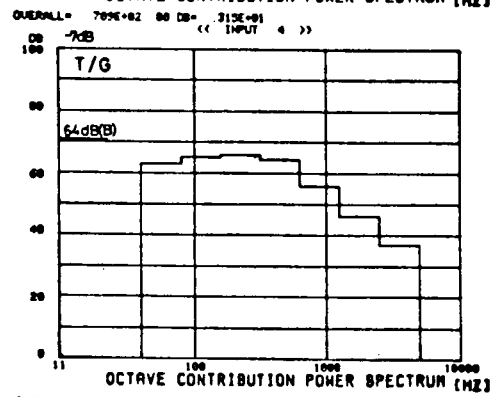












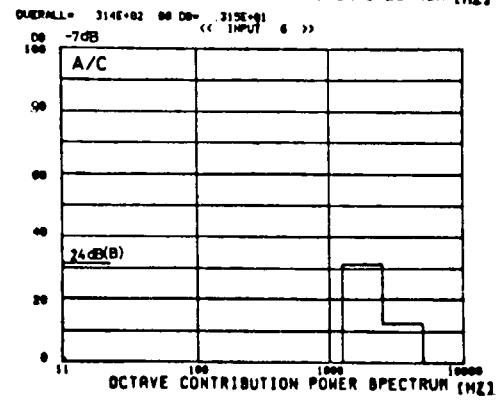
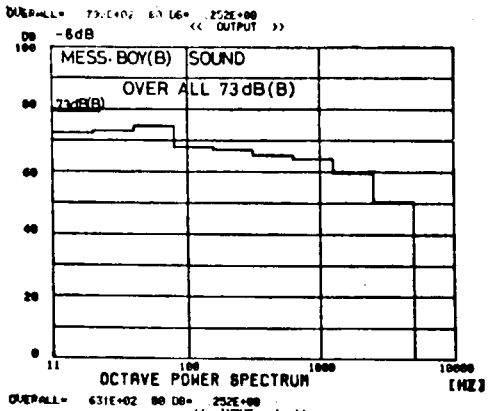
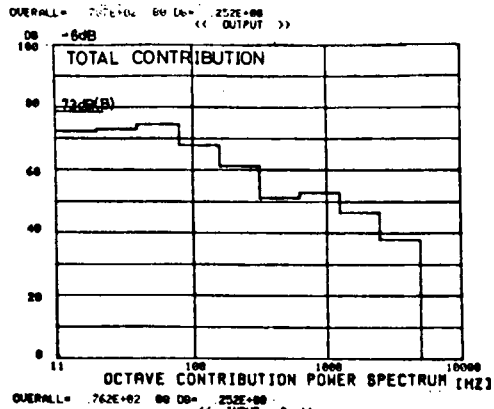
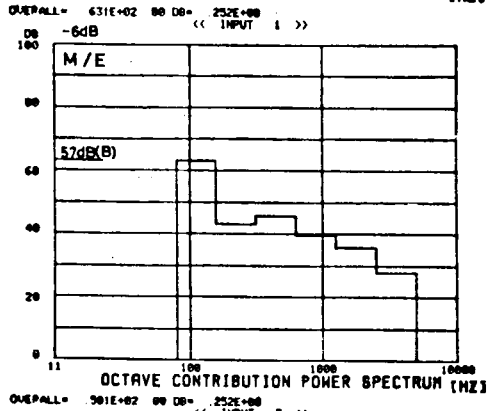
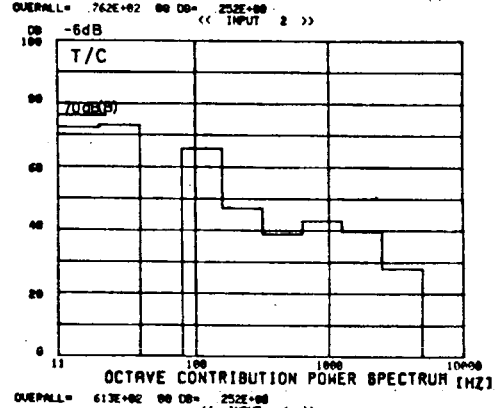


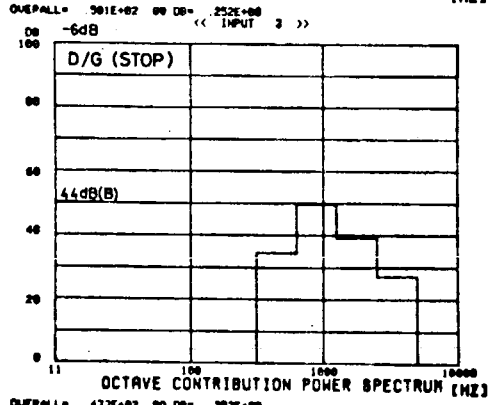
図 4. 1. 104
Mess. Boy (B) 音圧への寄与デシベル表示
（運転状態 B，取付位置No. 1 ）

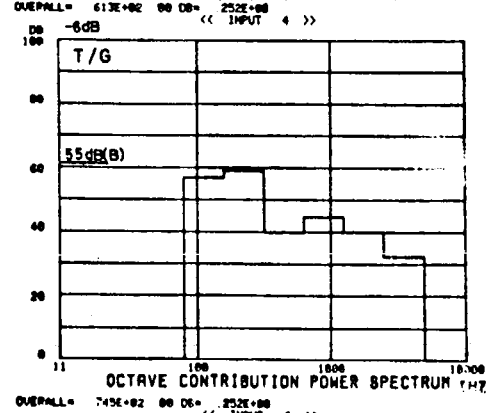


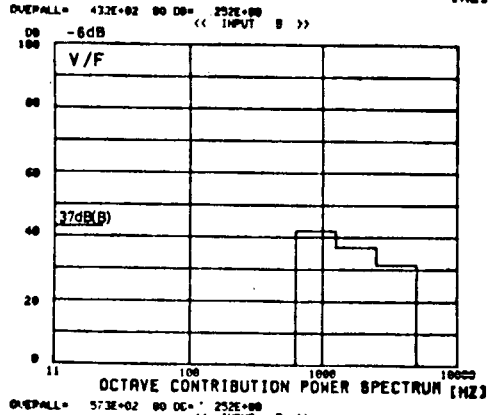


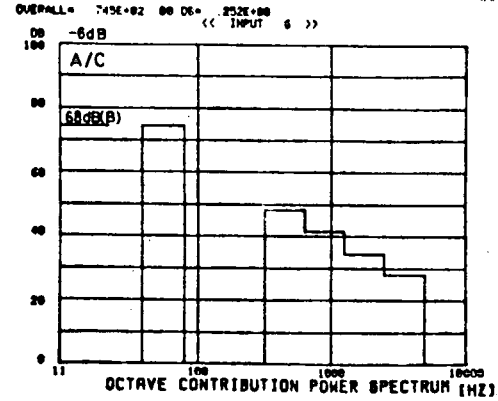












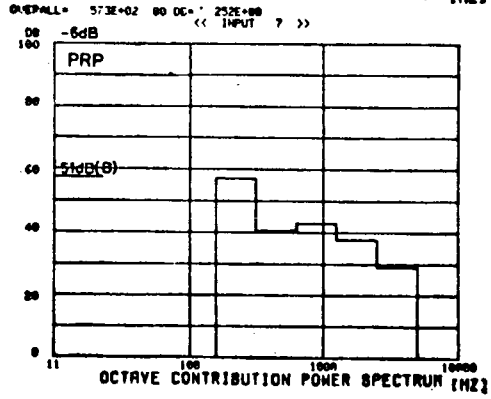
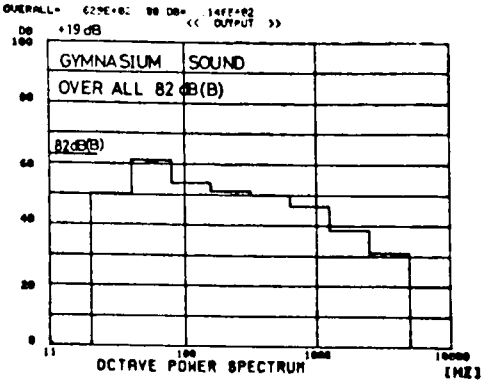
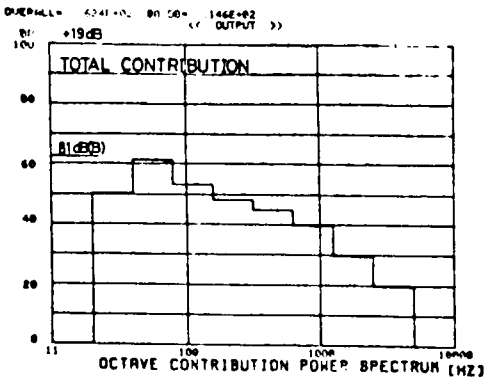
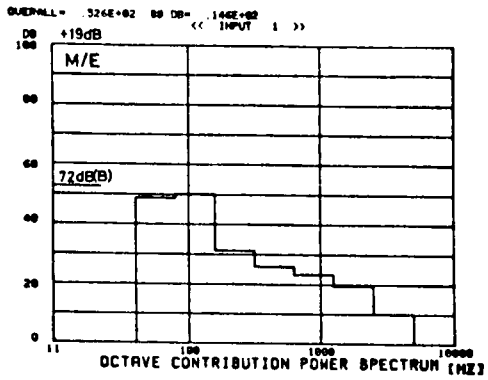
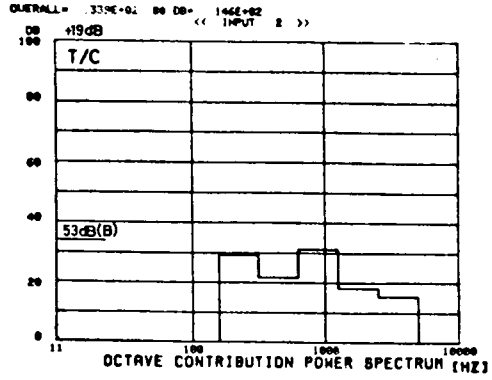


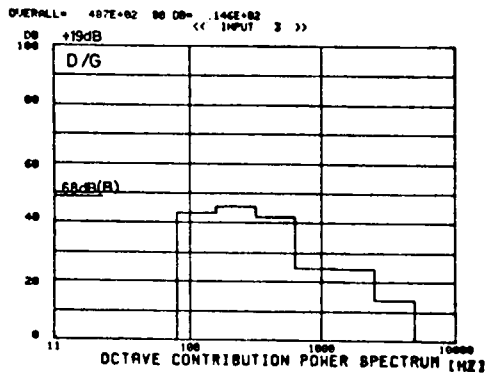
図 4. 1. 105
Mess. Boy (B) 音圧への寄与デシベル表示
（運転状態C，取付位置No. 2 ）

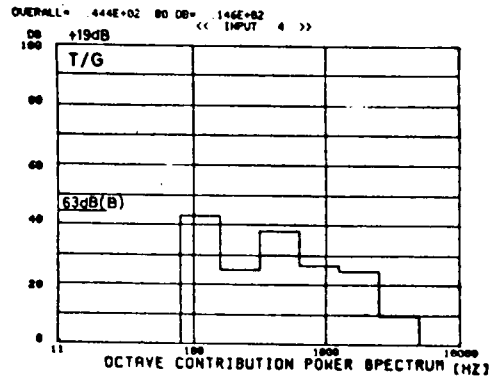


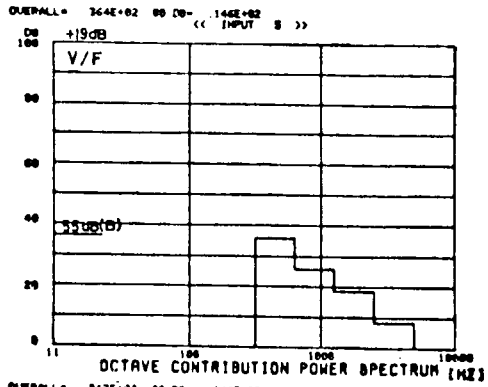


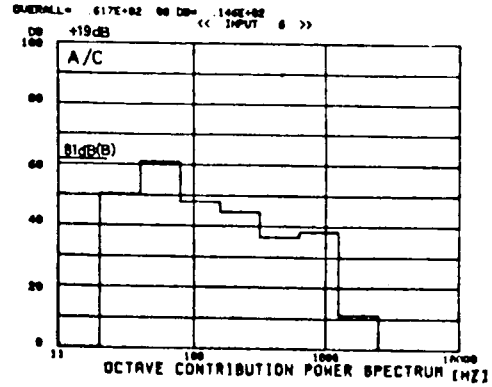












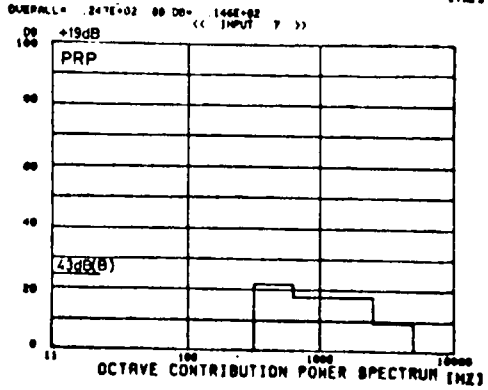
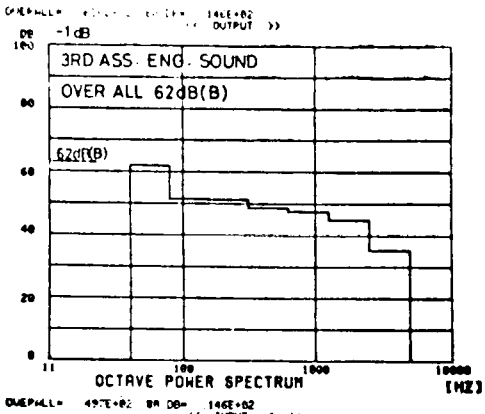
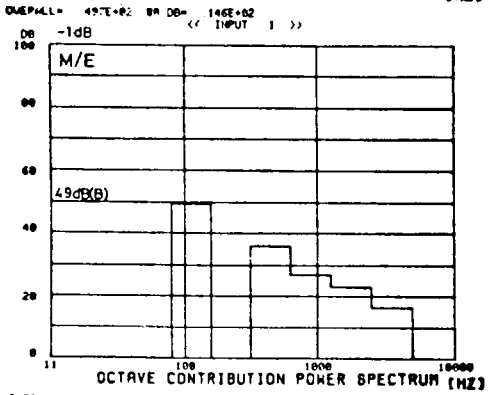
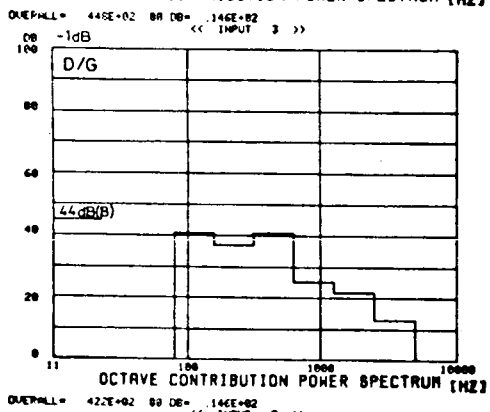
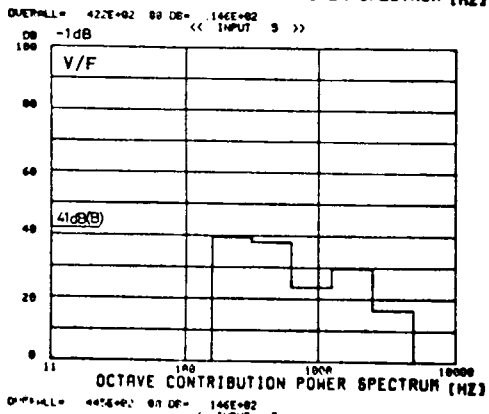


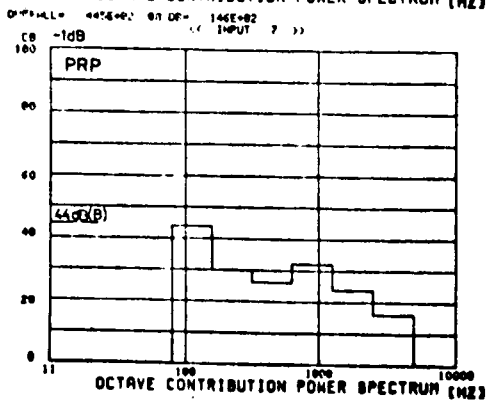
図 4. 1. 106
Gymnasium音圧への寄与デシベル表示
（運転状態A，取付位置No. 1 ）

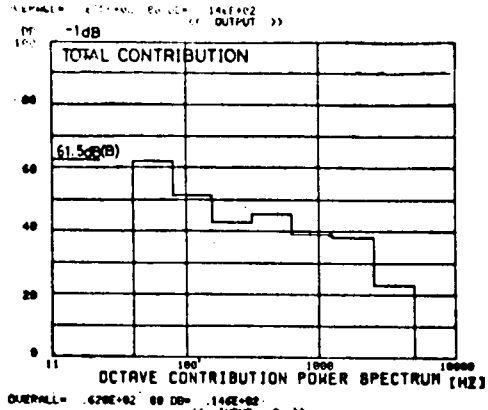


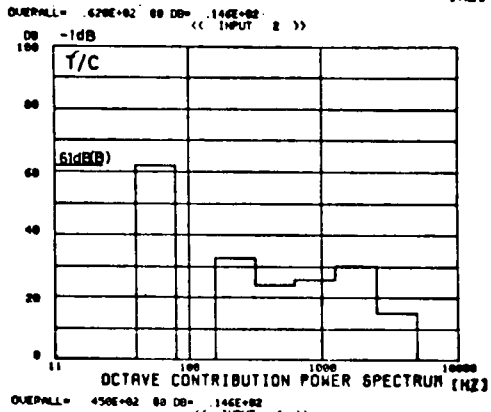


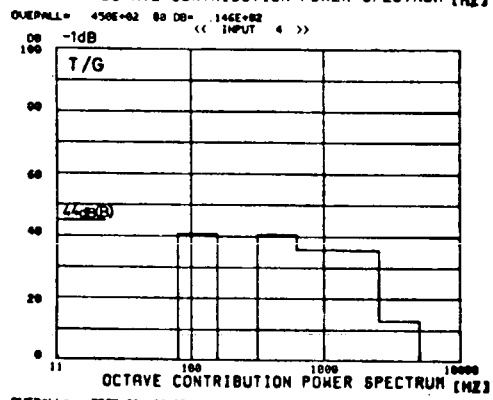












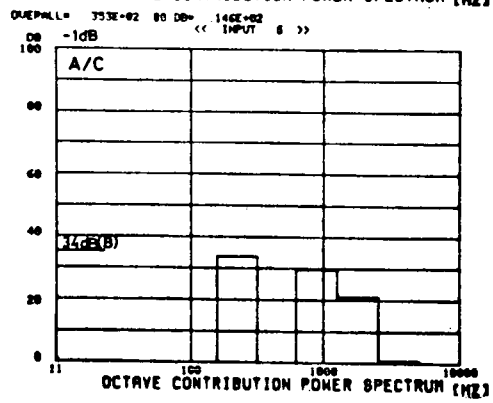


図 4. 1. 107
3rd Ass. Eng. 音圧への寄与デシベル表示
（運転状態A，取付位置No. 1）

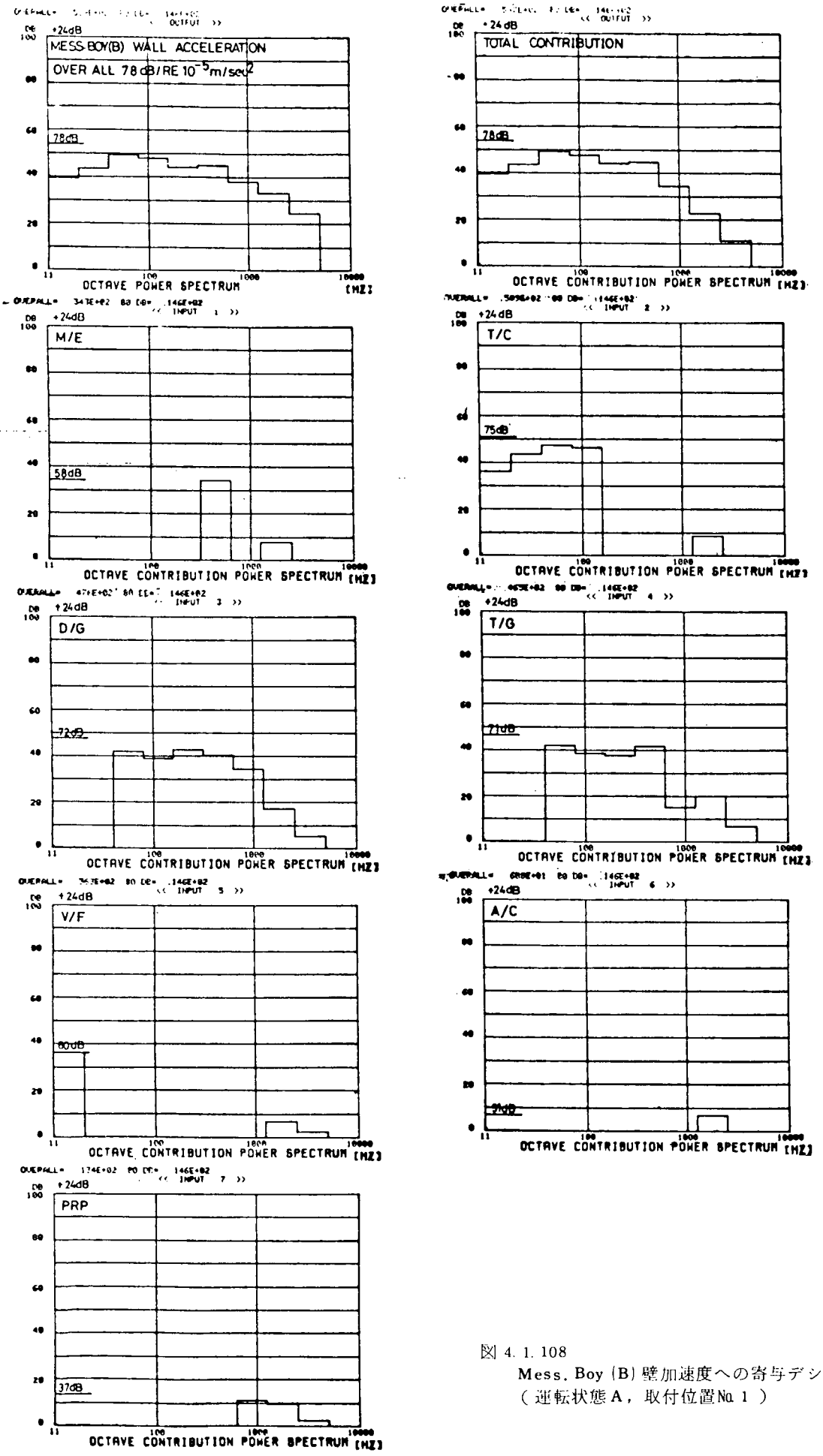
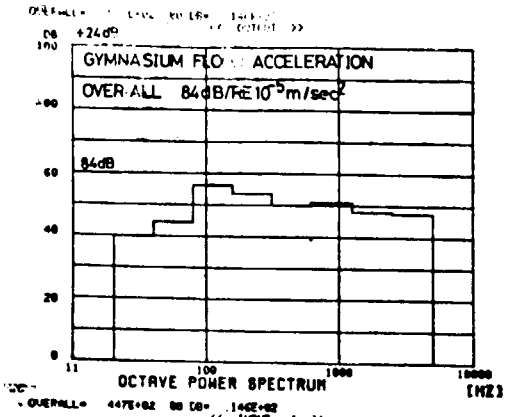
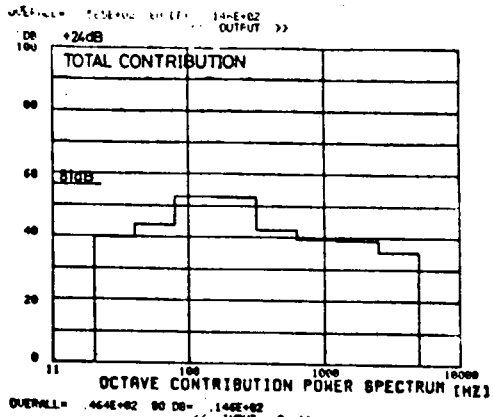
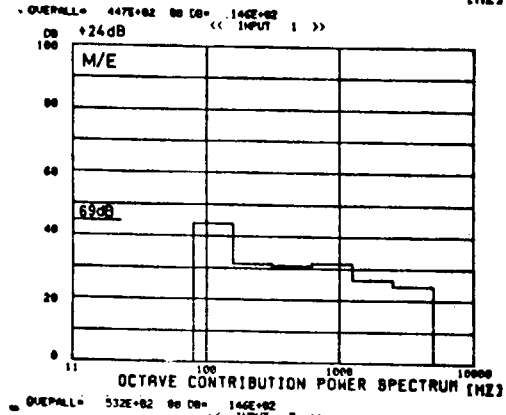
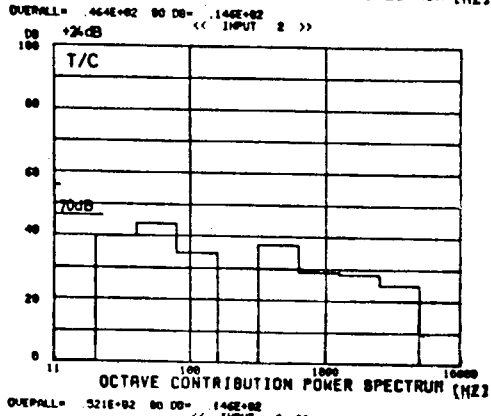


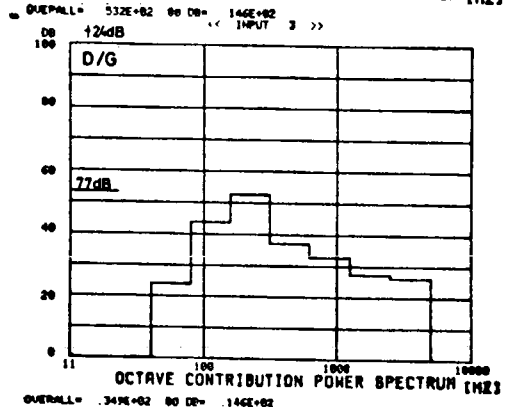
図 4. 1. 108
Mess. Boy (B) 壁加速度への寄与デシベル表示
（運転状態A，取付位置No. 1 ）

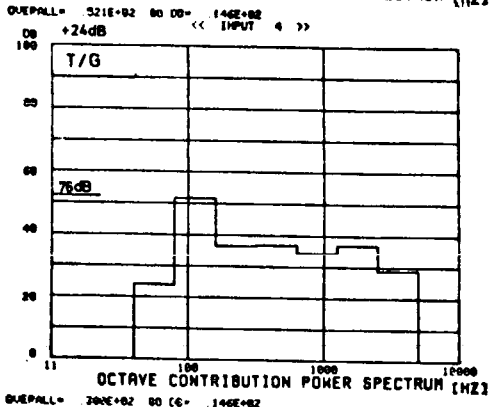


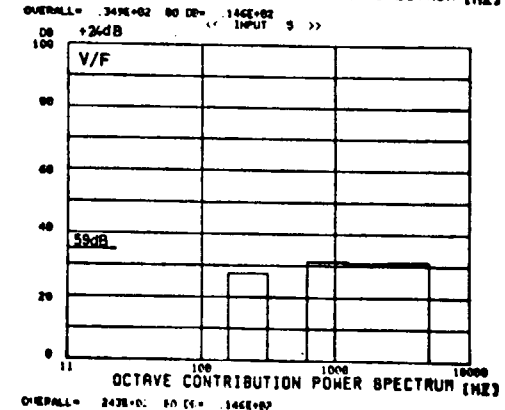


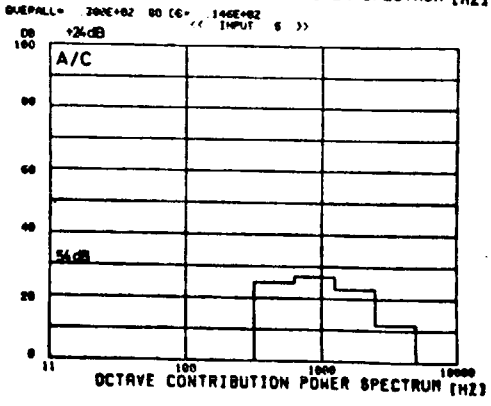












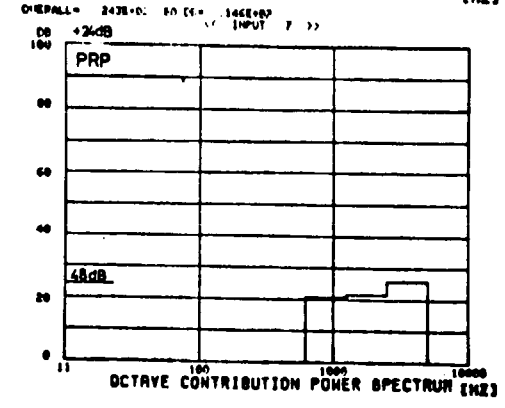


図 4. 1. 109
Gymnasium床加速度への寄与デシベル表示
（運転状態A，取付位置No. 1 ）

4.2 固体音の遮断・減衰

4.2.1 内装壁の振動伝達特性

(1) 目　　的

船の居室の騒音は固体伝搬音がその大部分を占めることが，これまでの研究で明らかになっている。すなわち，各種機器の振動が船体鋼板を伝搬し，鋼板壁が内装壁を振動させ，振動する内装壁表面から音が放射され居室の騒音となる。そのため鋼板壁から内装壁への振動伝達特性を知ることが，騒音値の推定あるいは内装壁の改良による騒音低減のため，是非必要である。しかし内装壁の振動伝達特性に関しては，これまでに研究およびデータがほとんどない。そこで，船に多用される内装壁に関するデータを得るため，実物大モデルによる測定を行なうとともに，その推定法についても検討した。

(2) 内装壁の振動伝達特性の測定

(a) 実験装置

図 4.2.1 に実験居室モデルを示した。上室に計測用の内装を行ない，下室の床に加振器を置き，モデル全体を加振した。これは内装のある壁に対応する鋼板壁を直接加振すると，壁内での振動レベルが場所によって均一にならないためである。実験した内装壁は図中のA～Gの7種類で，内装材は，A，B，Cが22 t アスベスト板，D，Eが13 t 合板，Fが6 t 合板，Gが22 t 合板＋9 t ラテックスである。内装方法については計測結果の図 4.2.4 および図 4.2.5 を参照。図 4.2.2 にモデルの外観，加振状態，加速度計取付状態を示し，図図 4.2.3 に計測計器類と信号の流れを示した。

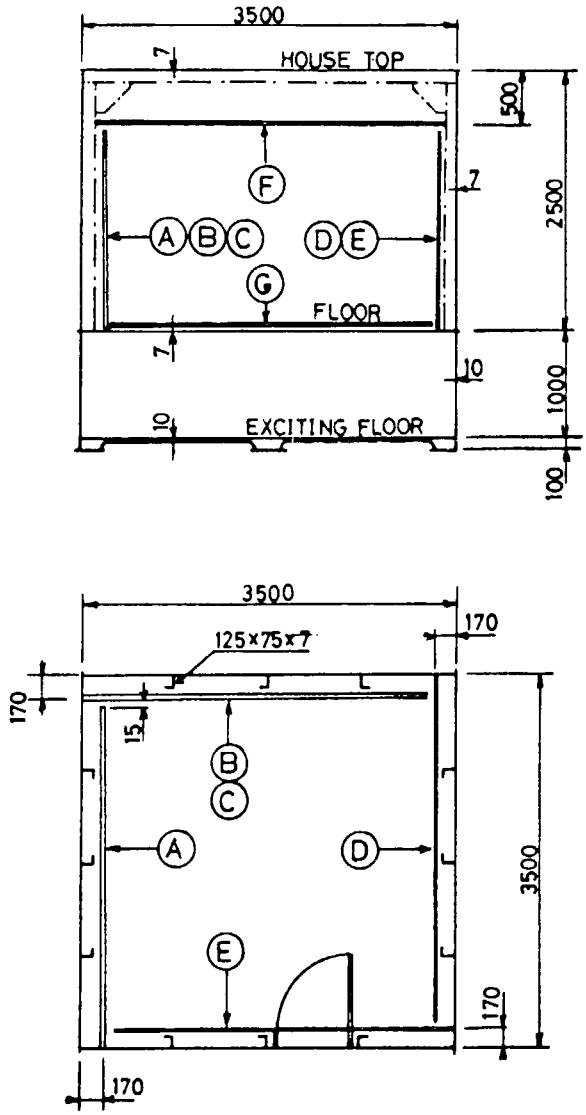


図 4.2.1　居室モデル

(b) 壁の振動レベル測定

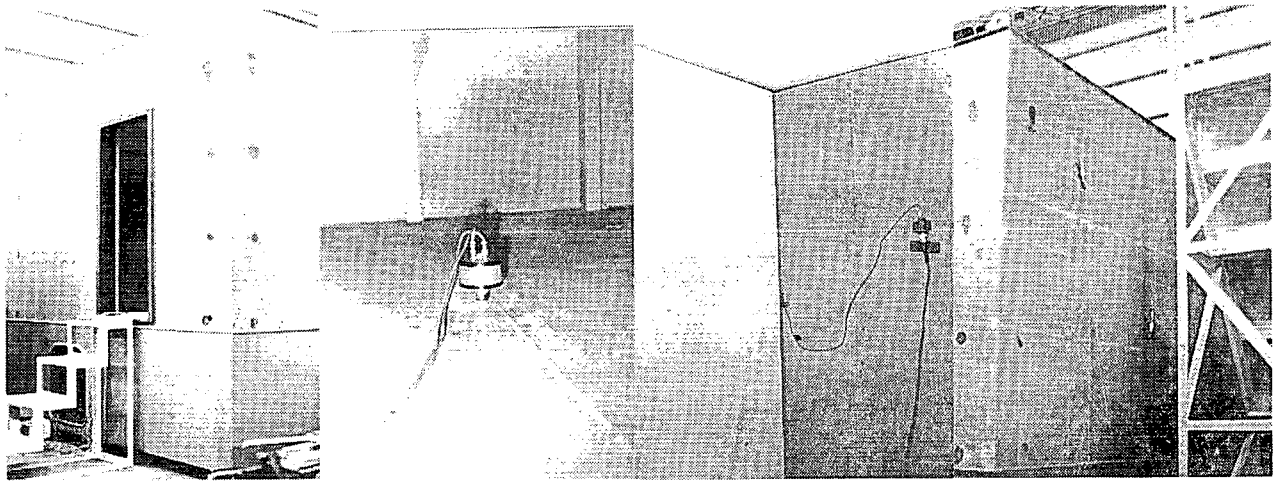
内装壁の振動伝達特性を測定するためには，内装壁と鋼板壁の振動レベルを測定しなければならない。ところが壁面の振動は場所および周波数によって変化するため，どのような測定をすれば壁面の平均振動レベルが得られるかという問題が生ずる。そこで，ここでは，本実験装置の7つのタイプの壁（表 4.2.1 参照）について，場所および周波数による振動レベルの変動を調べた。

(i) 実験方法

モデルを 1/1 オクターブ・バンドパス・ホワイノイズで加振しておき，加速度計を壁面上の計測格子点を移動させ，各点の振動レベルをレベル・レコーダに記録した。この計測を中心周波数 63, 250, 1000, 4000 および 16000 Hz について行った。

(ii) 実験結果

まず，壁面の平均振動レベルを



モデル入口　　加振器　　内装壁　　外壁

図 4. 2. 2　実験状態

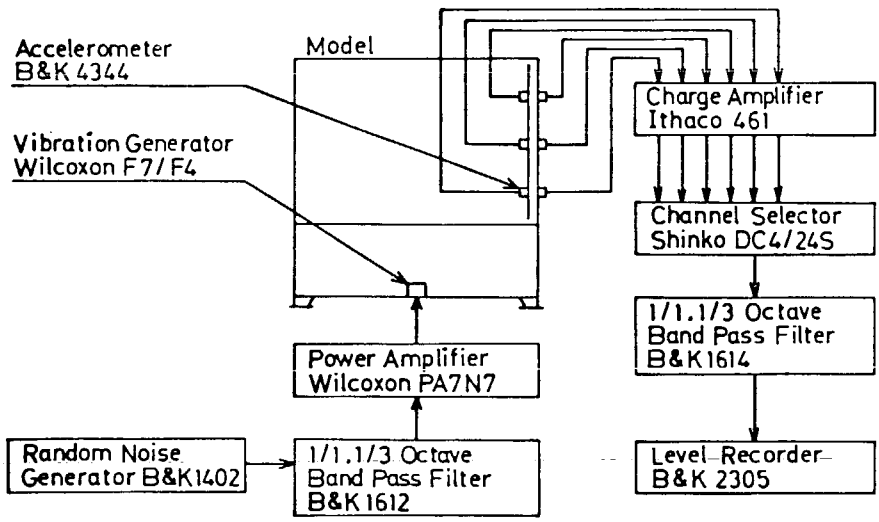


図 4. 2. 3　計測方法

$$L_A^{av} = 10\log_{10}\frac{1}{S\,tot}\sum_i Si \times 10^{(L_A^i/10)} \quad \cdots (4.2.1)$$

ここで，L_A^{av} ＝平均振動加速度レベル

（$Re = 10^{-5} m/sec^2$）

L_A^i ＝ i 点の振動加速度レベル，Si ＝ i 点の代表面積（図 4. 2. 4(a)参照）

$$S\,tot = \sum_i Si$$

によって求め，平均振動レベルよりの差（$L_A^{av} - L_A^i$）を図 4. 2. 4 に示した。ただし

表 4. 2. 1　壁面のタイプ

タイプ	壁　　面
1	7 t 鋼板壁
2	7 t 鋼板天井
3	7 t 鋼板＋6 t ラテックス＋2 t ビニタイル床
4	22 t アスベスト（メラミン化粧）板壁
5	13.5t 合板（メラミン化粧）壁
6	6 t 合板（ポリエステル化粧）天井
7	22 t 合板＋9 t ラテックス床

タイプ 2 の壁面は，タイプ 1 と同一材料で構造・寸法が類似しており，計測結果が一致していたので図を省略した。以下に計測結果の特徴を記す。

㋑　タイプ 1 － 7 t 鋼板壁（図 4. 2. 4(a)）

1.　振動レベルはスティフナ部と周囲で小さく，その中間で大きい。

2. 1個のスティフナ間のレベルは，他のものと分布，値ともほぼ等しい。

3. レベル差（平均レベルとの差）は低周波数で大きく（最大25dB，63Hz），高周波数で小さい（最大4dB，16000Hz）。

㋺ タイプ3－7t鋼板＋6tラテックス床（図4.2.4(b)）

1. 4000Hzまでのレベルは，スティフナ部と周囲で小さく，その中間で大きい。

2. 1000Hzまでは，面の中央部でレベルが大きいが，4000Hz以上では逆に小さい。

3. 1000Hzまでは，レベル差は低周波数で大きく（最大17dB，63Hz），高周波数で小さい（最大9dB，1000Hz）。

4. 16000Hzのレベルは，面の中央部が小さく，しかもスティフナのない所がより小さい（最大18dB）。

㋩ タイプ4－22tアスベスト板壁（図4.2.4(c)）

1. 4000Hzまでのレベルは，根太部とU型金物部で小さい。

2. 面内のレベル分布は不規則である。

3. 4000Hzまでのレベル差は周波数によって，ほとんど変らない（最大7dB）。

4. 16000Hzのレベルは面の中央部で小さく，レベル差も大きい（最大11dB）。

㋥ タイプ5－13.5t合板壁（図4.2.4(d)）

1. 分布は不規則であり，根太部でレベルが小さくなるというようなことはない。

2. 4000Hzまでのレベル差は低周波数で大きく（最大13dB，63Hz），高周波数で小さい（最大6dB，4000Hz）。

3. 16000Hzではレベル差が大きい（最大12dB）

㋭ タイプ6－6t合板天井（図4.2.4(e)）

1. レベル差は4000Hzで最も小さく（最大6dB），他の周波数では同程度の大きさ（最大15dB）である。

2. 分布は不規則であり，根太部でレベルが小さくなるというようなことはない。

㋬ タイプ7－22t合板＋9tラテックス床（図4.2.4(f)）

1. 分布は不規則である。

2. レベル差は高周波数で大きく（最大10dB，16000Hz），低周波数で小さい（最大5dB，63Hz）。

(iii) 考　察

以上の特徴を総合すると，次のような傾向がある。

㋑ 損失係数の小さい壁は，レベル分布に規則性があり，周波数が高くなるほど，レベル差は小さくなる。

㋺ 周囲のみから振動エネルギーが流入する壁は，高周波数において中央部のレベルが下がる。

㋩ 損失係数が大きく，壁面に分布してエネルギーが流入する壁は，レベル分布が不規則になり，レベル差も小さい。

㋥ 損失係数が非常に大きい（22t合板＋9tラテックスの場合）壁は，周波数が高くなるほど，レベル差が大きくなる。

(c) 振動伝達特性の測定

(i) 実験方法

図4.2.3に示したように，加速度計6個を用い，3個を内装壁，他の3個を対応する鋼板壁の計測格子の適当な位置に取付ける。ついで⅓オクターブのバンドパス・ホワイトノイズでモデルを加振し，チャンネル・セレクターを作動させ，6個の計測点の振動レベルを記録する。計測は50～20000Hzの27中心周波数について行った。このような計測を加速度計取付位置を変更して，1つの内装壁について5回行った。この計測に使用した計測格子点を図4.2.4の中心周波数63Hzの図の中に○印で示した。

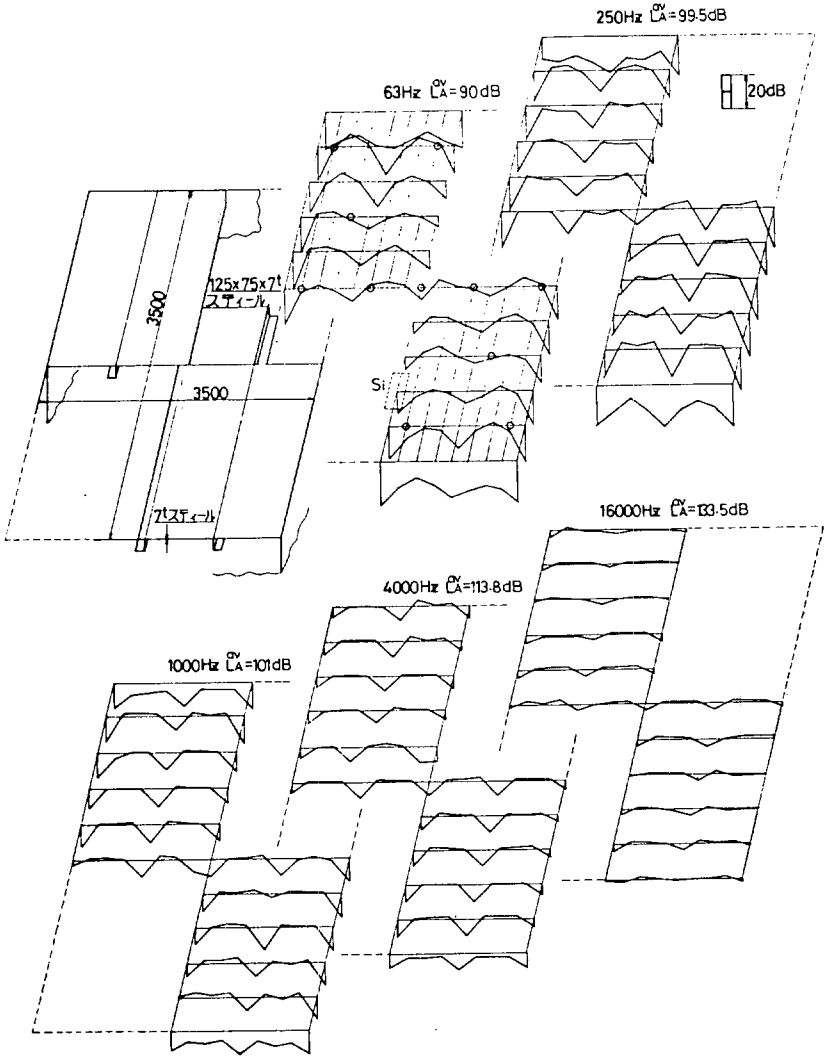


図 4. 2. 4(a)　タイプ 1 壁面の振動レベル分布

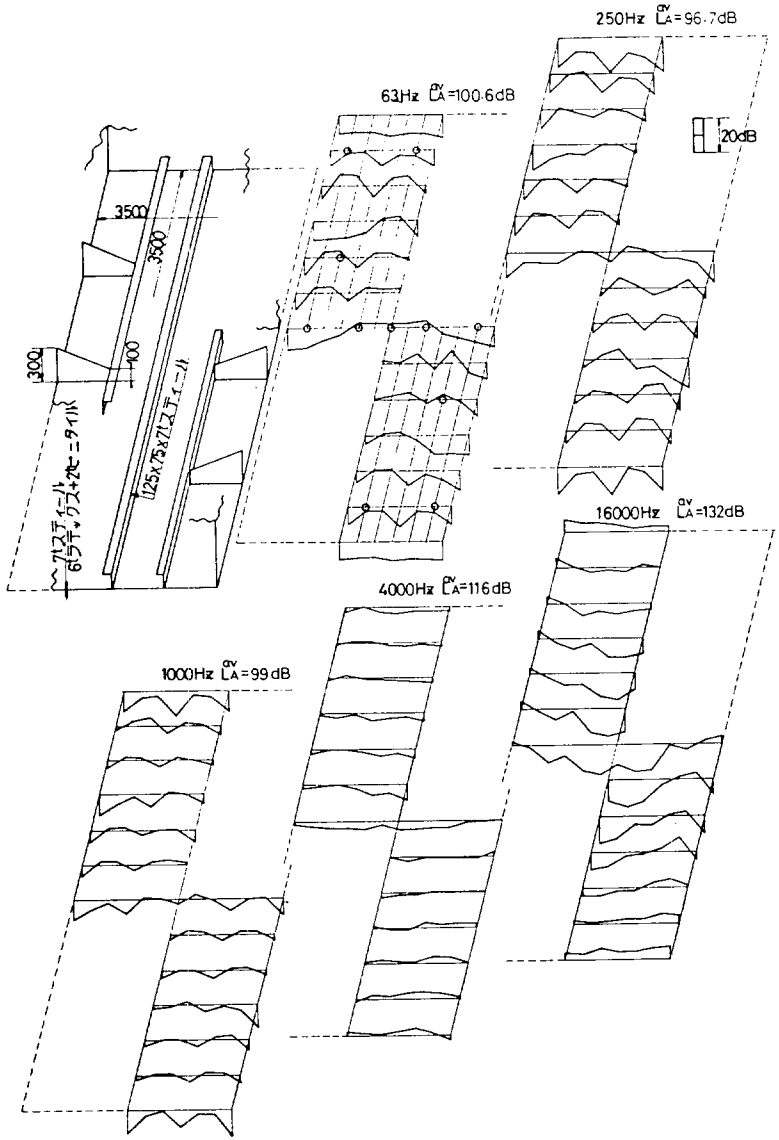


図 4. 2. 4(b)　タイプ 3 壁面の振動レベル分布

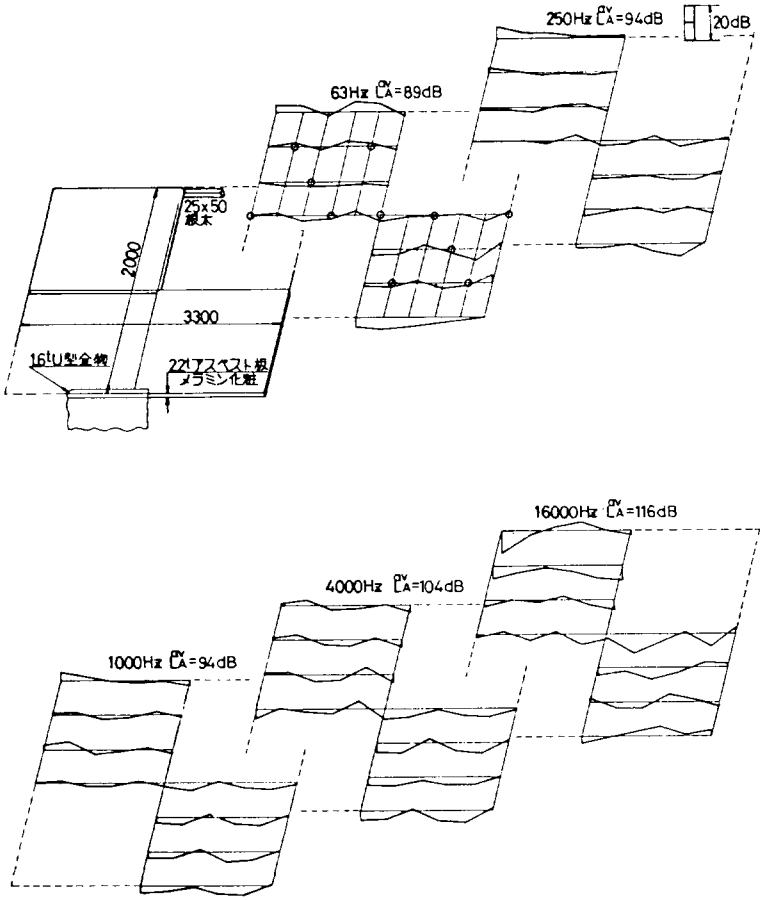


図 4. 2. 4(c) タイプ 4 壁面の振動レベル分布

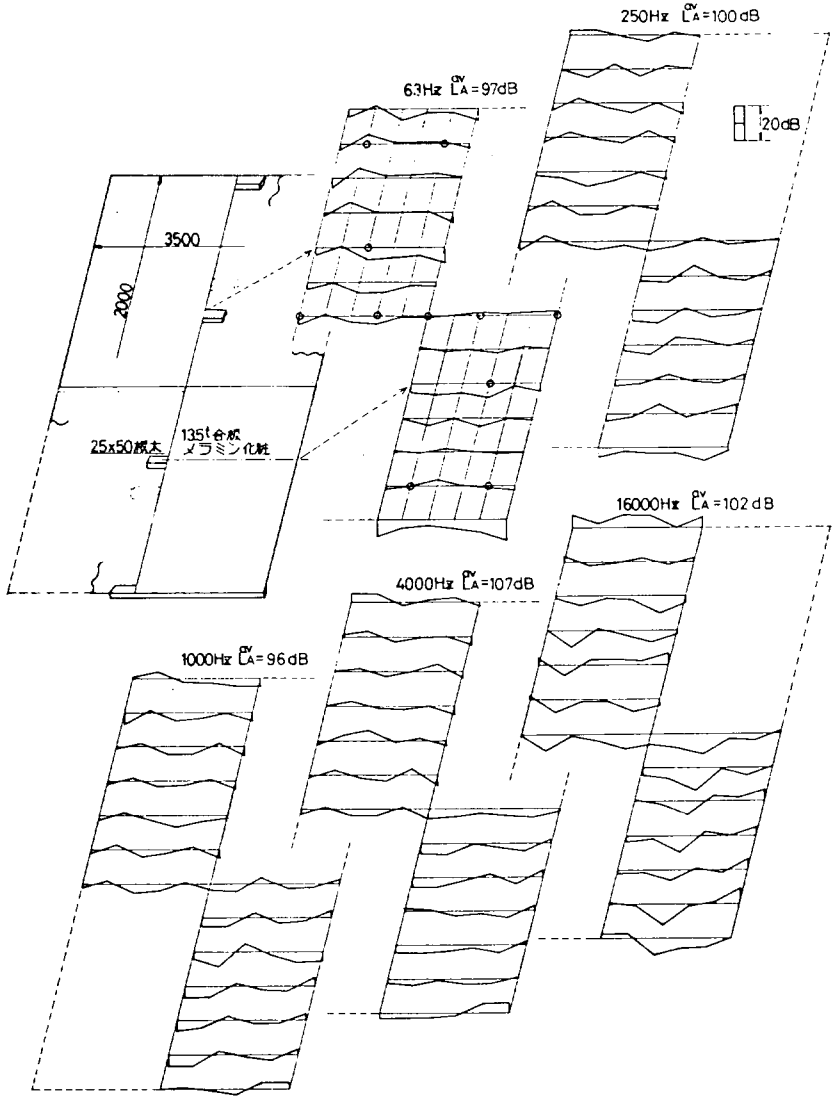


図 4. 2. 4(d) タイプ 5 壁面の振動レベル分布

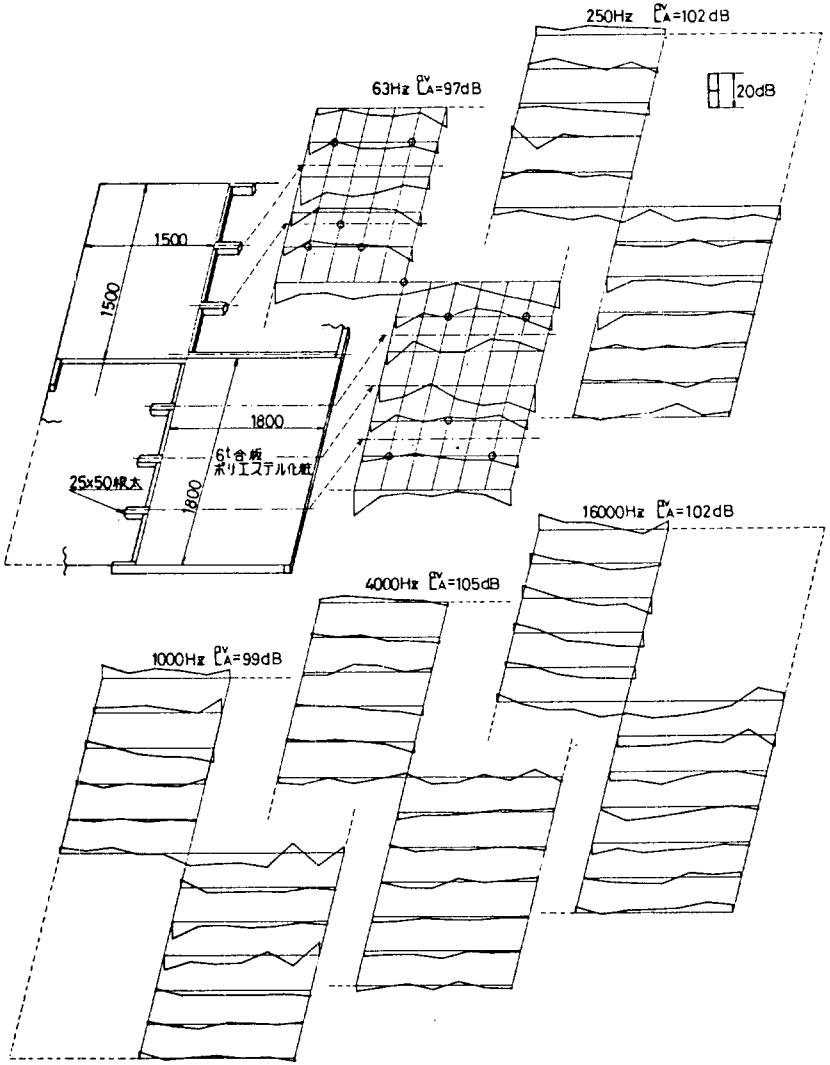


図 4. 2. 4(e)　タイプ 6 壁面の振動レベル分布

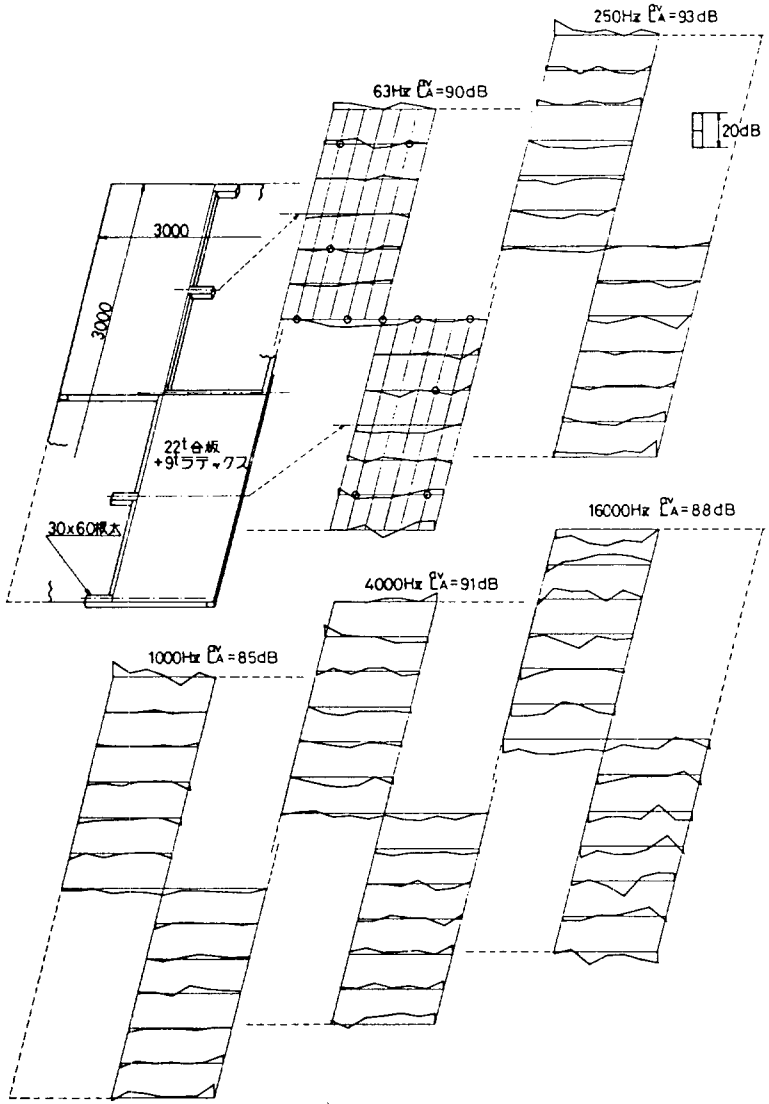


図 4. 2. 4(f)　タイプ壁面の振動レベル分布

(ii) データ整理方法

レベル・レコーダに記録された振動レベルを，まず，(b)の壁の振動レベル実験データをもとに壁の平均振動レベルに修正する。(b)の実験で計測されていない周波数は内挿して求めた。ついで内装壁と鋼板壁の3点をそれぞれ平均し，これを振動レベル差とした。ここでは振動レベル差を振動伝達損失と呼ぶことにした。すなわち

振動伝達損失＝鋼板壁の振動レベル－内装壁の振動レベル ……（4.2.2）

(iii) 実験結果

実験結果を図4.2.5に示した。以下に実験結果の特性を説明した。

㋑ 内装壁A，B，C（図4.2.5(a)，(b)，(c)）はいずれも22ｔアスベスト板内装壁で，結合方法だけ異なっている。この内では5ｔ合成ゴムを結合部に敷いたB型の振動伝達損失が最も大きい。これらは，いずれも8000Hzまではゆるやかに上昇し，大略

A壁　$5 \times \log_{10}(f/20)$　　f＝周波数（Hz）

B壁　$7.2 \times \log_{10}(f/20)$

C壁　$6.5 \times \log_{10}(f/20)$

なる値になっており，8000Hz以上では10～15dB／octaveで上昇する。

㋺ 内装壁（図4.2.5(c)）は防振ゴムでアスベスト板を支え振動絶縁をはかっているが，A，B壁と比較してその効果がほとんど現われていない。これは防振ゴムの選定が悪かったものと考えられ，効果を出すためには，さらに軟かくする必要がある。

㋩ 内装壁D，E（図4.2.5(d)，(e)）は13ｔ合板壁で中間に50ｔグラスウールが有る場合と無い場合である。これらはD壁で500Hz以下，E壁では1000Hz以下で振動伝達特性が負になっている。これは内装壁のほうが鋼板壁より振動レベルが大きいことを意味する。これらも8000Hzまではゆるやかに上昇し，8000Hz以上では15～20dB/octaveで急上昇する。なお2000～4000Hzにおいて50ｔグラスウールの無いE壁のほうが大きくなっているが，これはE壁がモデルのドアのある壁で，面積の小さいこと，ドア取付等の影響によるものである。

㋥ 内装壁F（図4.2.5(f)）は6ｔ合板天井で木製根太によって鋼板壁と結合している。この場合にも1000Hz以下で振動伝達損失が負になっている。また4000Hzより13dB/octaveで急上昇する。この壁は本実験の内装壁中で伝達損失が最も小さい。

㋭ 内装壁G（図4.2.5(g)）は22ｔ合板＋9ｔラテックスを防振ゴムで支えた浮床である。この場合は他の内装壁と異なり，周波数に比例して，振動伝達損失が増している。この値は大略

$$14\log_{10}(f/63)$$

で表わされる。

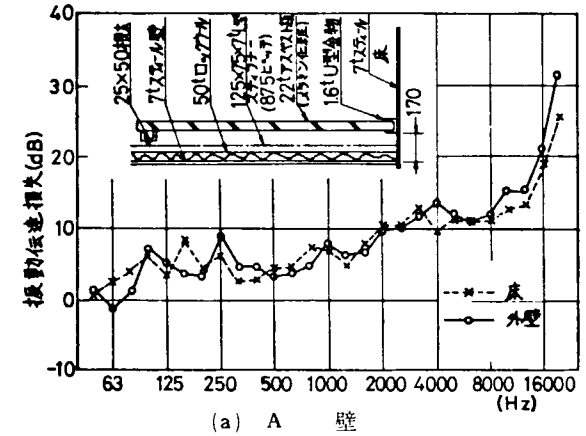
(iv) 考　察

㋑ 実験結果によると6ｔ合板と13ｔ合板内装壁は1000Hz付近以下の周波数で振動伝達損失が負になっている。このことは内装壁の放射率が鋼板壁より小さいことを考慮しても，この周波数範囲では内装壁による騒音低減効果がほとんどないことを示しており，騒音値の推定計算や防音内装壁を設計する場合には注意を要す。

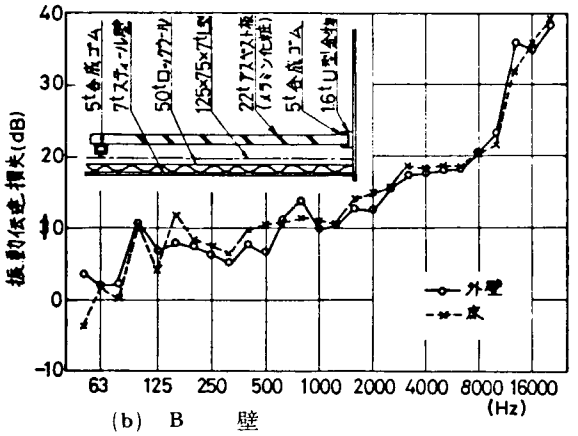
㋺ 実験結果は結合方法の差異を無視すると，理論的検討なしに，内装壁の面密度の大きいものほど，振動伝達損失も大きいことがわかる。

㋩ 二重床の床衝撃の伝達損失は[1)]

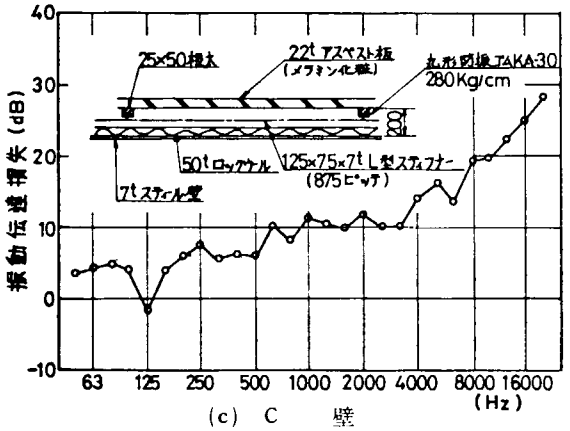
$$30\text{または}40\log_{10}(f)$$



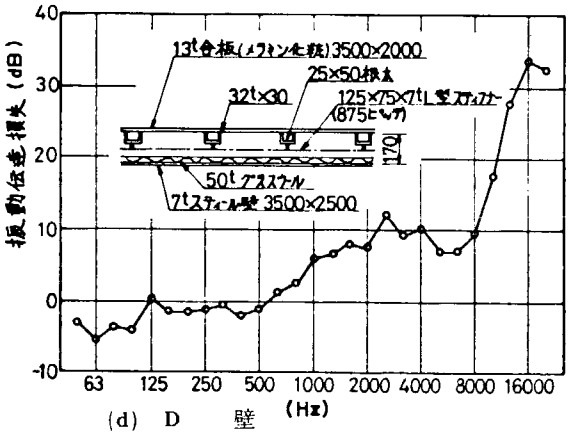
(a) A 壁



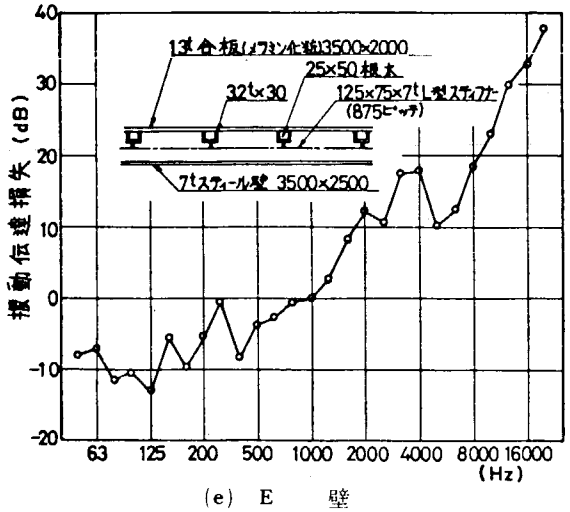
(b) B 壁



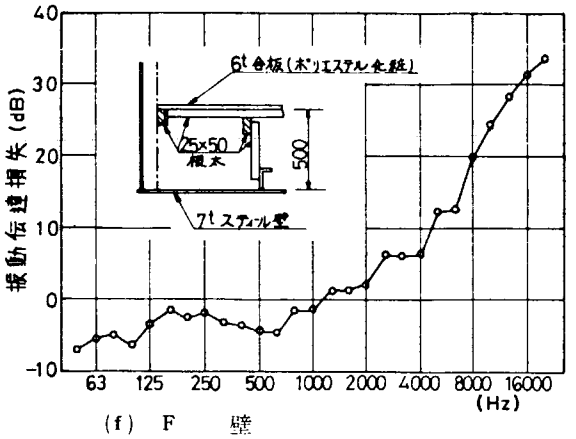
(c) C 壁



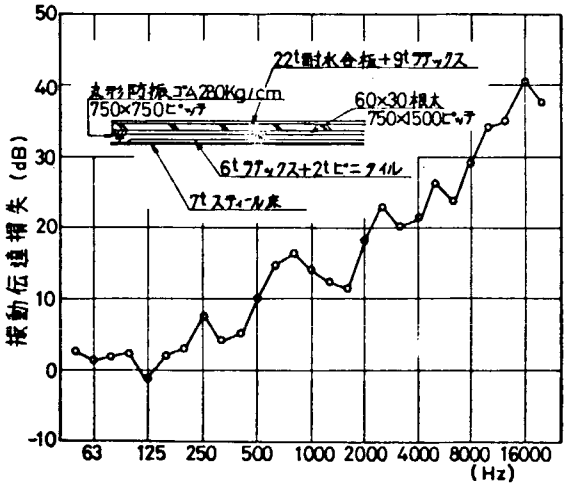
(d) D 壁



(e) E 壁



(f) F 壁



(g) G 壁

図 4. 2. 5 内装壁の振動伝達特性

に比例するとされているが，実験値はこれと比較して，周波数に対して非常にゆるやかに上昇する。

㊀ 22 t アスベスト板の実験によると結合部にゴムを使用すると効果のあることが確認されたが，本実験では 5 dB程度であり，防振ゴムを採用する場合は，実験または計算を綿密に行なう必要がある。

(d) 内装壁損失係数の測定

振動伝達損失を確定するためには内装壁の損失係数が必要なため測定した。また実験装置製作途中50 t グラスウールを鋼板に貼付けた状態で鋼板振動が良く減衰することに気づいたため，鋼板＋吸音材の複合損失係数も測定した。

(i) 実験方法

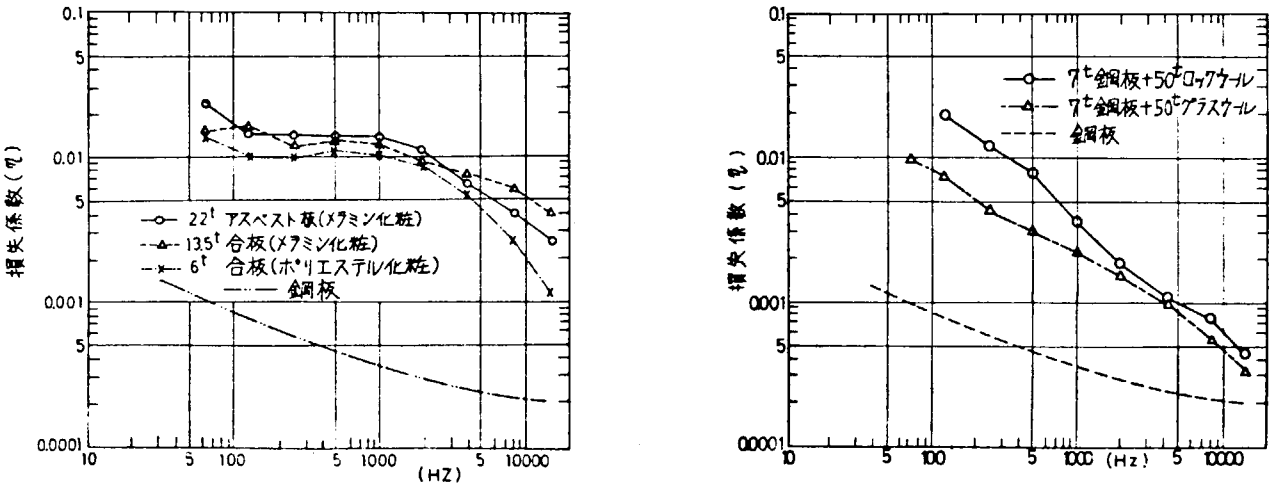
500 × 900 の内装材を切り出し，これをピアノ線で吊り下げ，ハンマーで打撃して残響時間より損失係数を測定した。

(ii) 実験結果

図 4. 2. 6 に実験結果を示した。

㋑ 内装材 6 t 合板，13 t 合板，22 t アスベスト板の損失係数値はほぼ等しく鋼板のそれと比べて10倍程度大きい。

㋺ 7 t 鋼板＋50 t グラスウールは鋼板の 5 倍程度，7 t 鋼板＋50 t ロックウールは鋼板の10倍程度と意外に大きな値であった。



(a) 内 装 材　　(b) 鋼板＋吸音材

図 4. 2. 6　内装材の損失係数

(3) 振動伝達特性の推定計算

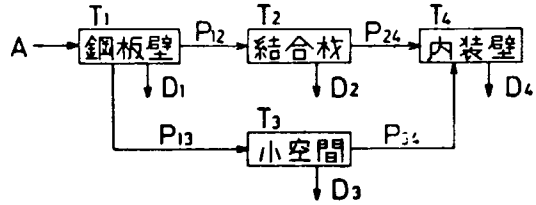
2 枚のパネル間の振動レベル差を取扱った文献を見つけられなかったため※，S．E．A．法（統計的エネルギー解析法）を適用して，(a)S．E．A．法より直接振動伝達損失を求める方法と(b)透過損失より逆算する方法の 2 つについて推定計算を試みた。

(a) S．E．A．法

鋼板壁から内装壁へのパワー流は図 4. 2. 7 のようになりパワー流の関係式は

※ 透過損失の計算で 2 パネル間に結合がある場合を扱ったもの[2),3)]，二重床の床衝撃を扱ったもの[1)]，結合部からのエネルギーの透過を扱ったもの[4)]等があるが，これらは本問題に，そのままでは適用できず，むしろS.E.A.法における結合損失係数を与えるといったものである。

$$\left.\begin{aligned} A &= D_1 + D_2 + D_3 + D_4 \\ P_{12} &= P_{24} + D_2 \\ P_{23} &= P_{34} + D_3 \\ P_{24} + P_{34} &= D_4 \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.3)$$



T＝時間・モード平均運動エネルギー
A＝鋼板に流入するパワー
P＝パワー流
D＝消散パワー

図 4.2.7　振動伝達パワー流

ここで，

$$P_{ij} = 2\omega_0 n_i \triangle\omega \eta_{ij}(T_i - T_j) = 2\omega_0 n_i \triangle\omega \eta_{ji}(T_i - T_j)$$

$$= \phi_{ij}(T_i - T_j) \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.4)$$

$$D_i = 2w_0 n_i \triangle\omega \eta_i T_i = d_i T_i \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.5)$$

ただし，　$\triangle\omega$＝周波数バンド幅，　ω_0＝中心周波数

$n_i(\omega)$＝モーダル密度，　η_{ij}＝結合損失係数

η_i　＝損失係数

以上より，鋼板壁と内装壁のモード当り運動エネルギー比Rは

$$R = \frac{T_1}{T_4} = \frac{(d_2 + \phi_{12} + \phi_{24})(d_3 + \phi_{13} + \phi_{34})(d_4 + \phi_{24} + \phi_{34})}{\phi_{12}\phi_{34}(d_3 + \phi_{13} + \phi_{34}) + \phi_{13}\phi_{34}(d_2 + \phi_{12} + \phi_{24})} \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.6)$$

中間の空間を省略すると，

$$R = \frac{1}{\phi_{12}\phi_{24}}\left\{(d_2 + \phi_{12} + \phi_{24})(d_4 + \phi_{24}) - \phi_{24}^2\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.7)$$

ところで板のモード当り運動エネルギーは

$$T = \frac{2\pi}{\triangle\omega} < v^2 > \sqrt{mB}$$

ここで，$< v^2 >$＝空間および時間平均２乗速度，m＝面密度，B＝板の曲げ剛性

となるので，

$$\text{振動伝達損失} = 10\log_{10} R - 10\log_{10}\sqrt{\frac{m_1 B_1}{m_4 B_4}} \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.8)$$

諸係数の計算式を表 4.2.2に示した。

(b)　透過損失より逆算する方法

透過損失のパワー流は図 4.2.8のようになる。ただし結合材部を省略した。透過損失T.L.とモード当り運動エネルギーの関係は

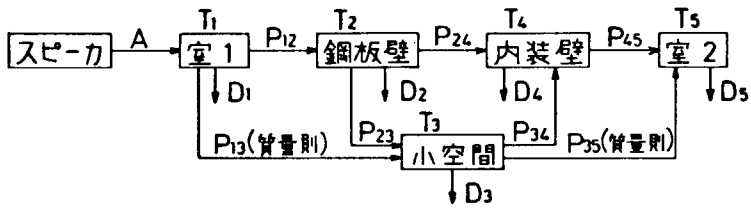


図 4.2.8　透過損失のパワー流（記号は図 4.2.7と同様）

$$\frac{T_1}{T_5} = \frac{S_5 \bar{\alpha}_5}{S} 10^{\frac{T.L.}{10}} \cdots\cdots\cdots\cdots (4.2.9)$$

となるので，（ただし $S_5 \bar{\alpha}_5$ ＝室２の吸音力）パワー流の釣合より，（4.2.4）と（4.2.5）式を用いて

表 4.2.2　S.E.A. 法諸係数計算式[2)]

モーダル密度　$n(\omega)$		記　号
要　素	式	S＝板の面積
板	$\frac{S}{4\pi}\sqrt{\frac{m}{B}}$	E＝ヤング率
梁	$\frac{\ell}{2\pi\omega_0(KbCL)^{1/2}},\quad KbCL=\sqrt{\frac{EI}{\rho bA}}$	I＝断面2次モーメント ρb＝梁の密度 A＝梁の断面積
小　室	$\frac{S\omega_0}{2\pi C^2}\left(f<\frac{C}{2\ell_1}\right),\quad \frac{V\omega_0^2}{2\pi^2C^3}\left(f>\frac{C}{2\ell_1}\right)$	ℓ_1＝小室の最短辺 $V=S\ell_1$
結合損失係数　η_{ij}　$(\eta_{ij}n_i=n_{ji}n_j)$		C＝空気の音速
結　合	式	Cg＝群速度
板[1] → 細　板[2]	$\eta_{12}=\frac{Cg_1\tau_{12}L}{\omega_0\pi S_1},\quad \tau_{12}=\frac{2\vartheta\psi}{(\vartheta+\psi)^2}$ [5)] $\vartheta=\sqrt[4]{\frac{m_2B_1}{m_1B_2}},\quad \psi=\sqrt{\frac{m_2B_2}{m_1B_1}}$	L＝細板の幅
板[1] → 空　間[2]	$\eta_{12}=\frac{\rho C\sigma_{rad}}{m_1\omega_0}$	ρ＝空気の密度 σ_{rad}＝放射率
空　間[1] → 板 → 空　間[2]	$10\log_{10}\eta_{12}=-T.L.+10\log_{10}\left(\frac{S_1C}{4V\omega}\right)$	T.L.＝質量則による透過損失
空間の損失係数　η_i		
$\eta=\frac{SC\bar{\alpha}}{V\pi\omega_0}\left(f<\frac{C}{2\ell_1}\right),\quad \eta=\frac{CS\bar{\alpha}}{4\omega_0V}\left(f>\frac{C}{2\ell_1}\right)$		$\bar{\alpha}$＝平均吸音率
平均放射率　σ_{rad}（単純支持平板）		
$\sigma_{rad}=\frac{2\lambda c\lambda a}{S}\frac{f}{f_c}g_1+\frac{P\lambda c}{S}g_2$	$(f<f_c)$	f_c＝限界周波数 λc＝限界周波数での波長 λa＝空気の波長
$=\left(\frac{\ell x}{\lambda c}\right)^{1/2}+\left(\frac{\ell y}{\lambda c}\right)^{1/2}$	$(f=f_c)$	$\ell x,\ \ell y$＝板の長さ
$=(1-f_c/f)^{1/2}$	$(f>f_c)$	$\alpha=(f/f_c)1/2$
$g_1=\frac{4}{\pi^4}(1-2\alpha^2)/\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}$	$(f<f_c/2)$	$P=2(\ell x+\ell y)$
$=0$		$S=\ell x\ \ell y$
$g_2=\frac{1}{4\pi^2}\frac{(1+\alpha^2)\ell n\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)+2\alpha}{(1-\alpha)^{3/2}}$	$(f>f_c/2)$	

$$\begin{Bmatrix}(\phi_{12}+\phi_{13})\frac{T_1}{T_5}-d_5\\ \phi_{13}\frac{T_1}{T_5}\\ d_5-\phi_{35}+\phi_{45}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}d_2+\phi_{12} & d_3+\phi_{13} & d_4\\ -\phi_{23}, & d_3+\phi_{13}+\phi_{23}+\phi_{34}+\phi_{35}, & -\phi_{34}\\ 0 & \phi_{35} & \phi_{45}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}T_2/T_5\\ T_3/T_5\\ T_4/T_5\end{Bmatrix}\cdots\cdots(4.2.10)$$

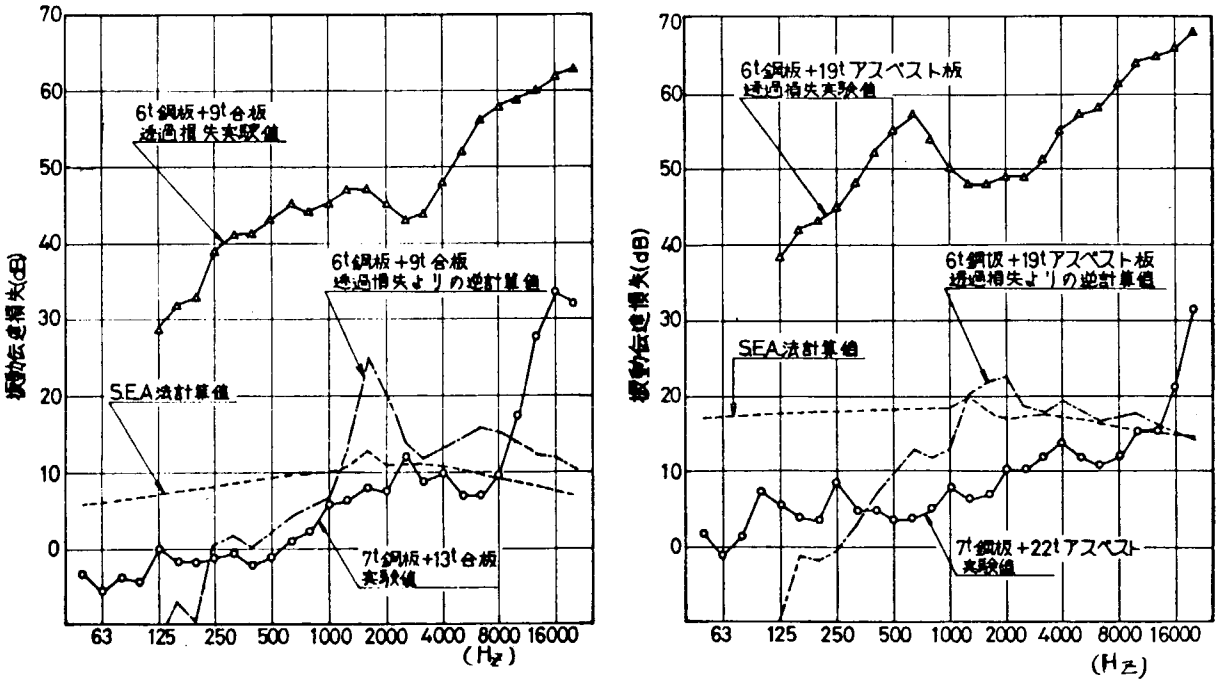
が得られ，（4.2.10）式を解いて，$R=T_2/T_4$が求まる。もし中間の空間を省略すると

$$R = \frac{T_2}{T_4} \frac{\phi_{12}\phi_{45} T/T_5 - \phi_{45}(d_4 + d_5) - d_4 d_5}{(d_2 + \phi_{12})(d_5 + \phi_{45})} \quad \cdots\cdots (4.2.11)$$

Rを（4.2.8）式に代入して，振動伝達損失が求まる。

(c) 計算例

実験内装壁A（22tアスベスト板）とD（13t合板）の2つについてS.E.A.法および透過損失からの逆算法を適用し，実験結果と比較して図4.2.9に示した。透過損失より逆算する方法については，同パネルの透過



(a) 13t合板（D壁）　　(b) 22tアスベスト板（A壁）

図4.2.9 振動伝達損失の実験値と計算値の比較

損失値がなかったため，SC2/WG3の本年度計測で類似したパネルの値を用いた。また計算は中間の空間を省略しても1dB程度の差しかなかったため，（4.2.7）式と（4.2.11）式を用いた。以下に結果の特性を示した。

(i) S.E.A.法による計算値は周波数による変動がほとんどなく，その値の大きさは，実験値の8000Hzからの急上昇の起点の値と一致している。

(ii) 透過損失からの逆算方法は，実験値と比較して，8000Hz以下の周波数特性は比較的良く対応している。

(d) 考　察

(i) （4.2.8）式によると振動伝達損失は，結合材での伝達特性が等しい場合には，（4.2.8）式の右辺第2項によって伝達損失値の大小が決まる。因に6t合板，13t合板，22tアスベスト板について，この値を計算すると，−14.6，−7.6，−2.6となり実験結果の伝達損失の大小とほぼ一致する。

(ii) 実物における結合材部分は，結合金物と根太の間にガタがあったり，釘または，ねじ釘で内装材と結合しているため，純粋に理論だけで伝達特性を推定することに，無理があるものと考えられる。そのためS.E.A.法による計算値は実験値とあまり一致していない。

(iii) これに対して，透過損失より逆算する方法は，透過損失という実験データを変換して振動伝達特性を求めるものである。この方法は，透過損失の実験データが，これまでに非常に多く蓄積されていること，および振動伝達損失よりも測定が簡単であることより，有意義である。計算例において，実験結果とあまり良く一致していないのは，

㋑ 異パネルの透過損失を用いた。

㋺ 放射率に計算値を用いた。

ためと考えられる。

(4) 結　論

部屋の騒音問題において，透過損失が空気伝搬音に対する壁の特性を表わすのに対して，振動伝達損失は固体伝搬音に対する壁の特性を表わす。船の居室の騒音は固体伝搬音のほうが大きく，透過損失よりも振動伝達損失のほうが重要であるが，これに関する研究およびデータは皆無に近い。そこで，本研究では，実物大モデルによる実験と推定理論の作成を行ない以下の結論を得た。

(a) 壁面の平均レベル

振動伝達損失を測定するためには，壁面の平均振動レベルを測定しなければならないが，振動レベルは壁面上の位置および周波数によって変動する。そのため以下のような計測方法が適当である。

(i) 1つの壁の平均振動レベルは，数点の振動レベルを平均して求める。

(ii) 計測点は(2)-(b)を参照して，周波数による変動が小さく平均レベルに近い場所を選ぶ。

(b) 振動伝達損失測定値

(i) 振動伝達損失は透過損失に比較して，30～50dB小さく，しかも負になる場合がある。

(ii) 合板内装壁（13tまで）は，1000Hz以下で振動伝達特性が負になり，騒音低減効果は期待できない。

(iii) アスベスト内装壁（22t）の2000Hzまでの振動伝達損失は5～10dBである。

(iv) 防振ゴムによって，振動伝達損失を上げようとする場合は，効果がほとんどない場合もありうるため，実験または理論計算によって，その効果を予測しておく必要がある。

(c) 損失係数

吸音材貼付けにより鋼板の損失係数は5～10倍大きくなるため，固体伝搬音の伝搬特性を計算するにあたっては，この損失係数の増加を考慮しなければならない。

(d) 振動伝達損失の推定計算法

(i) 結合部の特性が等しい場合，振動伝達損失の大小は $5\log_{10}(m_4 B_4/m_1 B_1)$ の大小によって判別できる。

(ii) 振動伝達損失は透過損失より逆算する方法によって大略求めることができる。

(e) 問題点と今後の課題

(i) 透過損失より逆算する方法によって内装壁の振動伝達損失を推定できることを示したが，ここでは類似内装壁の透過損失を用いて計算したため完全には一致していない。今後同一の内装壁について，透過損失と，振動伝達損失を計測する機会があれば，これを確認し透過損失の既知パネルについて振動伝達損失を計算しておく必要がある。

(ii) 既存内装壁は低周波数（1000Hz以下）で振動伝達損失が小さく，防音効果が悪い。したがって今後低周波数でも効果の大きい内装方法を開発する必要がある。

(iii) S.E.A. 法によって船内騒音を予測する場合，内装壁によるエネルギーの損失をどのように導入するかが昭和52年度の予測法の開発で重要な課題となる。

参　考　文　献

1) I. L. Ver: "Acoustical and Vibrational Performance of Floating Floors", Bolt Beranek and Newman Inc., Rept. 72, October, 1969

2) M. J. Crocker, M. C. Battacharya and A. J. Price: "Sound and Vibration Transmisson Through Panels and Tie Beams Using Statistical Energy Analysis", ASME, for Industry August PP. 775-782, 1971

3) M. Hecke: "Untersuchungen über die Luftschalldämmung von Doppelwänden mit Schallbrücken", Proc. Intern. Congr. August., 3d, Stuttgart, 1959, Elsevier, Vol. II PP. 1010－1014, 1961

4) Cremer, Heckl, Ungar : "Structure－Borne Sound". Springer－Verlag, Berlin Heidelberg, New York PP. 426－436, 1973

5) SR 156 昭和50年度報告 PP. 91

4.3 実船計測及びデータの解析

4.3.1 固体音の実船計測

機関室からの固体音伝播を調べることを目的として FULL CONTAINER SHIP 試運転時における振動計測を行った。時間の都合により生データのみの発表になるが，今後固体音予測の参考となれば幸である。

(1) 計測対象船の概要

(a) 仕　様

船　種	FULL CONTAINER SHIP
質　量	DEAD WEIGHT 29,445KT
	GROSS TONNAGE 31,291KT
主要寸法	$\overset{Lpp}{230.76m} \times \overset{B}{30.6m} \times \overset{D}{18.9m} \times \overset{d}{10.8m}$
居住区型式	取巻型 6層
主　機	IHI-SULZER 12 RND 90 M
	MCR 40,200 PS × 122 RPM
	NOR 34,200 PS × 115.6 RPM
軸　数	1軸
発電機	DIESEL発電機 1,100 kW × 2,700 RPM × 2 SETS
	TURBO発電機 1,100 kW × 1,800 RPM × 1 SET
機関室通風機	1,500 m^3/min × 30mm Aq × 4 SETS
空気圧縮機	480 m^3/min × 25kg/cm^2 × 720 RPM × 2 SETS

(b) 計測要領

MCR航行時に振動計測を行い，振動計測点近傍において騒音を同時に計測。なお載荷状態並に天候等は次の通り。

載荷状態	62% BALLAST
天　候	曇　NW 10 ～ 14 m/sec　風↗0

又，NOR航行時に於て部分的に計測した所があるが，これはSTIFFNER等補強材 BLOCK継手等の影響を定性的に調べることを目的としたものである。

(2) 計測日時

昭和 51 年 12 月 8 日　　03：00 ～ 07：00

(3) 計測方法及びデータ表示要領

(a) 計測点

計測点はF 57－58及びF 76－77の中間位置を同一 SECTIONにおいてLOW. MACH. FLOORからHOUSE上層部まで，又，℄から 3,400 mmの点（LONGIとLONGIの中間点）を同一SECTIONにおいてLOW. MACH. FLOOR からHOUSE上層部までの各点を選定した。各点の計測位置は図4.3.4 ～ 4.3.15に示すがHOUSEにおいては計測の便の為DKから 1,600 mmの位置をとった。

(b) 計　器

計器はリオン社の加速度ピックアップ，騒音分析計を用い図 4. 3. 1 に示す方法で計測した。なお加速度レベルの基準値を100dB≡1cm/sec^2 即ち，60dB≡10^{-2} cm/sec^2 とし，中心波数31.5 Hzから8000Hzまでのオクターブ分析を行った。

ピックアップはMAGNETを用いて固定し性能は次の通り

感　度　　70mV/g

容　量　　1130 pF

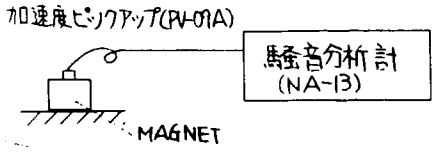


図 4. 3. 1　計器構成

(c) データ表示要領

計測値は図 4. 3. 2，図 4. 3. 3 によって振動加速度に変換し，この振動加速度を，次式により振動加速度に変換した。

$$V = \frac{980A}{2\pi f}$$

A：振動加速度　cm/sec^2

f：中心周波数　Hz

V：振動速度　cm/sec

図 4. 3. 4 ～図 4. 3.11までにデータを示す。但し次の様に示してある。

図 4.3.12～図 4.3.14 は振動加速度の OVER ALL 値を各計測点毎に長さで示して，その減衰状況を示したものである。

図 4.3.15はNOR. 航行時にENG. CASING 近くの壁の振動を計測しSTIFF. CORNER 等の振動状況を見ようとしたものである。

凡例

—— NOR.

– – MCR.

中心周波数　Hz
騒音レベル　dB(A)

中心周波数　Hz
振動加速度レベル　dB
振動速度　cm/sec

但し表記の値に10^{-2}を乗じた値とする

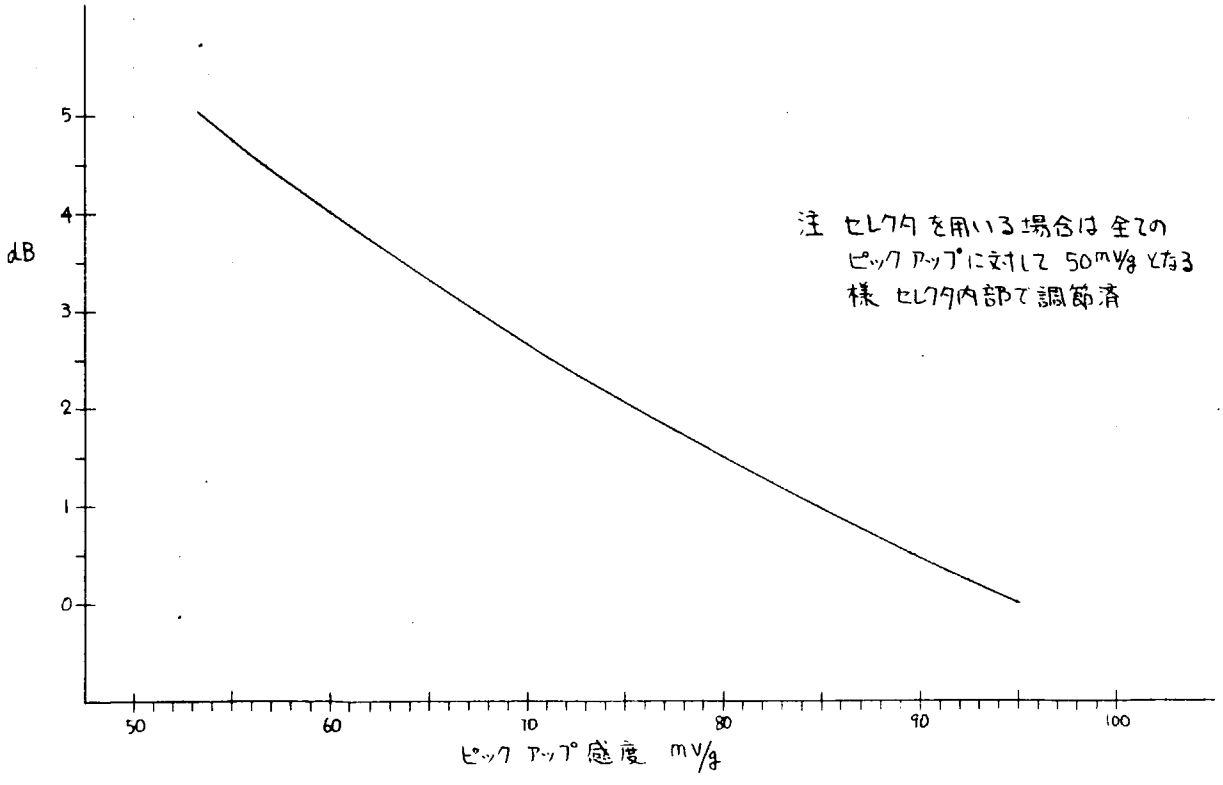


図 4. 3. 2　PV－09振動ピックアップ校正曲線　（ 100 dB：1grms ）

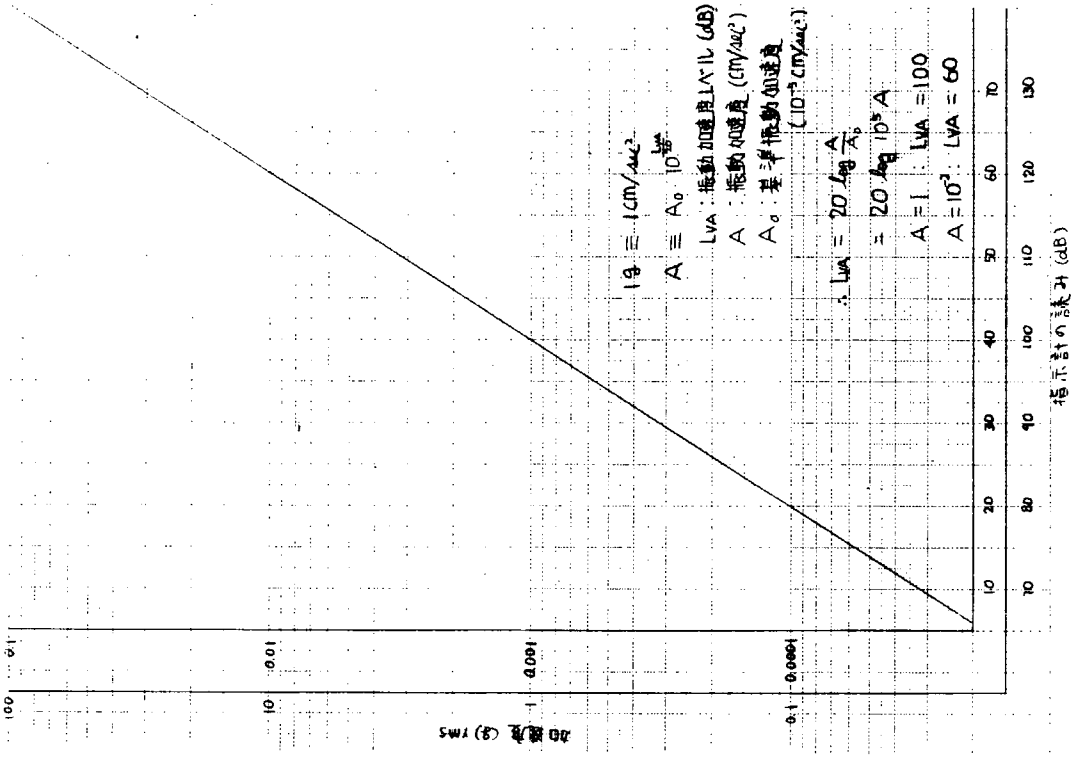


図 4. 3. 3　PV — 09 dB — g 換算チャート

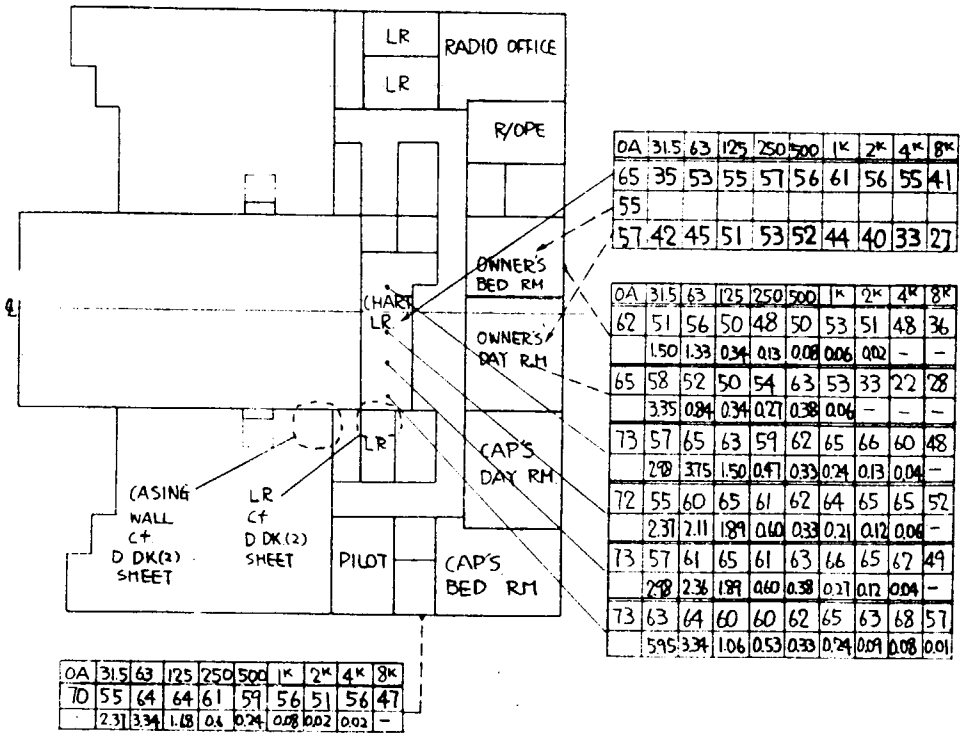


図 4. 3. 4

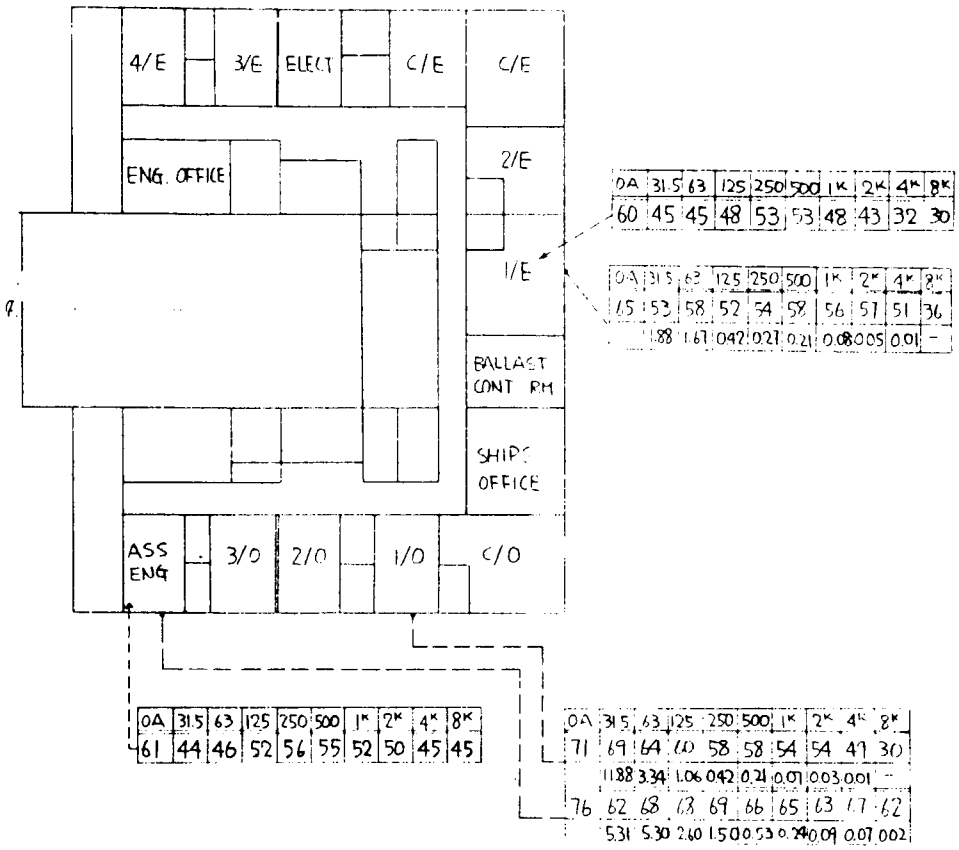

4/E
3/E
ELECT
C/E
C/E
ENG. OFFICE
2/E
1/E
BALLAST CONT RM
SHIPS OFFICE
ASS ENG
3/O
2/O
1/O
C/O
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
60 45 45 48 53 53 48 43 32 30
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
65 53 58 52 54 58 56 57 51 36
1.88 1.67 0.42 0.21 0.21 0.08 0.05 0.01 -
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
61 44 46 52 56 55 52 50 45 45
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
71 69 64 60 58 58 54 54 49 30
11.88 3.34 1.06 0.42 0.21 0.07 0.03 0.01 -
76 62 68 63 69 66 65 63 67 62
5.31 5.30 2.60 1.50 0.53 0.24 0.09 0.07 0.02

図 4. 3. 5

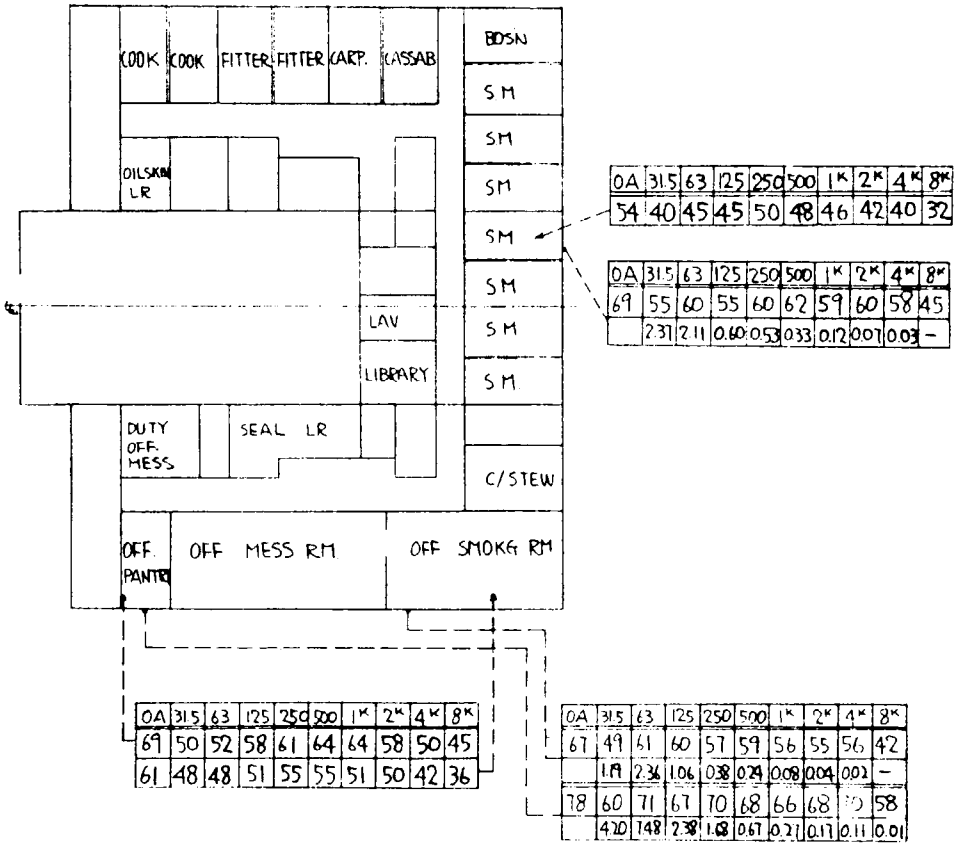

COOK
COOK
FITTER
FITTER
CARP.
CASSAB
BOSN
S M
S M
S M
S M
S M
S M
S M
OILSKIN LR
LAV
LIBRARY
DUTY OFF. MESS
SEAL LR
C/STEW
OFF. PANTRY
OFF MESS RM
OFF SMOKG RM
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
54 40 45 45 50 48 46 42 40 32
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
69 55 60 55 60 62 59 60 58 45
2.31 2.11 0.60 0.53 0.33 0.12 0.07 0.03 -
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
69 50 52 58 61 64 64 58 50 45
61 48 48 51 55 55 51 50 42 36
0A 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
67 49 61 60 57 59 56 55 56 42
1.19 2.36 1.06 0.38 0.24 0.08 0.04 0.02 -
78 60 71 67 70 68 66 68 70 58
4.20 1.48 2.38 1.08 0.67 0.27 0.17 0.11 0.01

図 4. 3. 6

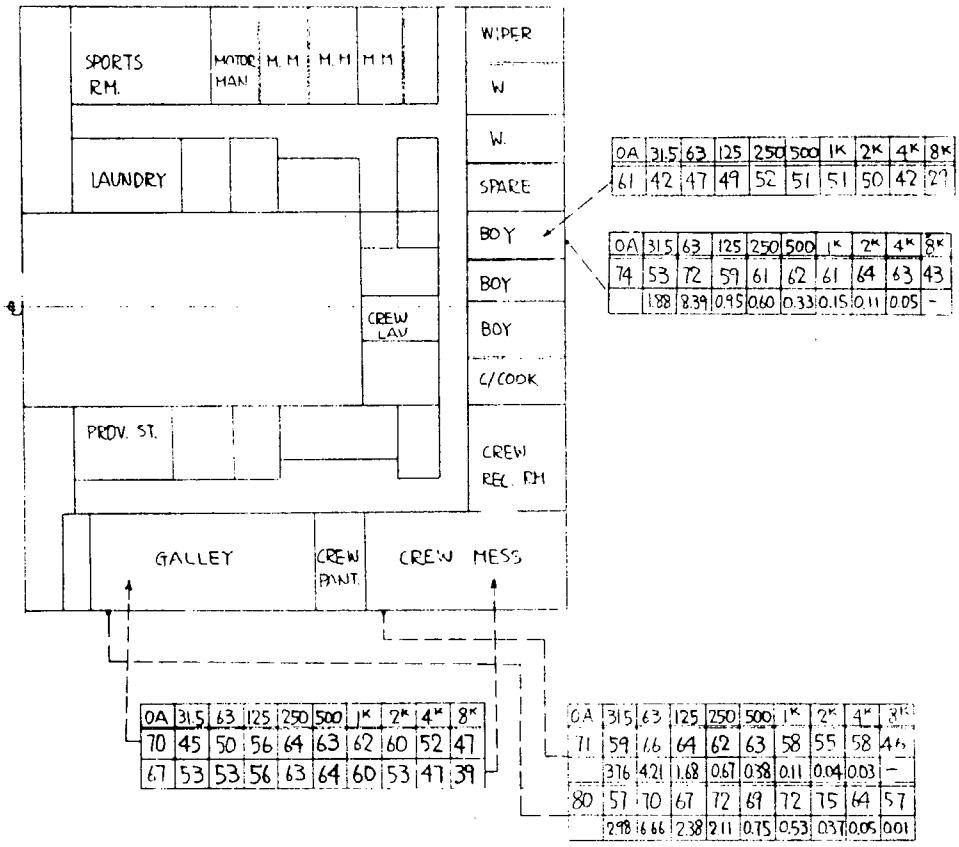

SPORTS RM.
MOTOR MAN
M.M
M.M
M.M
WIPER
W
W.
SPARE
BOY
BOY
BOY
C/COOK
LAUNDRY
CREW LAV
PROV. ST.
CREW REC. RM
GALLEY
CREW PANT.
CREW MESS
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
61 42 47 49 52 51 51 50 42 29
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
74 53 72 59 61 62 61 64 63 43
1.88 2.39 0.95 0.60 0.33 0.15 0.11 0.05 -
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
70 45 50 56 64 63 62 60 52 47
67 53 53 56 63 64 60 53 47 39
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
71 59 66 64 62 63 58 55 58 46
3.16 4.21 1.68 0.67 0.38 0.11 0.04 0.03 -
80 57 70 67 72 69 72 75 64 57
2.98 6.66 2.38 2.11 0.75 0.53 0.37 0.05 0.01

図 4. 3. 7

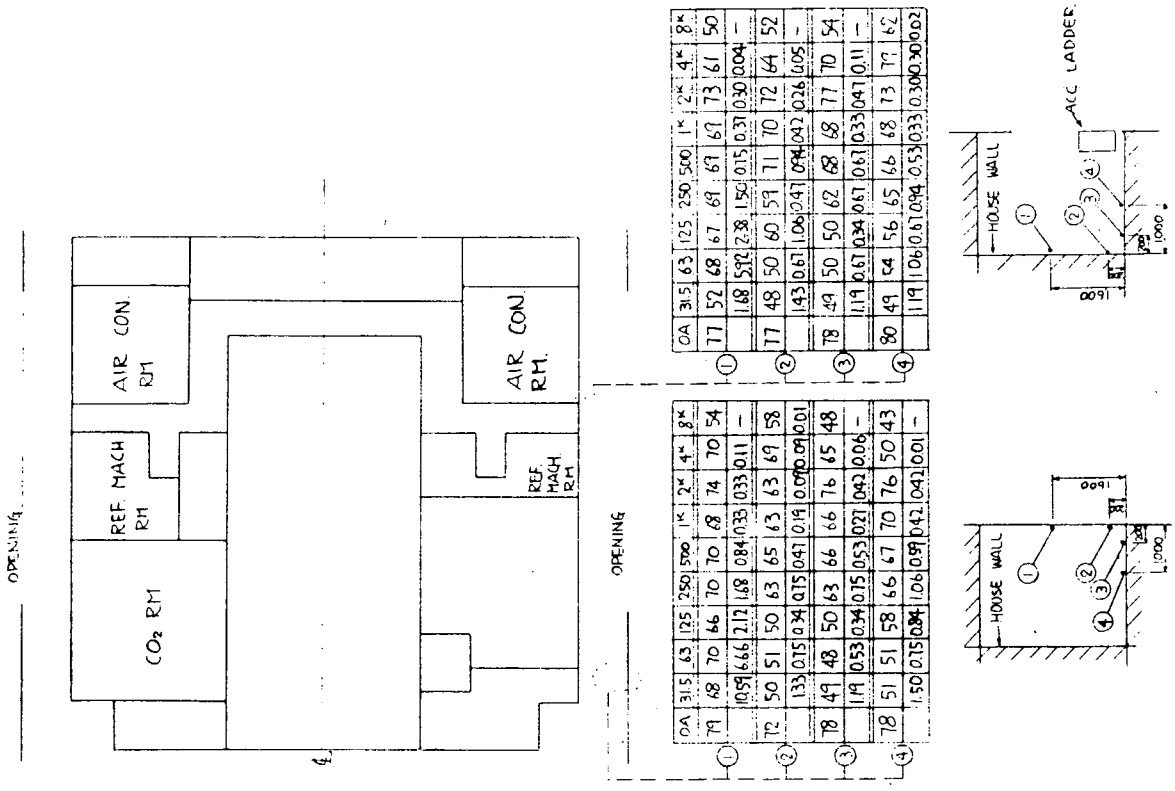

OPENING
AIR CON. RM
REF. MACH RM
CO_2 RM
AIR CON. RM.
REF MACH RM
OPENING
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
79 68 70 66 70 70 68 74 70 54
1.09 6.66 2.12 1.68 0.84 0.33 0.33 0.11 -
72 50 51 50 63 65 63 63 69 58
1.33 0.75 0.34 0.75 0.47 0.19 0.09 0.09 0.01
78 49 48 50 63 66 66 76 65 48
1.19 0.53 0.34 0.75 0.53 0.27 0.42 0.06 -
78 51 51 58 66 67 70 76 50 43
1.50 0.75 0.84 1.06 0.59 0.42 0.42 0.01 -
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
77 52 68 67 69 69 69 73 61 50
1.68 5.92 2.38 1.50 0.15 0.31 0.30 0.04 -
77 48 50 60 59 71 70 72 64 52
1.43 0.67 1.06 0.47 0.94 0.42 0.26 0.05 -
78 49 50 50 62 68 68 77 70 54
1.19 0.67 0.34 0.67 0.67 0.33 0.47 0.11 -
80 49 54 56 65 66 68 73 72 62
1.19 1.06 0.67 0.94 0.53 0.33 0.30 0.30 0.02
HOUSE WALL
ACC LADDER
1600
1000
HOUSE WALL
1600
1000

図 4. 3. 8

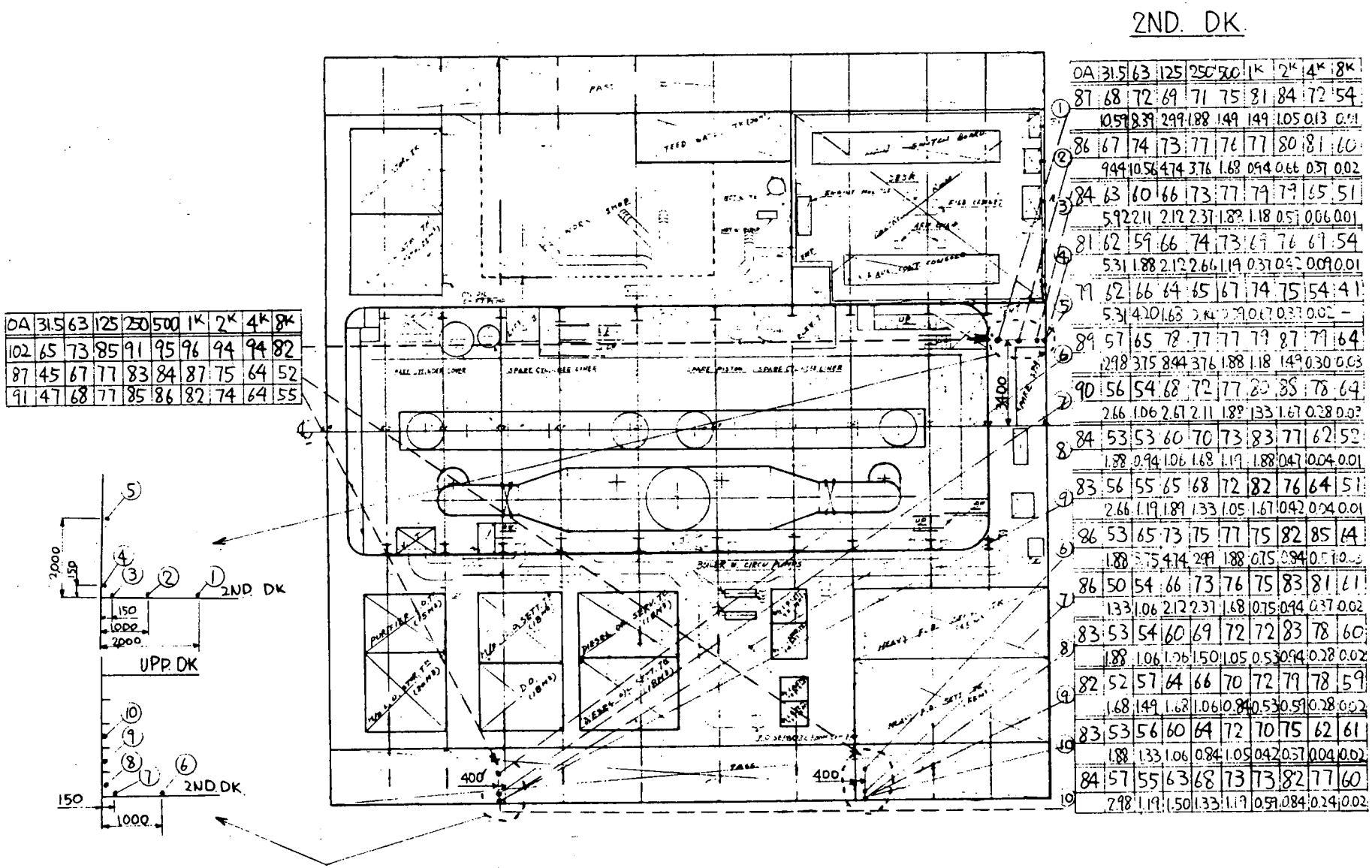
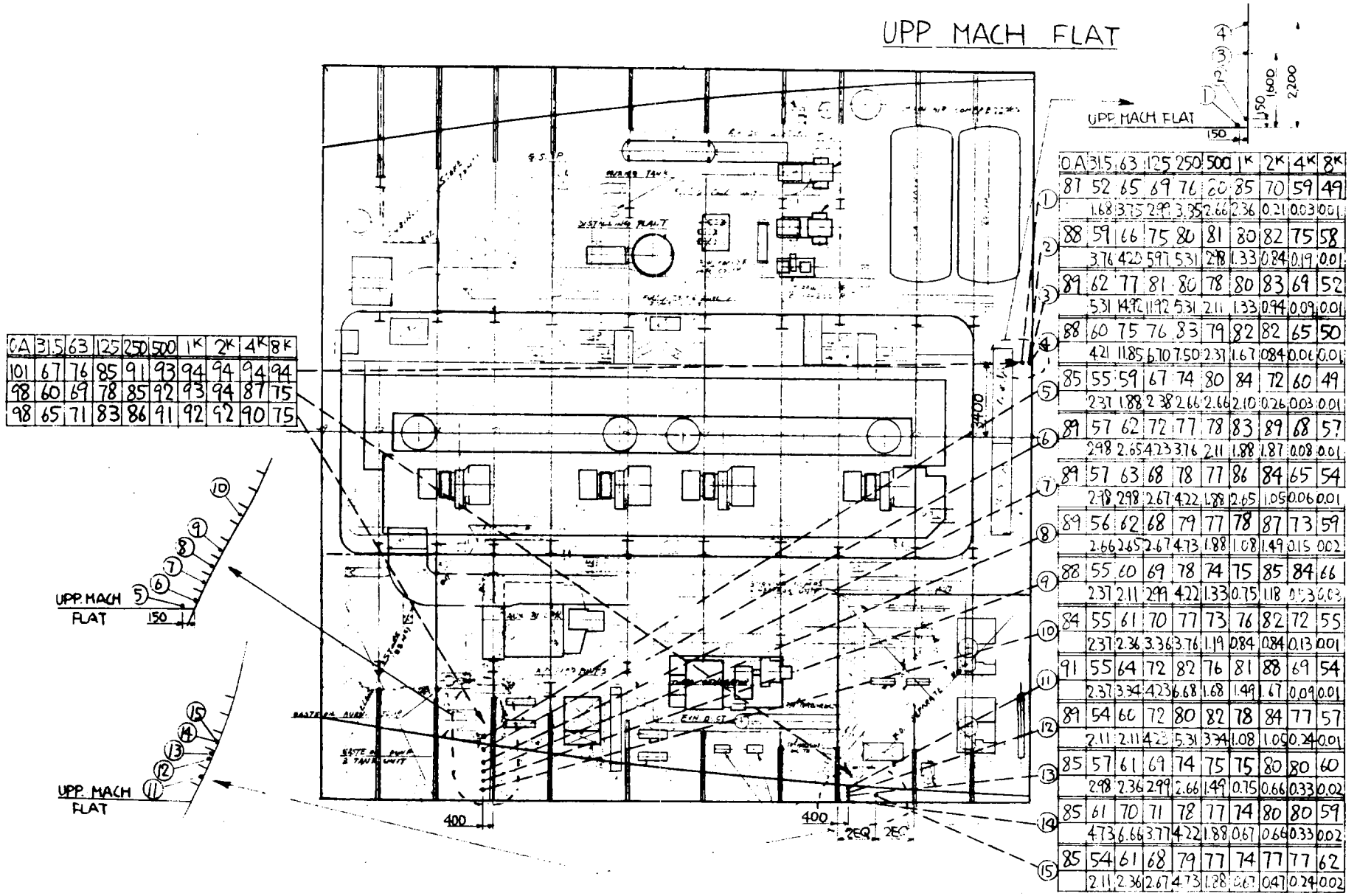

2ND. DK.
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
102 65 73 85 91 95 96 94 94 82
87 45 67 77 83 84 87 75 64 52
91 47 68 77 85 86 82 74 64 55
2000
150
1000
2000
2ND. DK
UPP. DK
150
1000
2ND. DK
400
400
400
OA 31.5 63 125 250 500 1K 2K 4K 8K
87 68 72 69 71 75 81 84 72 54
10.59 8.39 2.99 1.88 1.49 1.49 1.05 0.13 0.01
86 67 74 73 77 76 77 80 81 60
9.44 10.56 4.74 3.76 1.68 0.94 0.66 0.37 0.02
84 63 60 66 73 77 79 79 65 51
5.92 2.11 2.12 2.37 1.89 1.18 0.51 0.06 0.01
81 62 59 66 74 73 69 76 69 54
5.31 1.88 2.12 2.66 1.19 0.37 0.09 0.01
79 62 66 64 65 67 74 75 54 41
5.31 4.20 1.63 0.94 0.67 0.37 0.02
89 57 65 78 77 77 79 87 79 64
12.98 3.75 8.44 3.76 1.88 1.18 1.49 0.30 0.03
90 56 54 68 72 77 80 85 78 64
2.66 1.06 2.67 2.11 1.89 1.33 1.67 0.28 0.03
84 53 53 60 70 73 83 77 62 52
1.88 0.94 1.06 1.68 1.19 1.88 0.47 0.04 0.01
83 56 55 65 68 72 82 76 64 51
2.66 1.19 1.89 1.33 1.05 1.67 0.42 0.04 0.01
86 53 65 73 75 77 75 82 85 64
1.88 3.75 4.74 2.99 1.88 0.75 0.94 0.37 0.02
86 50 54 66 73 76 75 83 81 61
1.33 1.06 2.12 2.37 1.68 0.75 0.94 0.37 0.02
83 53 54 60 69 72 72 83 78 60
1.88 1.06 1.06 1.50 1.05 0.53 0.94 0.28 0.02
82 52 57 64 66 70 72 79 78 59
1.68 1.49 1.68 1.06 0.84 0.53 0.59 0.28 0.02
83 53 56 60 64 72 70 75 62 61
1.88 1.33 1.06 0.84 1.05 0.42 0.37 0.04 0.02
84 57 55 63 68 73 73 82 77 60
2.98 1.19 1.50 1.33 1.19 0.59 0.84 0.24 0.02

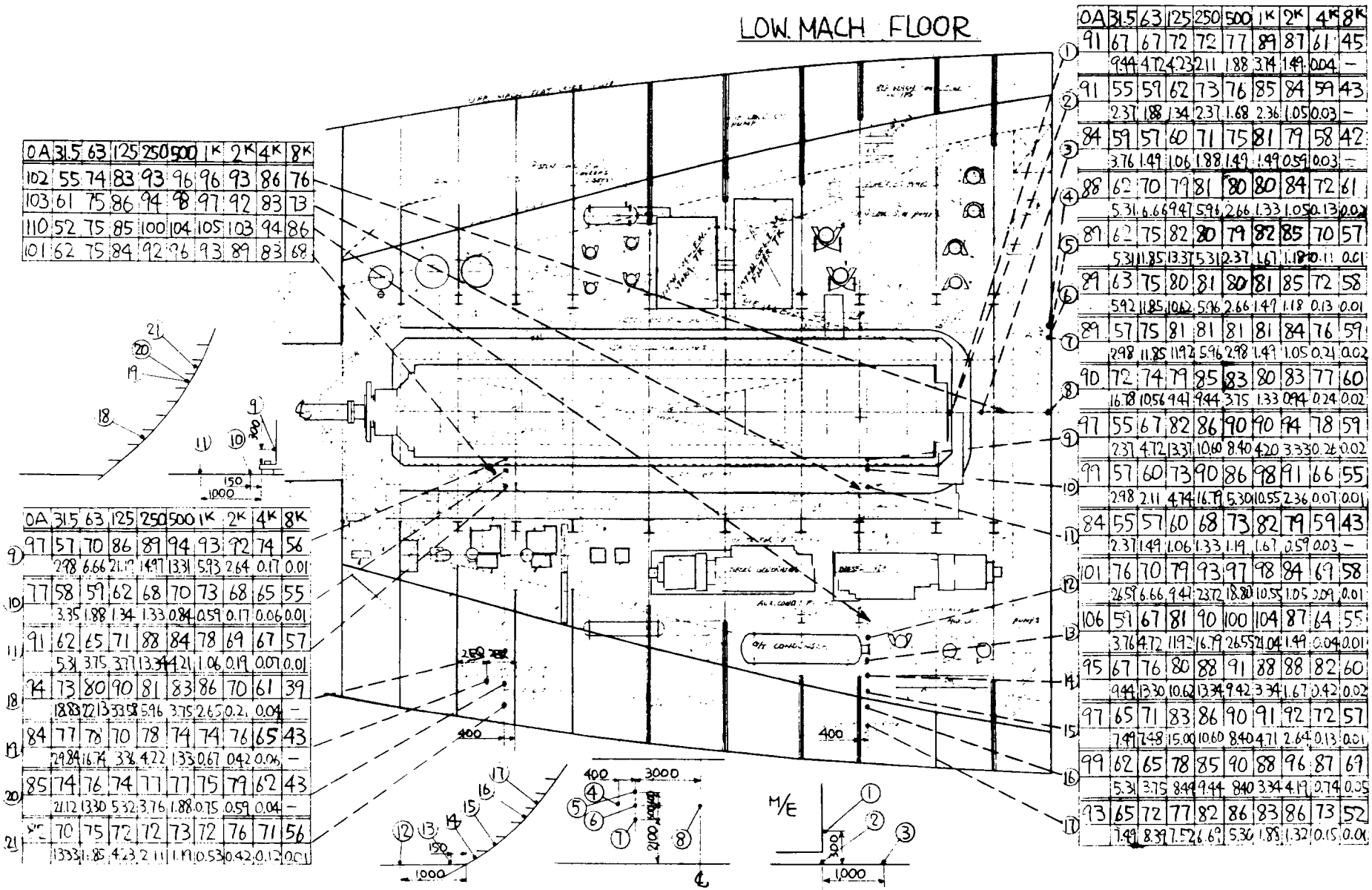
図 4. 3. 9



OA	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
101	67	76	85	91	93	94	94	94	94
98	60	69	78	85	92	93	94	87	75
98	65	71	83	86	91	92	92	90	75

	OA	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1	87	52	65	69	76	80	85	70	59	49
		1.68	3.75	2.99	3.35	2.66	2.36	0.21	0.03	0.01
2	88	59	66	75	80	81	80	82	75	58
		3.76	4.20	5.97	5.31	2.98	1.33	0.84	0.19	0.01
3	89	62	77	81	80	78	80	83	69	52
		5.31	14.92	11.92	5.31	2.11	1.33	0.94	0.09	0.01
4	88	60	75	76	83	79	82	82	65	50
		4.21	11.85	6.70	7.50	2.37	1.67	0.84	0.06	0.01
5	85	55	59	67	74	80	84	72	60	49
		2.37	1.88	2.38	2.66	2.66	2.10	0.26	0.03	0.01
6	89	57	62	72	77	78	83	89	68	57
		2.98	2.65	4.23	3.76	2.11	1.88	1.87	0.08	0.01
7	89	57	63	68	78	77	86	84	65	54
		2.98	2.98	2.67	4.22	1.88	2.65	1.05	0.06	0.01
8	89	56	62	68	79	77	78	87	73	59
		2.66	2.65	2.67	4.73	1.88	1.08	1.49	0.15	0.02
9	88	55	60	69	78	74	75	85	84	66
		2.37	2.11	2.99	4.22	1.33	0.75	1.18	0.53	0.03
10	84	55	61	70	77	73	76	82	72	55
		2.37	2.36	3.36	3.76	1.19	0.84	0.84	0.13	0.01
11	91	55	64	72	82	76	81	88	69	54
		2.37	3.34	4.23	6.68	1.68	1.49	1.67	0.09	0.01
12	89	54	60	72	80	82	78	84	77	57
		2.11	2.11	4.23	5.31	3.34	1.08	1.05	0.24	0.01
13	85	57	61	69	74	75	75	80	80	60
		2.98	2.36	2.99	2.66	1.49	0.75	0.66	0.33	0.02
14	85	61	70	71	78	77	74	80	80	59
		4.73	6.66	3.77	4.22	1.88	0.67	0.66	0.33	0.02
15	85	54	61	68	79	77	74	77	77	62
		2.11	2.36	2.67	4.73	1.88	0.67	0.47	0.24	0.02

図 4.3.10



	0A	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1	91	67	67	72	72	77	89	87	61	45
		9.44	4.72	4.23	2.11	1.88	3.14	1.49	0.04	–
2	91	55	59	62	73	76	85	84	59	43
		2.37	1.88	1.34	2.37	1.68	2.36	1.05	0.03	–
3	84	59	57	60	71	75	81	79	58	42
		3.76	1.49	1.06	1.88	1.49	1.49	0.59	0.03	–
4	88	62	70	79	81	80	80	84	72	61
		5.31	6.66	9.47	5.96	2.66	1.33	1.05	0.13	0.02
5	89	62	75	82	80	79	82	85	70	57
		5.31	11.85	13.37	5.31	2.37	1.67	1.18	0.11	0.01
6	89	63	75	80	81	80	81	85	72	58
		5.92	11.85	10.62	5.96	2.66	1.49	1.18	0.13	0.01
7	89	57	75	81	81	81	81	84	76	59
		2.98	11.85	11.92	5.96	2.98	1.49	1.05	0.21	0.02
8	90	72	74	79	85	83	80	83	77	60
		16.78	10.56	9.41	9.44	3.75	1.33	0.94	0.24	0.02
9	97	55	67	82	86	90	90	94	78	59
		2.37	4.72	13.37	10.60	8.40	4.20	3.33	0.26	0.02
10	99	57	60	73	90	86	98	91	66	55
		2.98	2.11	4.74	16.79	5.30	10.55	2.36	0.07	0.01
11	84	55	57	60	68	73	82	79	59	43
		2.37	1.49	1.06	1.33	1.19	1.67	0.59	0.03	–
12	101	76	70	79	93	97	98	84	69	58
		26.59	6.66	9.47	23.72	18.80	10.55	1.05	0.09	0.01
13	106	51	67	81	90	100	104	87	64	55
		3.76	4.72	11.92	16.79	26.55	21.04	1.49	0.04	0.01
14	95	67	76	80	88	91	88	88	82	60
		9.44	13.30	10.62	13.34	9.42	3.34	1.67	0.42	0.02
15	97	65	71	83	86	90	91	92	72	57
		7.49	7.48	15.00	10.60	8.40	4.71	2.64	0.13	0.01
16	99	62	65	78	85	90	88	96	87	69
		5.31	3.75	8.44	9.44	8.40	3.34	4.19	0.74	0.05
17	93	65	72	77	82	86	83	86	73	52
		7.49	8.39	7.52	6.69	5.30	1.88	1.32	0.15	0.01

	0A	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
18	102	55	74	83	93	96	96	93	86	76
19	103	61	75	86	94	98	97	92	83	73
20	110	52	75	85	100	104	105	103	94	86
21	101	62	75	84	92	96	93	89	83	68

	0A	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
9	97	57	70	86	89	94	93	92	74	56
		2.98	6.66	21.19	14.97	13.31	5.93	2.64	0.17	0.01
10	77	58	59	62	68	70	73	68	65	55
		3.35	1.88	1.34	1.33	0.84	0.59	0.17	0.06	0.01
11	91	62	65	71	88	84	78	69	67	57
		5.31	3.75	3.77	13.34	4.21	1.06	0.19	0.07	0.01
18	74	73	80	90	81	83	86	70	61	39
		18.83	22.13	33.58	5.96	3.75	2.65	0.21	0.04	–
19	84	77	78	70	78	74	74	76	65	43
		29.84	16.74	3.32	4.22	1.33	0.67	0.42	0.06	–
20	85	74	76	74	77	77	75	79	62	43
		21.12	13.30	5.32	3.76	1.88	0.75	0.59	0.04	–
21	92	70	75	72	72	73	72	76	71	56
		13.33	1.85	4.23	2.11	1.19	0.53	0.42	0.12	0.01

図 4. 3. 11

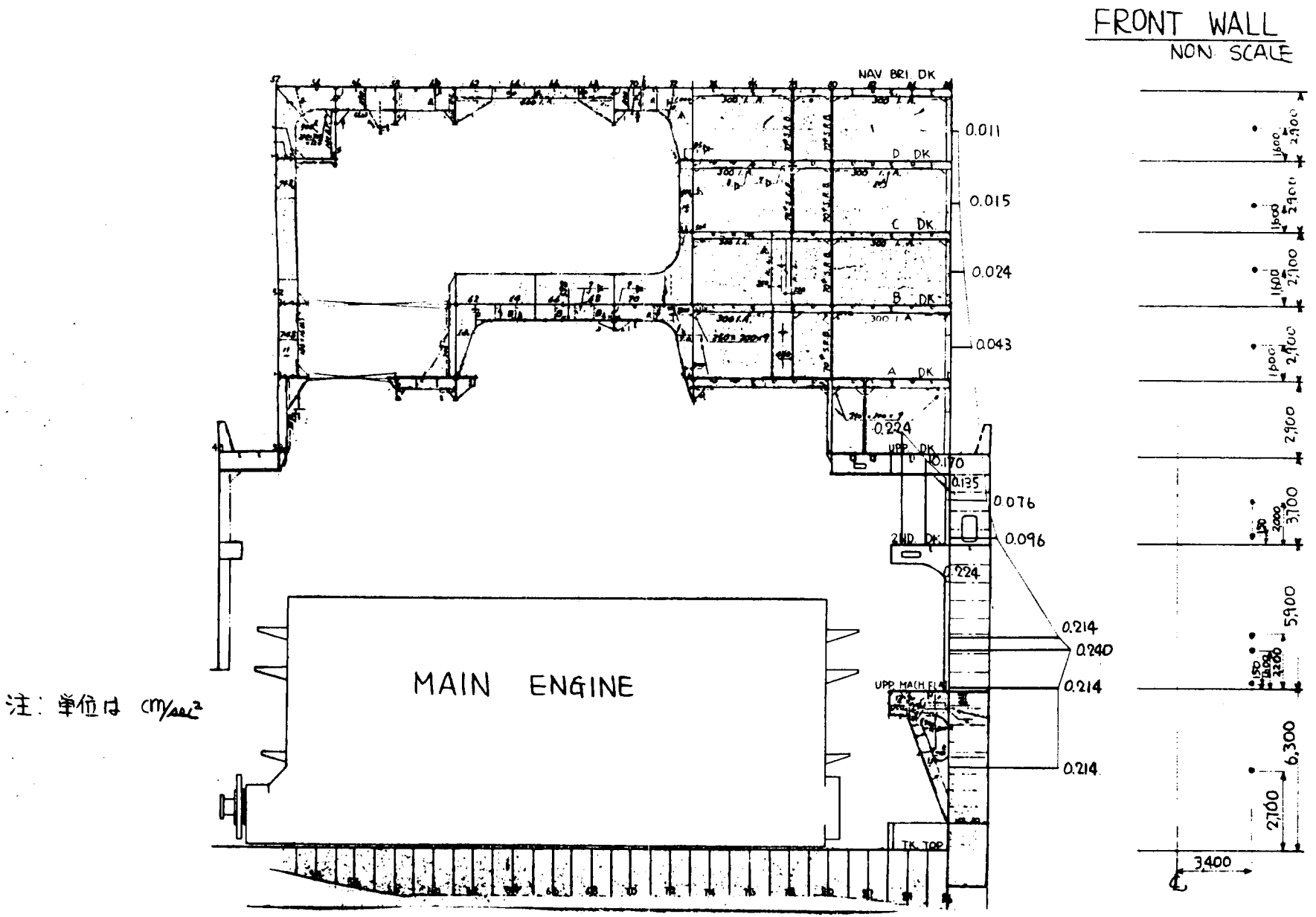
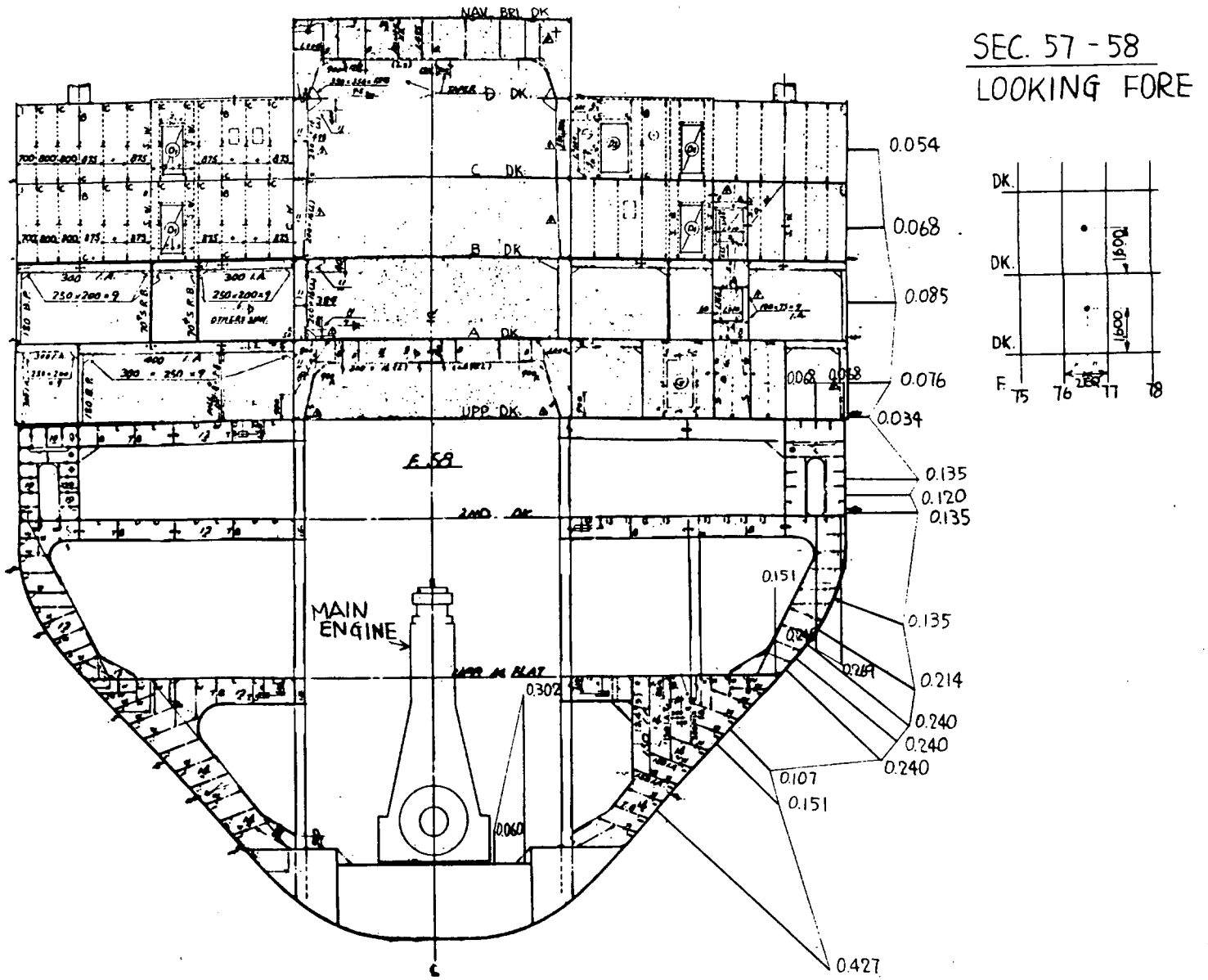
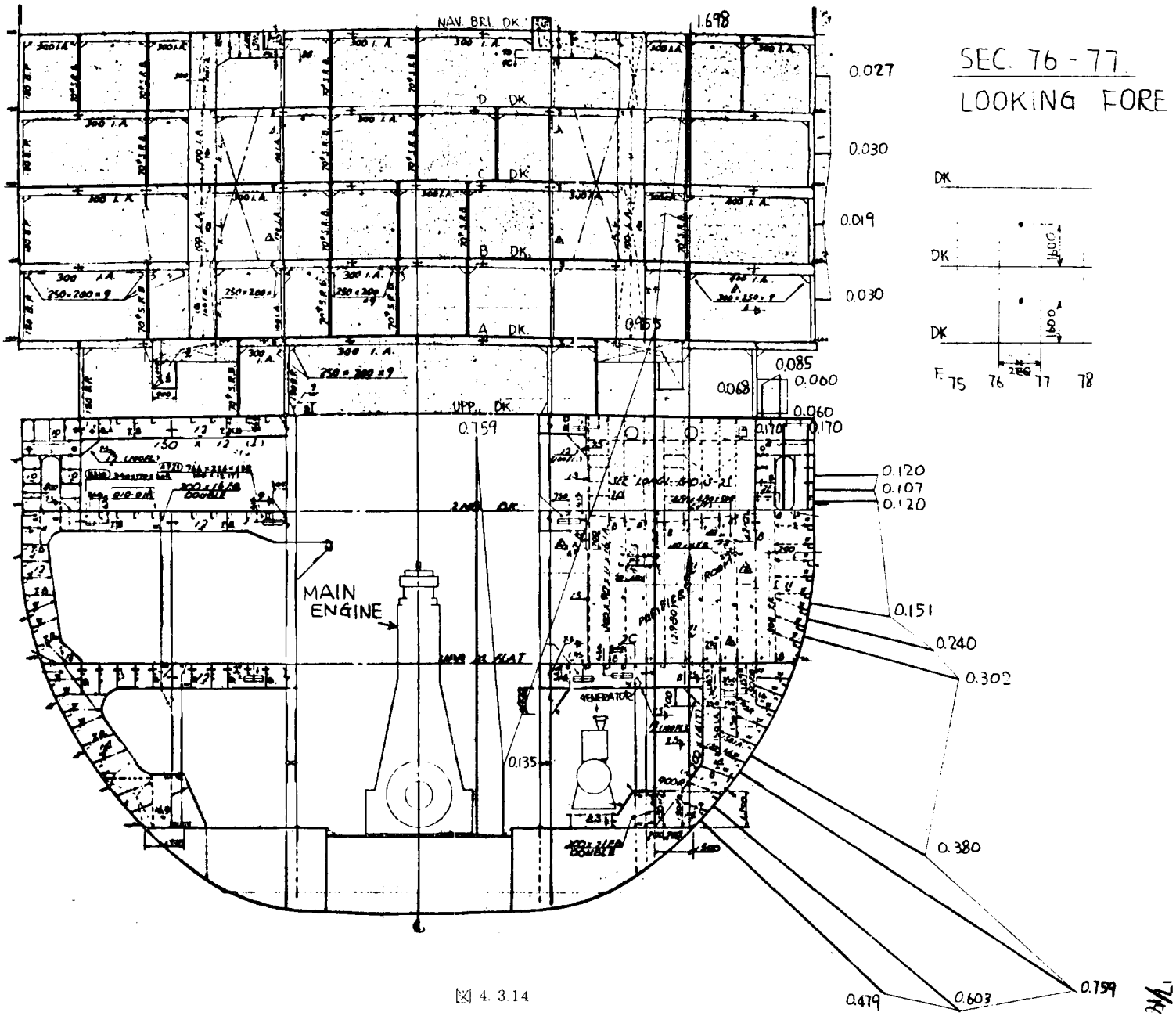

FRONT WALL
NON SCALE
NAV BRI DK
D DK
C DK
B DK
A DK
UPP DK
2ND DK
UPP MACH FLR
TK TOP
MAIN ENGINE
0.011
0.015
0.024
0.043
0.224
0.170
0.135
0.076
0.096
0.224
0.214
0.240
0.214
0.214
2,900
2,900
2,100
2,900
2,900
3,700
5,900
6,300
2,700
3400
注：単位は cm/sec²

図 4. 3.12



注: 単位は cm/sec²

図 4. 3. 13

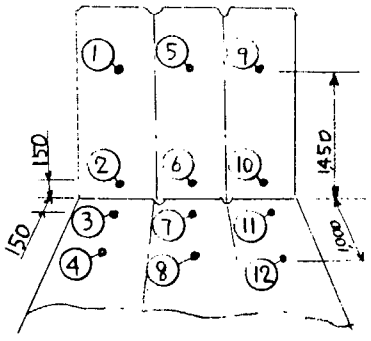


注：単位は cm/sec²

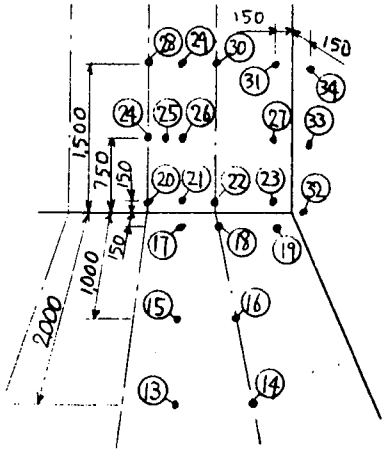
図 4. 3. 14

0A	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	
75	57	62	67	62	65	65	63	62	56	①
	2.98	2.65	2.38	0.67	0.47	0.24	0.09	0.09	0.01	
73	48	57	62	65	66	67	61	62	57	②
	1.06	1.49	1.34	0.94	0.53	0.30	0.08	0.04	0.01	
71	50	44	56	61	62	65	66	58	44	③
	1.33	0.33	0.67	0.60	0.33	0.24	0.13	0.03	–	
70	50	50	57	62	59	61	64	61	45	④
	1.33	0.67	0.75	0.67	0.24	0.15	0.11	0.04	–	
73	66	63	66	65	61	63	60	63	57	⑤
	8.41	2.98	2.12	0.94	0.30	0.19	0.07	0.05	0.01	
71	50	54	62	66	60	62	60	61	60	⑥
	1.33	1.06	1.34	1.06	0.27	0.17	0.07	0.04	0.02	
70	52	45	54	58	62	64	68	54	44	⑦
	1.68	0.38	0.53	0.42	0.33	0.21	0.17	0.02	–	
67	58	49	53	57	57	59	61	56	43	⑧
	3.35	0.59	0.47	0.38	0.19	0.12	0.08	0.02	–	
72	62	62	66	63	62	62	59	53	55	⑨
	5.31	2.65	2.10	0.80	0.33	0.17	0.06	0.02	0.01	
70	47	48	58	63	63	62	60	61	60	⑩
	0.94	0.53	0.84	0.80	0.38	0.17	0.07	0.04	0.02	
68	50	45	50	57	60	62	60	60	50	⑪
	1.33	0.38	0.34	0.38	0.27	0.17	0.07	0.03	0.01	
61	53	44	48	50	49	52	55	53	43	⑫
	1.88	0.33	0.27	0.17	0.08	0.09	0.04	0.02	–	

D DK S SIDE LR



D DK S SIDE CASING WALL



D DK (2)

	0A	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
⑬	80	53	70	68	68	73	76	70	55	42
		3.35	6.66	2.67	1.33	1.19	0.84	0.21	0.02	–
⑭	72	53	60	56	57	60	63	68	56	42
		1.88	2.11	0.61	0.47	0.27	0.19	0.17	0.02	–
⑮	81	53	67	73	65	66	71	67	53	40
		1.88	4.72	4.74	0.94	0.53	0.47	0.15	0.02	–
⑯	71	52	62	60	60	61	61	67	56	40
		1.68	2.65	1.06	0.53	0.30	0.15	0.15	0.02	–
⑰	79	52	58	64	67	65	70	68	54	41
		1.68	1.67	1.68	1.19	0.47	0.42	0.17	0.02	–
⑱	69	52	50	50	52	59	62	65	48	36
		1.68	0.67	0.34	0.21	0.24	0.17	0.12	0.01	–
⑲	77	52	54	56	57	71	72	69	63	48
		1.68	1.06	0.67	0.38	0.94	0.53	0.19	0.05	–
⑳	67	45	42	48	53	55	66	51	40	33
		0.75	0.27	0.27	0.24	0.15	0.27	0.02	–	–
㉑	80	51	59	66	70	72	76	75	60	45
		1.50	1.88	2.12	1.68	1.06	0.84	0.37	0.03	–
㉒	71	45	51	48	54	58	62	64	77	51
		0.75	0.15	0.27	0.27	0.21	0.17	0.11	0.24	0.01
㉓	78	47	49	56	66	71	73	69	75	55
		0.94	0.59	0.67	1.06	0.94	0.59	0.19	0.19	0.01
㉔	72	50	51	51	57	62	67	69	57	43
		1.33	0.75	0.38	0.38	0.67	0.30	0.19	0.02	–
㉕	80	60	66	67	71	74	74	72	69	51
		4.21	4.20	2.38	1.88	1.33	0.67	0.26	0.09	0.01
㉖	81	62	74	72	70	73	73	73	65	49
		5.31	1.06	4.23	1.68	1.19	0.59	0.30	0.06	0.01
㉗	78	56	65	65	70	72	73	68	70	54
		2.66	3.75	1.89	1.68	1.05	0.59	0.17	0.11	0.01
㉘	72	52	50	49	56	60	63	65	72	51
		1.68	0.67	0.30	0.34	0.27	0.19	0.12	0.13	0.01
㉙	82	66	73	69	70	75	78	73	51	39
		8.41	9.41	2.99	1.68	1.47	1.08	0.30	0.01	–
㉚	73	52	65	63	62	62	63	58	67	54
		1.68	3.75	1.50	0.67	0.33	0.19	0.05	0.07	0.01
㉛	78	55	60	63	68	72	73	66	70	60
		2.37	2.11	1.50	1.33	1.05	0.59	0.13	0.11	0.02
㉜	78	46	47	56	67	71	73	65	69	56
		0.84	0.47	0.67	1.19	0.94	0.59	0.12	0.09	0.01
㉝	78	60	61	65	68	71	71	68	68	51
		4.21	4.20	1.89	1.33	0.94	0.47	0.17	0.08	0.01
㉞	78	65	60	65	70	72	71	69	67	52
		7.49	2.11	1.89	1.68	1.05	0.47	0.19	0.07	0.01

図 4.3.15

4.3.2 船体部実船データ・解析

従来，実船における固体音（音響域振動）に関する計測データはほとんど得られていなかったが，SR 156 部会が発足されて以来何隻かの船舶について固体音の実船計測が実施されている。

ここでは，これらの固体音の実船計測データのうちで比較的詳しく計測されているデータについて居住区騒音予測の面からのデータ解析を試みた。

(1) データ解析対象船の概要

現在までに船舶の固体音について詳しく実測されているデータは次に示す2種類の船についてのデータのみである。ここでは，この2種類の船について計測されたデータを用いて解析することとし，次にこれらの船の概要を示す。

(a) A 船

(i) 船の仕様

(イ) 船種	ディーゼル・タンカ		
(ロ) トン数	151,900 DWT		
(ハ) 寸法	Lpp 280 × B 53.3 × D 20 × d 15.24		
(ニ) 型式	取巻型		
(ホ) 主機	三菱スルザー	10 RND 90	
	連続最大出力	29,000PS, 122 RPM	
	常用出力	26,100 PS, 118 RPM	
(ヘ) 発電機	ディーゼル発電機	850 kW	3台
(ト) 機関室通風機	給	1,000 m³/min × 30 mm Aq	2台
	排	1,100 m³/min × 30 mm Aq	2台
(チ) 空気圧縮機		400 m³/h × 25 atg	

(ii) 計測時の本船の状態

(イ) 単体機器運転時

保留状態（陸電）

(ロ) 海上運転時

① 主機出力　常用出力

② 主機回転数　122 RPM

③ 進行方向　前進

④ 載荷　バラスト状態

(b) B 船

(i) 船の仕様

(イ) 船種	ディーゼル・タンカ		
(ロ) トン数	89,000 DWT		
(ハ) 寸法	Lpp 230 × B 40 × D 18.8 × d14.15		
(ニ) 型式	分離型		
(ホ) 主機	住友スルザー	7RND 90	
	連続最大出力	20,300PS	122RPM
	常用出力	18,270PS	118RPM
(ヘ) 発電機	ディーゼル発電機	880 kW	2台

(ト) 機関室通風機　　1,000 ㎥/min × 30mmAq　　4 台

(チ) 空気圧縮機　　310 ㎥/h × 25atg

(ii) 計測時の本船の状態

(イ) 単体機器運転時

係留状態（陸電）

(ロ) 海上運転時

① 出　　力　　22,000 PS

② 主機回転数　　127RPM

③ 進行方向　　前　進

④ 載　　荷　　満載状態

なお，これらの主要音源機器の配置図概要を図 4. 3. 101 に示すが詳細についてはＳＲ156 部会，昭和50年度報告[1]（研究資料No. 252）を参照されたい。

(2) データ解析方法

固体音の実船計測データを解析する場合，種々の観点における解析方法があるが，ここでは一応，船体部居住区騒音予測，特に固体伝搬音の予測の面からこれらのデータを解析することにした。

そこで，まず騒音予測法を示し，次にその予測方法における諸係数を求める形でデータを解析した。

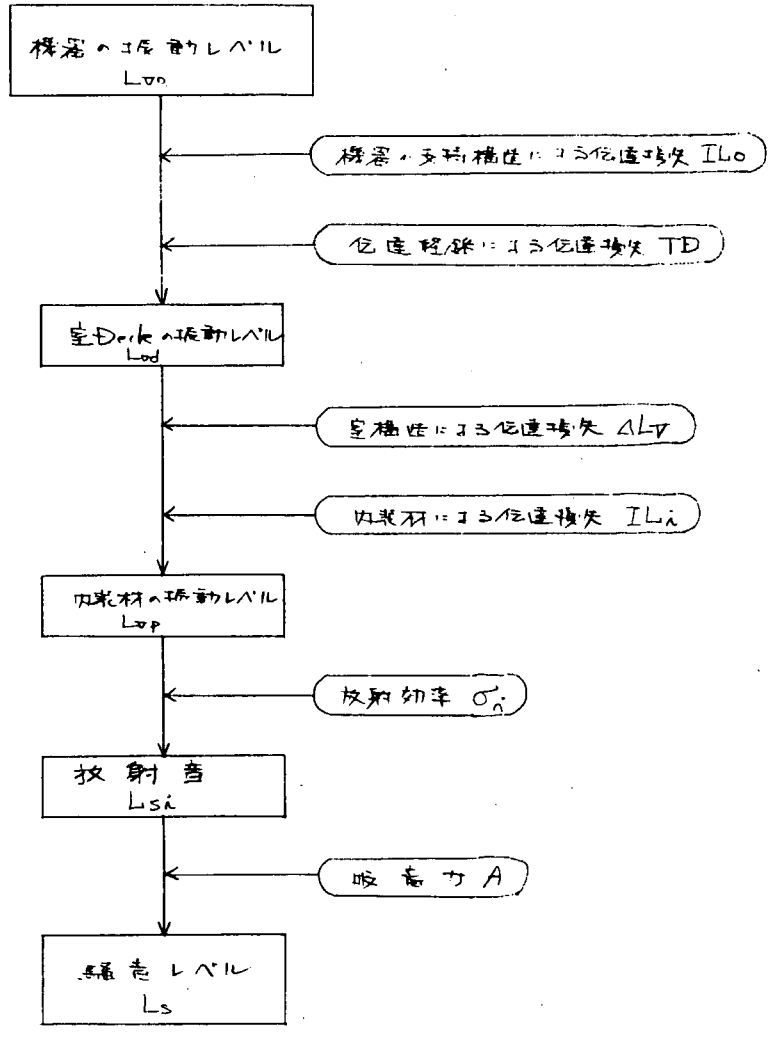


図 4. 3. 102　船体部固体音予測の計算過程

船内の固体伝搬音の予測法としては，今までにＪ．Ｈ．Janssenが建築音響学をベースにして実船計測結果を用いて作成した，いわゆるJanssenの方法[2]，Ｒ．Ｈ．Lyon，G．Maidanikらによってその概念が示され，Ｒ．Ｊ．Sawley[3]が小型船ではあるが，実船に適用したＳＥＡ法，また詳細は不明であるが三井造船㈱千葉造船所[4]においてAIMS*の技術指導のもとに実施した方法などがある。

(a) Janssen法の改良のために実船データ解析で考慮した点

ここでは，基本的にはＪ．Ｈ．Janssenの考え方を採用したが，前述した実船計測結果をもとに，更に次の点を考慮し作成した。

(i) 伝達経路による伝達損失は周波数によって異なることがある。

(ii) 更に，伝達経路による伝達損失は機関室，上部構造（上甲板上の居住区）とでは異なるため，これらを分けて考える。

(iii) 振動伝達経路における振動レベルは全て室Corner部で把握し，騒音を推進する段階で室Corner部から室Panel部の振動を推定し，内装材のInsertion Lossを考え内装表面の振動，そして居室の騒音を推定する。

(iv) 騒音対策の一つとして機器およびの居室の設置の検討をする必要があるため，3次元座標系を設け，機器

※）AIMS：Analytical Institute for Maritime Serviceの略称

の位置および室の位置を全て座標で入力できるようにする。

上記の考えに基づいた固体音予測の計算過程を図 4.3.102 に示す。

(b) Janssen法による居室固体伝搬音の推定式

(i) 居室近傍の甲板（室隅部の鋼板部）の振動速度レベル Lvd

ある振動源から伝達された目標居室近傍の甲板（室隅部の鋼板部）の振動速度レベルを次式で求める。

$$Lvd = Lvo - ILo - TD \quad \cdots\cdots (4.3.1)$$

ここに，Lvd：居室があるDeckの振動速度レベル

Lvo：機器の振動レベル

ILo：機器の支持構造による伝達損失

TD：伝達経路による伝達損失

(ii) 伝達経路による伝達損失TD

$$TD = C_1 m + (C_{21} n_1 + C_{22} + C_{23} n_2) + C_3 + \alpha \quad \cdots\cdots (4.3.2)$$

ここに，C_1：Wed Frame当りの伝達損失

m：振動源と居室の間のWeb Frame数

C_{21}：機関室におけるDeck当りの伝達損失

n_1：振動源とUpper Deck（上甲板）の間のDeck数

C_{22}：Upper Deckの伝達損失

C_{23}：上部構造（上甲板上）におけるDeck当りの伝達損失

n_2：Upper Deckと居室の間のDeck数

C_3：左右舷方向の伝達損失

α：居住区型式（取巻型，分離型）による補正係数

(iii) 居室内装材表面の振動速度レベル

（4.3.1）式の Lvd から鋼板壁のパネル部を介し，居室内装材表面の振動速度レベルを求める。

$$Lvpi = Lvd - \triangle Lv - ILi \quad (i = 1 \sim 6) \quad \cdots\cdots (4.3.3)$$

ここに，Lvpi：i番目の壁の内装材表面の振動速度レベル

△Lv：室構造の伝達損失

ILi：各種内装材の挿入損失

(iv) 固体伝搬による居室騒音レベル

居室を囲む6面の壁から放射される固体音を求め，それぞれのエネルギー和による居室騒音 Ls を求める。

$$Lsi = Lvpi + 10 \log \sigma i + 10 \log Si \quad (i = 1 \sim 6) \quad \cdots\cdots (4.3.4)$$

$$= 10 \log \left(\sum_{i=1}^{6} 10^{\frac{Lsi}{10}} \right) + 10 \log 4/A \quad \cdots\cdots (4.3.5)$$

ここに，Lsi：i番目の壁から放射される固体音

σ_i：i番目の壁の放射効率

S_i：i番目の壁の表面積

A：室内の吸音力

$$A = \sum_{i=1}^{6} \alpha_i S_i$$

α_i：i番目の壁の吸音率

なお，機器および居室の位置は次に示す座標系に基づいて設定するものとする。

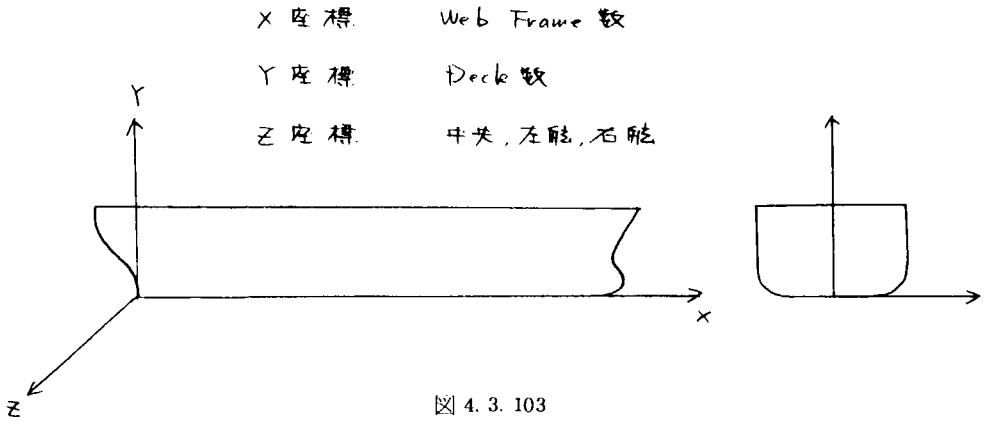


図 4. 3. 103

(3) データ解析結果とその検討

(a) データ解析結果

(i) 伝達経路による伝達損失

伝達経路による損失は（ 4. 3. 2 ）式に示すように 5 個の伝達損失と 1 個の補正係数から構成されている。これは S R 156 部会，昭和50年度報告書（研究資料No. 252 ）によると X 方向（前後方向）と Z 方向（左右舷方向）の伝達損失はおおまかには各々 1 つの損失係数で表わすことができるが，Y 方向（上下方向）については上甲板から下の Deck，上甲板，上甲板から上の Deck の各々の部分において Deck 当りの伝達損失が異なる結果を示していることによるものである。

このような考えに基づいて(1)に示した A 船，B 船の計測データを用いてこれらの伝達損失を求めると表 4. 3. 1 および表 4. 3. 2 のようになる。実際にこれらの伝達損失を求めるにあたっては，まず各々の船において

表 4. 3. 1　A 船（取巻型）の伝達経路による伝達損失

（dB）

区分 ＼ fc	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
1. 上甲板上の Deck 当りの伝達損失，C_{23}	1.2	1.7	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1
2. 上甲板下の Deck 当りの伝達損失，C_{21}	0.0	0.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
3. 上甲板における伝達損失，C_{22}	4.2	4.2	4.2	6.7	11.0	11.0	11.0	11.0
4. 上甲板上の Web Frame 当りの伝達損失	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
5. 上甲板下の Web Frame 当りの伝達損失	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5

表 4. 3. 2　B 船（分離型）の伝達経路による伝達損失

（dB）

区分 ＼ fc	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
1. 上甲板上の Deck 当りの伝達損失，C_{23}	1.3	2.0	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
2. 上甲板下の Deck 当りの伝達損失，C_{21}	0.0	0.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
3. 上甲板における伝達損失，C_{22}	4.2	4.2	4.2	6.7	11.0	11.0	11.0	11.0
4. 上甲板上の Web Frame 当りの伝達損失	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
5. 上甲板下の Web Frame 当りの伝達損失	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5

ディーゼル発電機，空気圧縮機，イナートガス・ファン等の単体機器運転を実施しているので，これらの単体機器運転時の固体音計測データについて回帰分析を行って伝達損失を求めた。その後，これらの伝達損失

を用いて海上運転時の固体音の計算を実施し，計算結果と実測結果を比較することにより，修正を行ったものである。

また，（4.3.2）式の補正係数αは居住区の取巻型と分離型の相違として現れた係数であり，上部構造断面積，エンジンオープニングの有無等の影響によるものである。今回使用したデータでは取巻型の場合$\alpha=0$，分離型の場合$\alpha=5$（dB）となっている。

(ii) 内装材による挿入損失

船体部居室の固体音を予測する場合問題になるのは，前述した振動の伝達経路による伝達損失の他に，居室鋼板から居室内装材までの伝達損失である。

上記のA船において，居住区の各Deckの代表的な室について壁，天井，床の各内装材表面の振動を計測すると同時に各室近傍のBare SteelのDeck Plateの振動を計測している。これらの実測結果を示すと図4.3.104のようになる。これらの図から判るように各種の内装材IL（Insertion Loss）は低周波数域（約1KHz以下）では負（増幅を意味する）に，高周波数域（2KHz以上）では正（減衰を意味する）となり各室とも同様な傾向を示し，また各中心周波数におけるILの値もほぼ等しくなっていることが判る。

これらの結果からBare SteelのPanel部から内装材までの間の平均的伝達損失，すなわち内装材による平均的なILを求めると表4.3.3のかうになる。同表には参考までにJ. H. Janssenが示しているILをも併記したが，双方の値にはかなりの差が生じている。

表4.3.3　各種内装材による挿入損失

（dB）

代表構造 ＼ fc	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1. A船の壁	−2	−1	4	8	9	16	19	31
2. 浮き床（Janssenによる）	3	5	12	15	18	—	—	—
3. A船の床	6	6	6	6	6	10	19	28
4. チップウッド天井（Janssenによる）	0	2	7	9	13	—	—	—
5. A船の天井	−9	−7	−1	4	12	21	29	35

(b) データ解析結果の検討

前述した船体部固体音予測法およびその予測法に基づくデータ解析結果を用いて先のA船およびB船について計算した結果とその実測値とを比較してみた。

(i) A　船

A船の航走時における実船計測では先に記したように，居住区の各Deckから1室を選び出し，振動および騒音を計測しているので，まずこの時の計測結果について比較してみた。航走時にはイナートガス・ファン，空気圧縮機等を除いてはほとんどの機器が稼動していたが，計算には振動源として，最も影響が大きいと思われるプロペラ，主機，ディーゼル発電機，機関室通風機（4台）の計4種類の機器を考慮し，またこれらの発生振動スペクトラムとしては実測値を用いた。ここで主機は幾つものWeb Frameに亘って設置されているため，主機がまたがっている各Web Frameにおいて主機の振動源が存在しているものとして計算した。

以上のように考え計算した各室の振動レベルの計算値と実測値の比較を図4.3.105に示す。同図はBare SteelのCorner部とPanel部の振動レベルの双方について比較している。これらの図が示すように計算値と実測値はOA値もさることながら，各オクターブ中心周波数においても良く一致していることが判る。

次に，各室の騒音レベルの計算値と実測値の比較を図4.3.106に示す。この場合，内装材の放射効率および室内の吸音力についてはJ. H. Janssenが示している値を用いた。騒音レベルについては図4.3.106が示すよ

うに1000Hz以下の比較的低い周波数域では振動レベルと同様に計算値と実測値は良く一致しているが，2000Hz以上の高周波数域において計算値は実測値よりかなり低い目の値になっている。

以上航走時のデータについて比較したが，次に単体機器運転時のデータについて比較してみた。図4.3.107(a)はディーゼル発電機運転時のBOSUN（上甲板第1層目）の室の振動レベルについて計算値と実測値を比較した結果である。

また，図4.3.107(b)は居住区に振動源がある例として，機関室通風機（4台）の単体運転時における同じくBOSUN（上甲板上1層目）の室の振動レベルについて比較した結果である。これらの結果からも判るように単体機器運転時についても凡そ一致していることが判る。

(ii) B 船

B船についてもA船と同様，航走時に居住区の代表的な室について振動および騒音を計測しているので，これらの室について計算結果と実測結果を比較してみた。計算は前述した伝達経路による伝達損失の相違を除けば全く同じ考え方に基づいて行った。このようにして計算した各室の振動レベルの計算値と実測値の比較を図4.3.108に示す。B船においてはBare Steelの Panel部の振動のみを計測しており，このPanel部の振動について比較すれば各室ともほぼ一致していることが判る。

次に，これらの室の騒音レベルについて比較すると図4.3.109のようになる。騒音レベルはA船の場合と同様に1000Hz以下の周波数域において計算値と実測値は良く一致しているが，2000Hz以上の高周波数域では，かなり相違した結果になっている。この高周波数域における計算値と実測値の相違の原因として

① 空気音を考慮していないため

② 壁からの放射音の他に室内に騒音源が存在する

③ 内装材の高周波数域における挿入損失の相違

④ 内装材の高周波数域における放射効率の相違

等が考えられるが，不一致量がかなり大きいことを考えると上記原因の②に相当する空調吹出口から発する騒音が影響を与えているものと思われる。この点については今後検討する必要がある。

(c) 各機器の居住区騒音への寄与度

各種の騒音対策に比較して，船内騒音の対策を難しいものにしているのは，船舶が鋼板構造である上に複雑であり，騒音源および振動源である多数の機器が入り込んで設置されているため，騒音の伝搬経路が固体伝搬音および空気伝搬音を含め，網の目のように張りめぐられていることによる。従って，騒音対策を実施する場合，船内居住区騒音に最も悪影響をおよぼしている機器を見出すことが最も重要であり，騒音対策の先決問題である。

そこで，先に記述した船体部固体音予測法を用いて，各機器の居住区騒音へ与える影響度を調べてみた。調査の対象機器としては，先に記した航走時の固体音予測に用いたプロペラ，主機，ディーゼル発電機，機関室通風機（4台）の4種類の機器を選び，A船およびB船のそれぞれについて検討した。

A船についての計算結果を図4.3.110，図4.3.111に，またB船については図4.3.112，図4.3.113に示す。A船においては図4.3.110および図4.3.111から判るように，ここで対象にした各室とも機関室通風機の影響が最も大きく，特に甲板上1層目から上のDeckの固体音はほとんど機関室通風機によるものであることを示している。また，プロペラ，主機，ディーゼル発電機の各機器の影響は各室において同程度であるが，上甲板上2層目以下のDeckにおける4000Hz以上の高周波数域の固体音はプロペラの影響によるものであること等が判る。

一方，B船においては，ディーゼル発電機の影響が最も大きく，次いで機関室通風機が大きく，プロペラおよび主機の影響は，比較的小さいことを示している。

このように，各機器の居住区騒音へ与える影響度は，個々の船の形式および機器の配置によって異なり，一概に決められないのが現状である。

(4) まとめ

実船計測データが多い場合，ある程度統計的なデータ解析が可能であるが，今回利用できた計測データは取巻型1隻，分離型1隻，計2隻の限られた数のデータであった。そこで，はじめにJanssen手法による固体音予測法という大きな仮定をおいて，それに実船計測データをあてはめ，予測法における諸係数を求める形で計測データを解析した。もともとデータの数が少ないので，ここで述べたことが全て普遍的な結果であるとは限らないが，これまでに得られた結果をまとめると次のようになる。

(a) 実船データ解析とJanssen法の改良について

(i) 船の大きさ，船種，形式等をある程度限定すれば，Janssen手法を修正することにより，比較的簡単に船内居住区騒音の予測が可能である。

(ii) 伝達経路による伝達損失はJanssen手法では周波数に関係なく同じ値を与えているが，今回のデータ解析結果によると，1000Hz以上の周波数によって異なる結果になっている。

(iii) またDeck当りの伝達損失およびWeb Frame当りの伝達損失は上甲板上，上甲板下また上甲板において異っており，これらの伝達損失は別々に与える必要がある。

(iv) Deck当りの伝達損失について取巻型と分離型について比較すると分離型の方がDeck当りの伝達損失等が大きく，居住区の騒音低減に対しては分離型の方が有利である。

(v) 船内居住区の騒音へ寄与する音源機器は各々の船の機器の配置によってかなり異なる。ここでデータ解析の対象にしたA船の居住区では機関室通風機の寄与が支配的であり，B船ではディーゼル発電機が支配的であった。

(vi) これらのことから，船内機器の配置には居住区騒音低減のための最適な配置が存在するものと思われる。これまでの結果より，単に船内居住区の騒音低減の見地から考えると，居住区内の機関通風機，居住区直下のディーゼル発電機等の大型音源機器の配置は避けるべきである。

(vii) Janssen手法による船内騒音予測法において重要な係数は伝達経路による伝達損失である。これは船の規模，船種，形式等によって異なるものであるが，この伝達損失係数を実船計測データあるいはＳＥＡ法等によって与えるような方法を，ここに示した手法に付加することにより，実用的な船内騒音予測法を確立することが可能となろう。

(b) 実船データ解析における問題点と今後の課題

(i) 実船計測は，これまでに何隻かの船について行われているが，全体的に計測点数が少ない上にバラツキが大きくデータ解析する場合，困惑するデータが多い。

(ii) 今回，船体部実船データの解析に利用できたデータは2隻の船に対するデータのみであった。今後，船内騒音予測法として，Janssen手法あるいはＳＥＡ法のいずれの手法を用いるにしても総合的な予測法を確立していくためには，統一された計測方法による入念に計測された固体音の実船計測データの集収が必要である。

(iii) また，ここで試みに示した居住区騒音予測計算では空気音を考慮していないが，今後，空調吹出口等の船室内音源の影響等を含め，空気音をも考慮した騒音予測法を作成する必要がある。

(iv) Janssen手法による船内騒音予測法は簡便ではあるが，船の大きさ，船種，形式等が変った場合の予測精度の保証がない。また対策をした時の効果予測ができない等の問題がある。一方，ＳＥＡ法においてはJanssen手法によるこれらの欠点はカバーできるが，予測計算する場合のモデル化等に問題がある。例えば，船の上部構造のみを全て，板要素のみでモデル化しても400要素程度になり，インプットデータの作成にかなりの労力が必要である。今後，これら両者の手法の長所をとり入れた実用的な船内騒音予測法を確立していくための研究が必要である。

参　考　文　献

1) 船内騒音に関する調査研究報告書，日本造船研究協会，研究資料No. 252，昭和51年3月

2) J. H. Janssen, J. Buiten : On Acoustical Designing in Naval Architecture, INTER－NOISE' 73, 1973, Aug.

3) R. J. Sawley : The Evaluation of Shipboad Noise and Vibration Problem using Statistical Energy Analysis, Cont. to Stochastic Processes in Dynamic Problems, A. S. M. E., 1969

4) P. A. Berg, BROSTRÖM MITSUI TT995/996 Noise on Recration Deck and Navigation Decks, AIMS AKTLEBOLAG, 3302, 1974/3

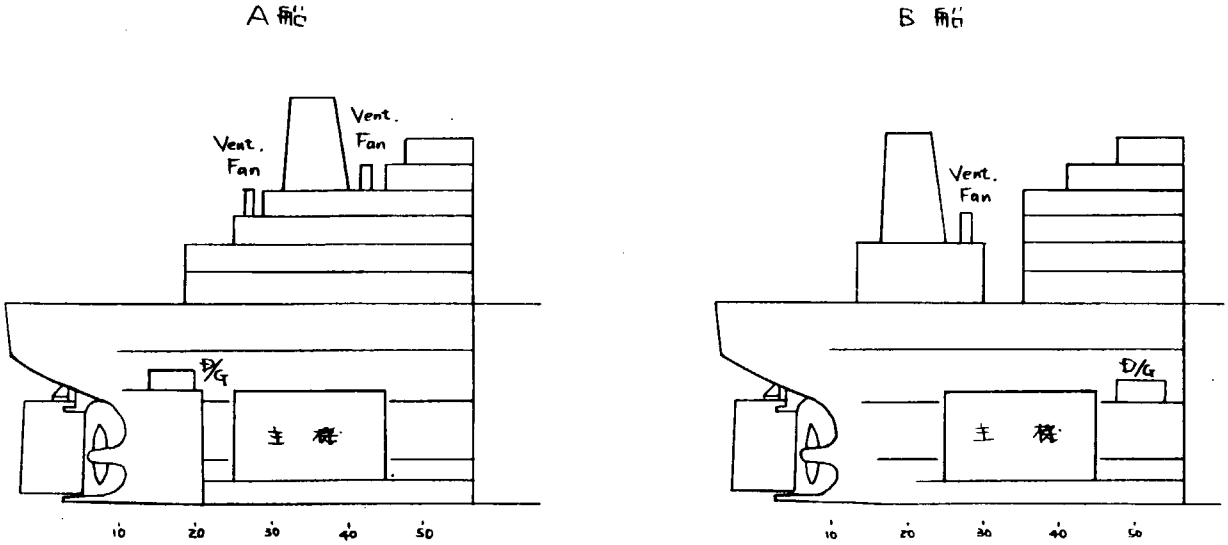


図 4. 3. 101　機器配置図概略図

4. 4　固体音の低減手法

4. 4. 1　船体部固体音低減の予備検討

(1)　概　要

(a)　経　緯

本研究部会の総合対策分科会に於いて，122,000 DWt オイル・タンカーを供試船とする実船実験が計画され，その中で特に船体部固体伝播音の低減対策に対し，当初，次の3項目の対策が提案された。

① 居住区全体の浮構造化

② 居住区内の一室のみの浮構造化

③ 機関制御室の浮構造化

しかし，諸般の事情より，③機関制御室を浮構造とする案のみ採用となった。よって，本報告書では，機関制御室浮構造の実船適用検討について報告する。機関室の浮構造による固体音低減を検討する前に振動・強度の面から浮構造が成立するか，どうかの検討が必要となった。

なお，実船実験対象船が中途で変更（三菱・神戸ライパー船）となったためこの浮構造の検討も中途で中止となった。

(b)　目　的

総合対策分科会（SC 4）WG 3 の要請により，機関制御室の防振支持対策において，市販の国産防振ゴムを用いた場合，機関制御室の固有振動数および船体振動起振力との共振回避の可能性を検討する。

(2)　対象船要目と機関制御室浮構造の詳細

(a)　対象船の要目

表 4. 4. 1 に対象船の概略要目を，表 4. 4. 2 に船体振動に対する主機による主要な起振の成分を示す。

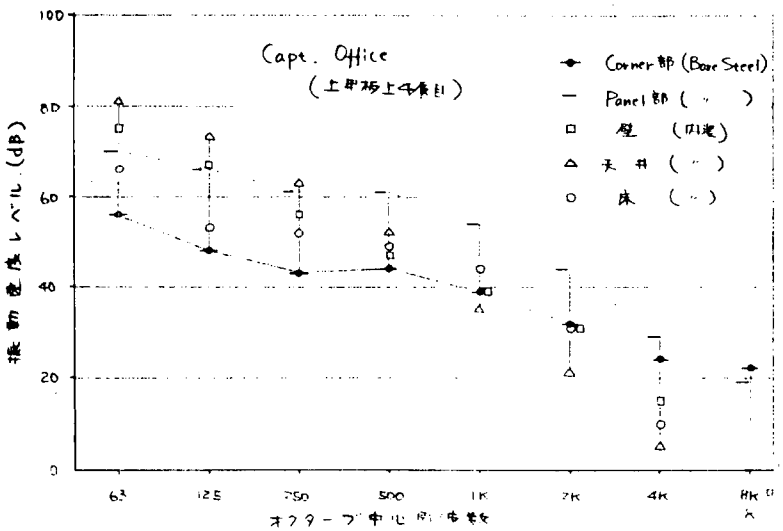


図 4. 3. 104(a)　Bare Steel と内装材の振動レベル　（A船）

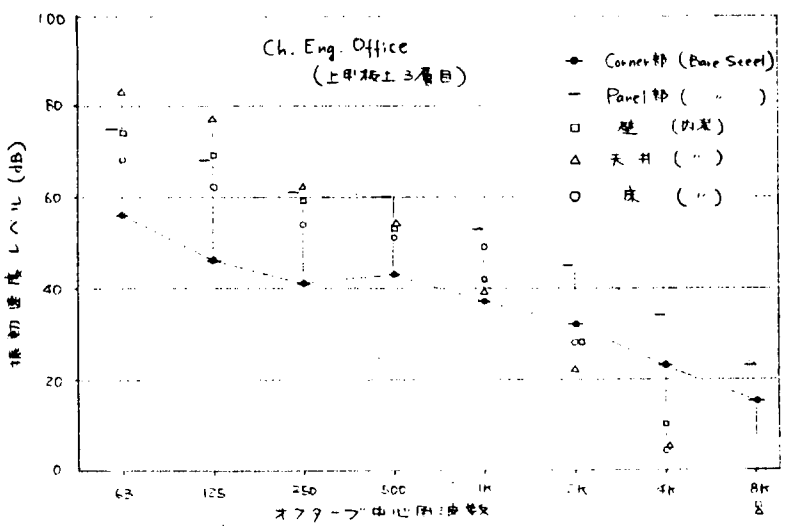


図 4. 3. 104(b)　Bare Steel と内装材の振動レベル　（A船）

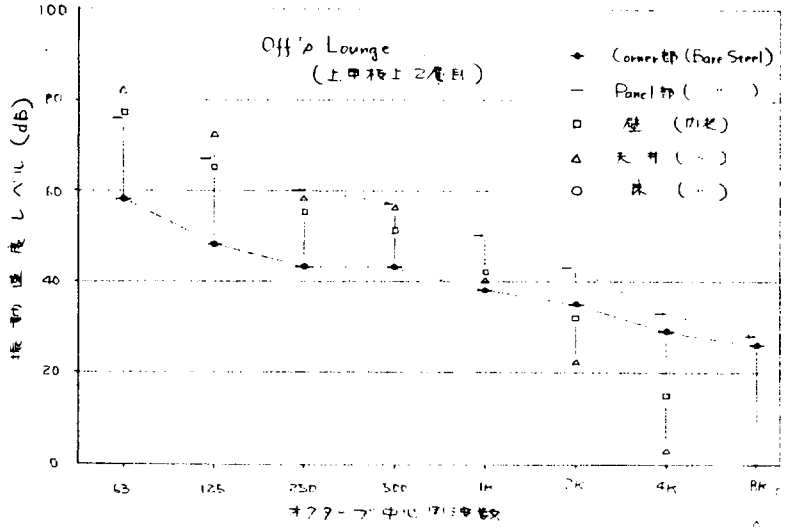


図 4. 3. 104(c)　Bare Steel と内装材の振動レベル　（A船）

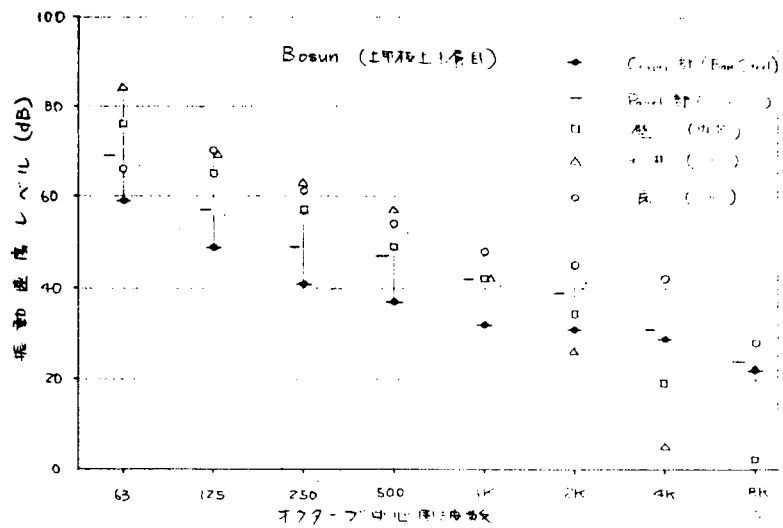


図 4. 3. 104(d)　Bare Steel と内装材の振動レベル　（A船）

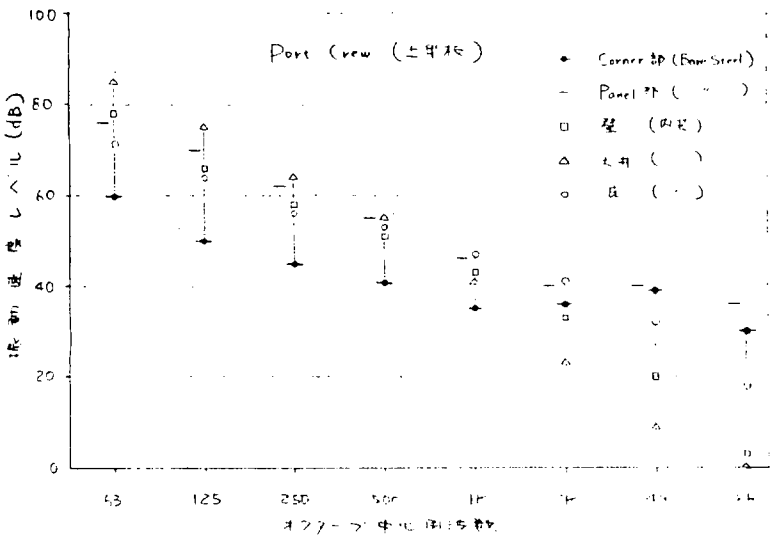


図 4. 3. 104(e)　Bare Steel と内装材の振動レベル　（A船）

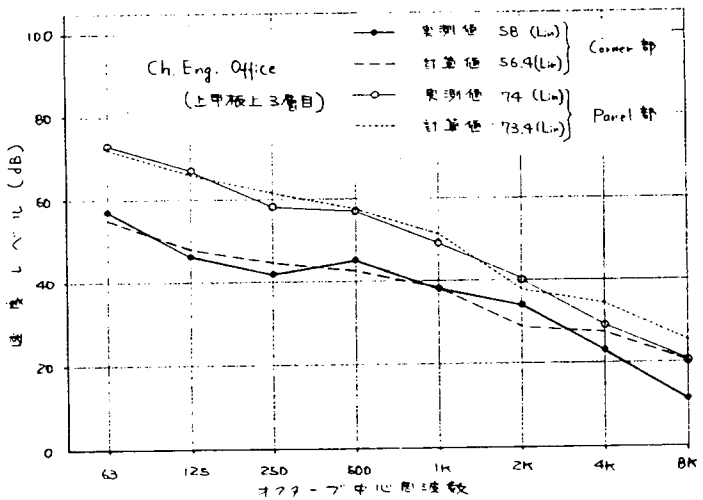


図 4. 3. 105(b)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（A船）

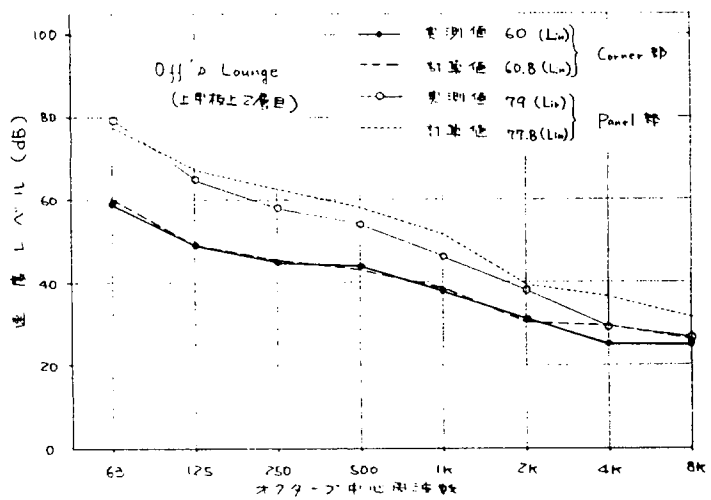


図 4. 3. 105(a)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（A船）

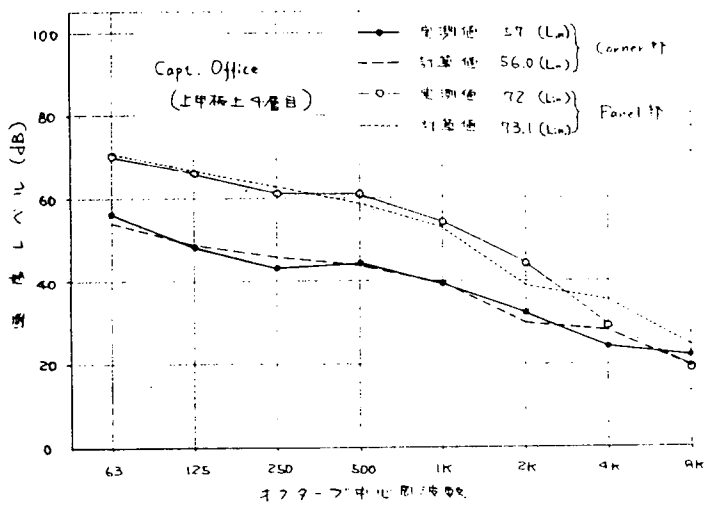


図 4. 3. 105(c)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（A船）

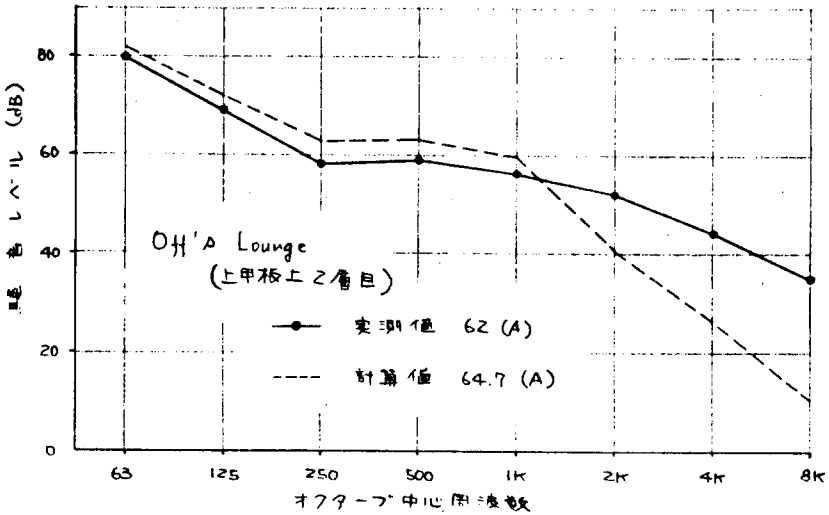


図 4. 3. 106(a) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （A船）

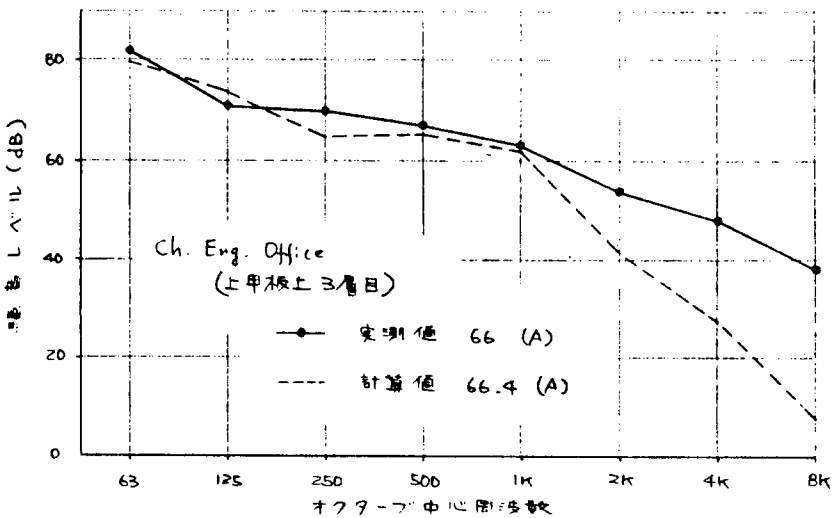


図 4. 3. 106(b) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （A船）

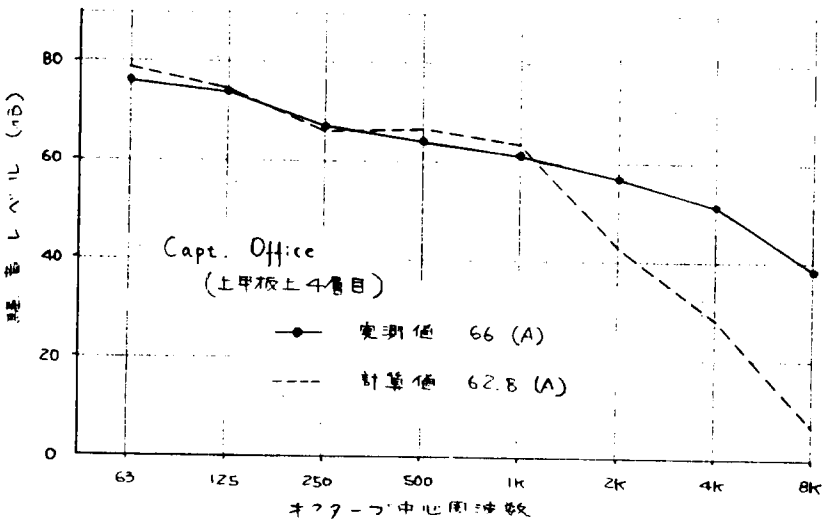


図 4. 3. 106(c) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （A船）

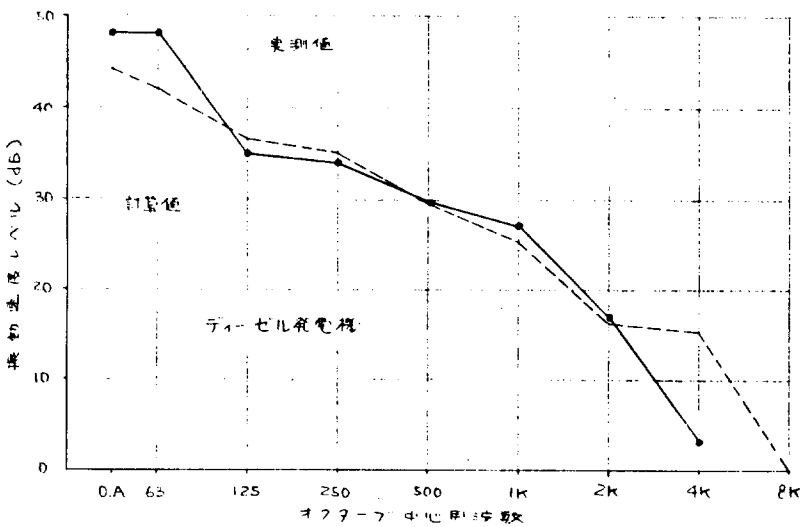


図 4. 3. 107(a) 単体機器運転時の実測値と計算値の比較 （A船）
（BOSUNにおける裸鋼板部の振動）

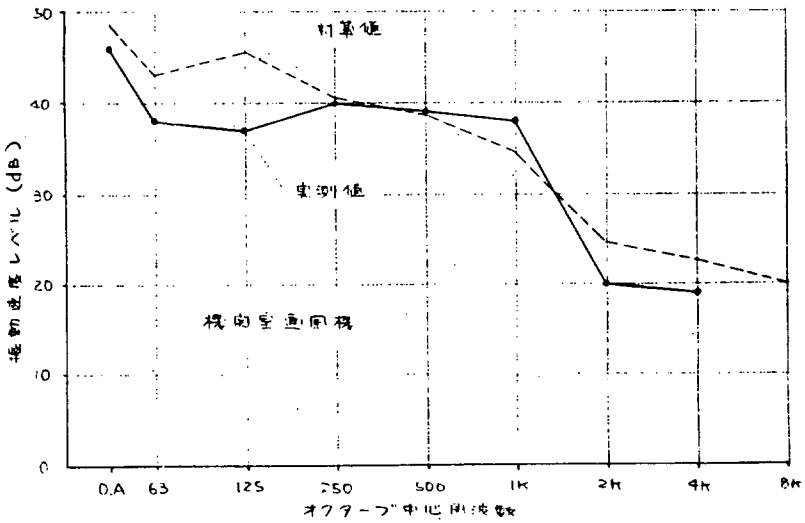


図 4. 3. 107(b)　単体機器運転時の実測値と計算値の比較　（ A船 ）
（BOSUNにおける裸鋼板部の振動）

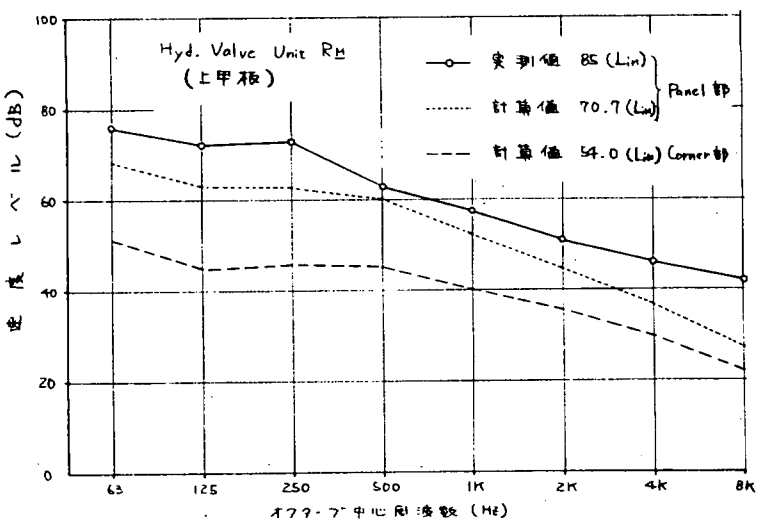


図 4. 3. 108(a)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（ B船 ）

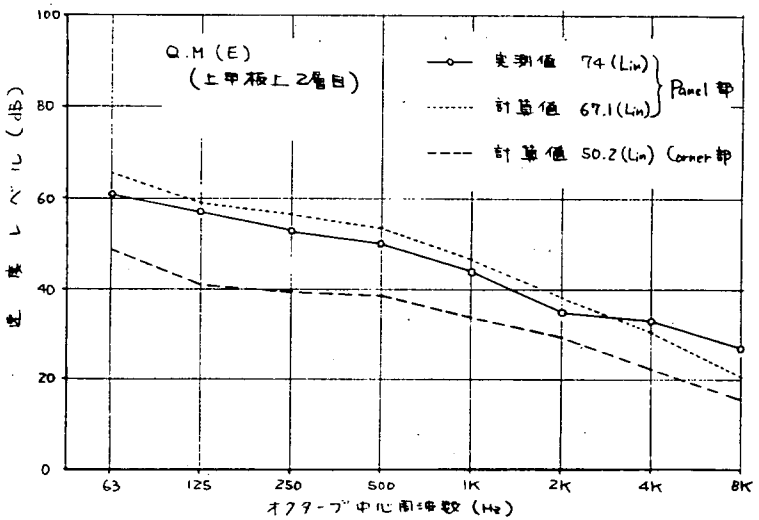


図 4. 3. 108(b)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（ B船 ）

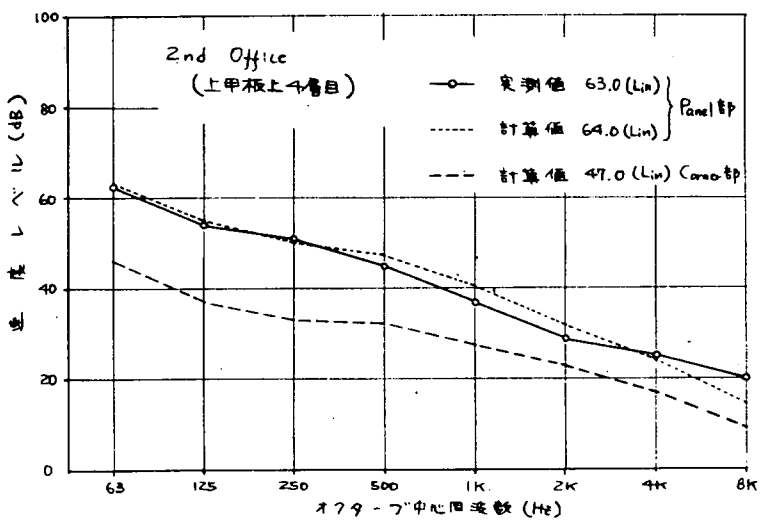


図 4. 3. 108(c)　振動レベルの実測値と計算値の比較　（ B船 ）

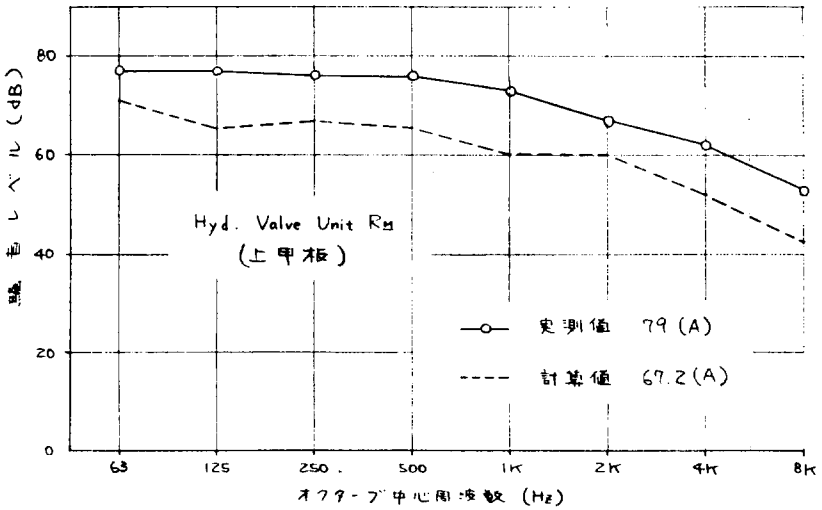


図 4. 3. 109(a) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （B船）

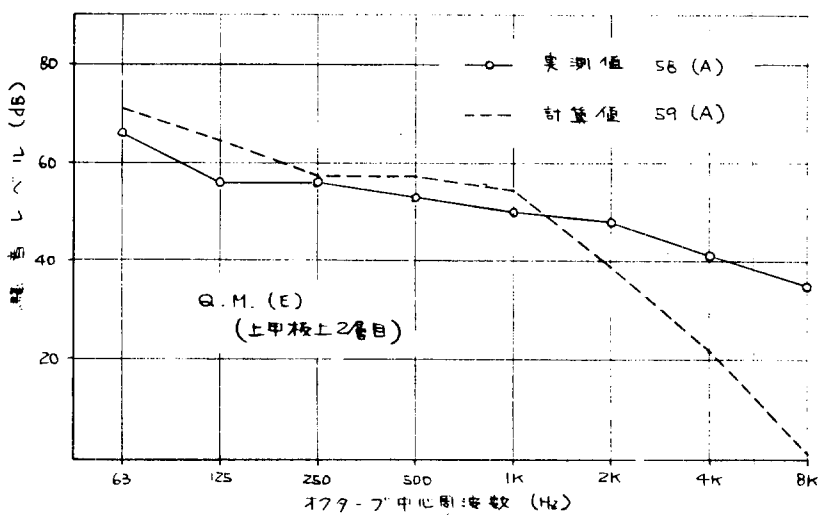


図 4. 3. 109(b) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （B船）

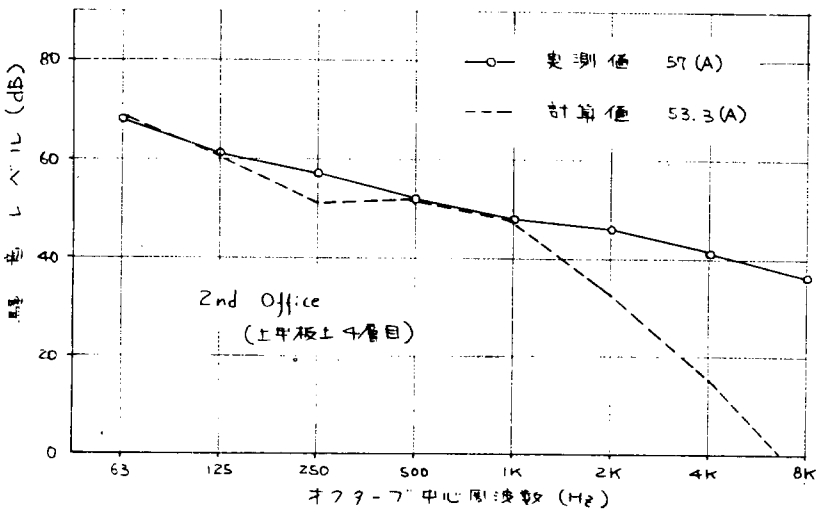


図 4. 3. 109(c) 騒音レベルの実測値と計算値の比較 （B船）

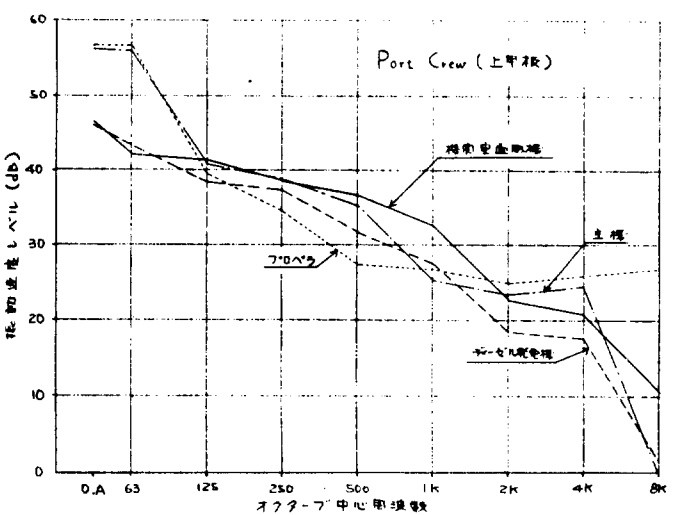


図 4. 3. 110(a) 居室甲板の振動に対する各機器の寄与度 （A船）

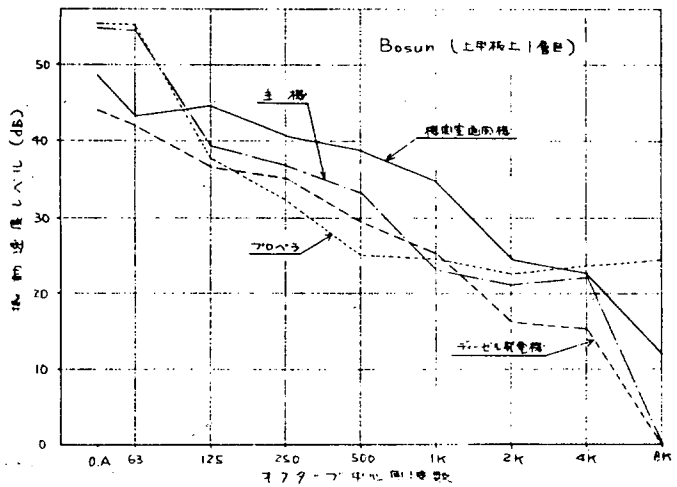


図 4. 3. 110(b)　居室甲板の振動に対する各機器の寄与度　（A船）

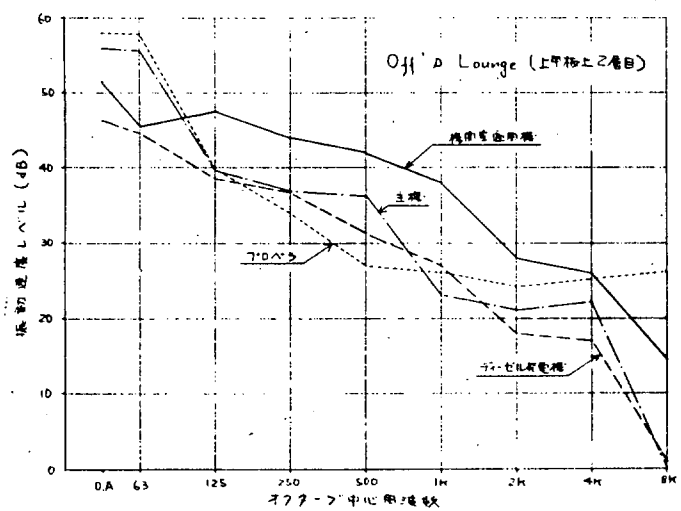


図 4. 3. 110(c)　居室甲板の振動に対する各機器の寄与度　（A船）

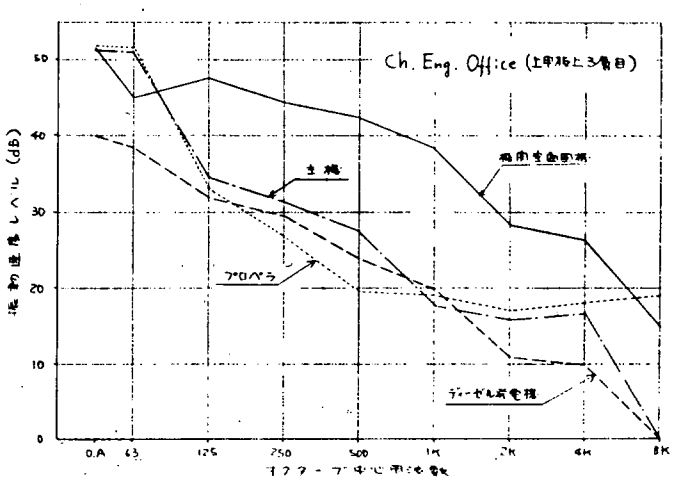


図 4. 3. 110(d)　居室甲板の振動に対する各機器の寄与度　（A船）

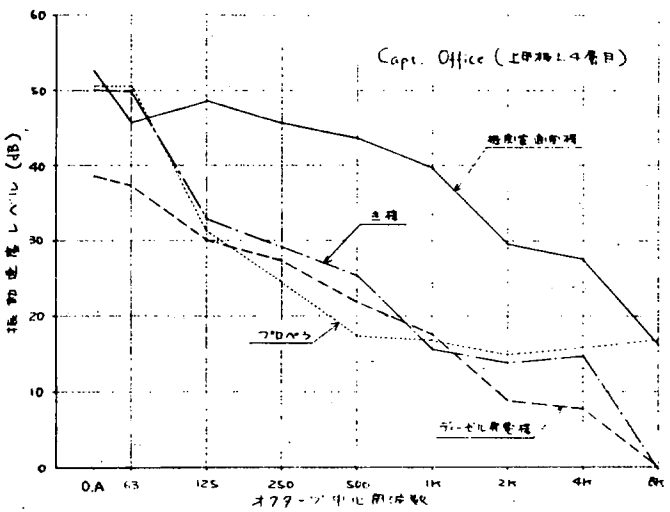


図 4. 3. 110(e)　居室甲板の振動に対する各機器の寄与度　（A船）

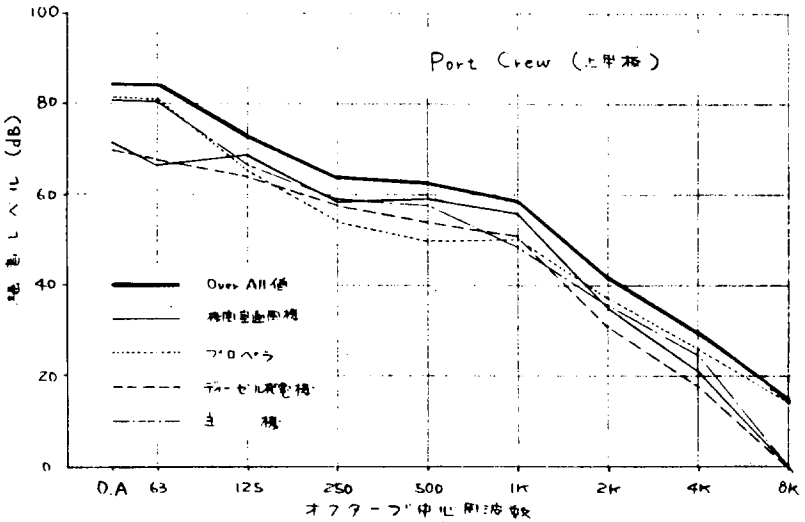


図 4. 3. 111(a)　居室騒音に対する各機器の寄与度　（A 船）

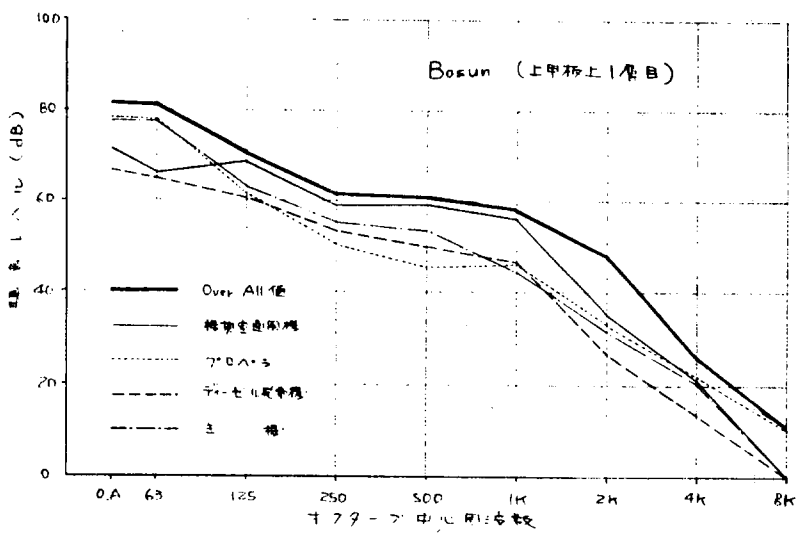


図 4. 3. 111(b)　居室騒音に対する各機器の寄与度　（A 船）

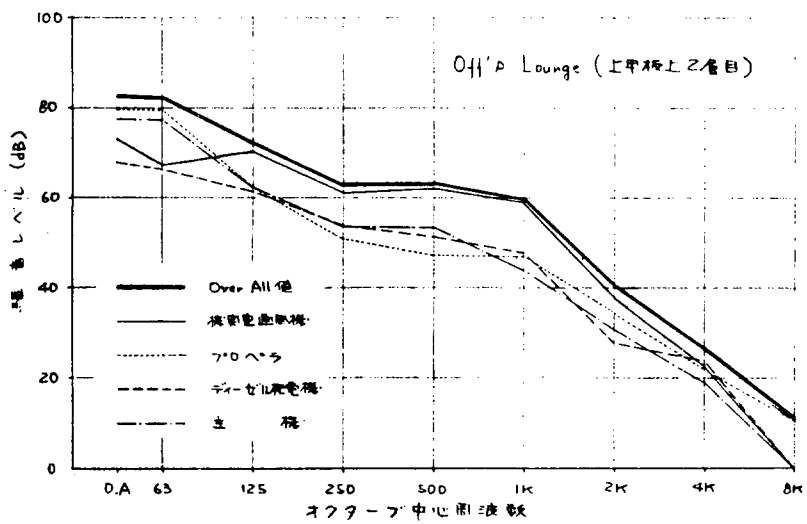


図 4. 3. 111(c)　居室騒音に対する各機器の寄与度　（A 船）

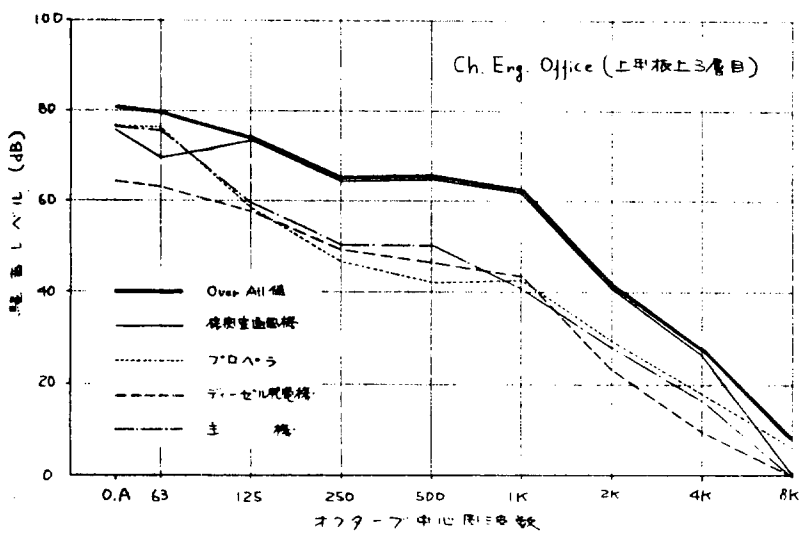


図 4. 3. 111(d)　居室騒音に対する各機器の寄与度　（A 船）

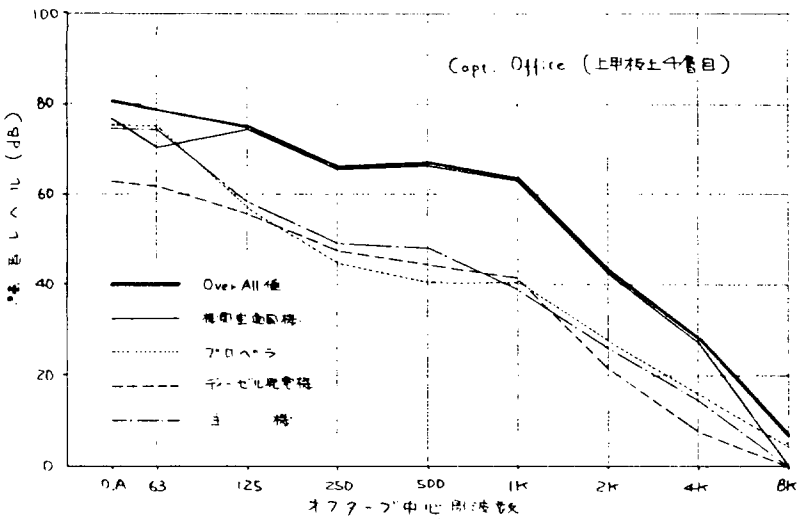


図 4. 3. 111(e) 居室騒音に対する各機器の寄与度 （A船）

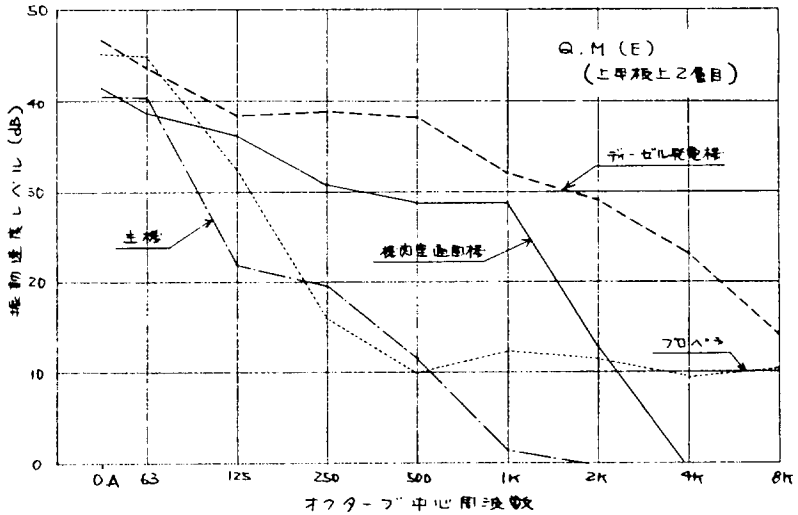


図 4. 3. 112(b) 居室甲板の振動に対する各機器の寄与度 （B船）

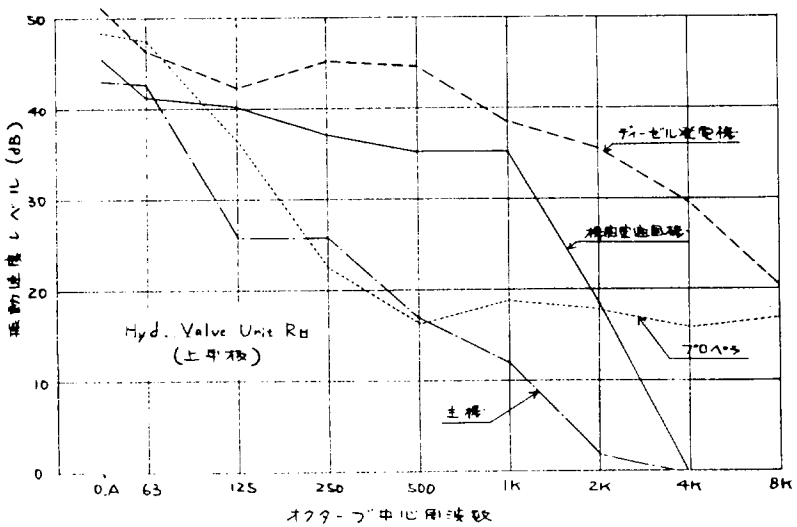


図 4. 3. 112(a) 居室甲板の振動に対する各機器の寄与度 （B船）

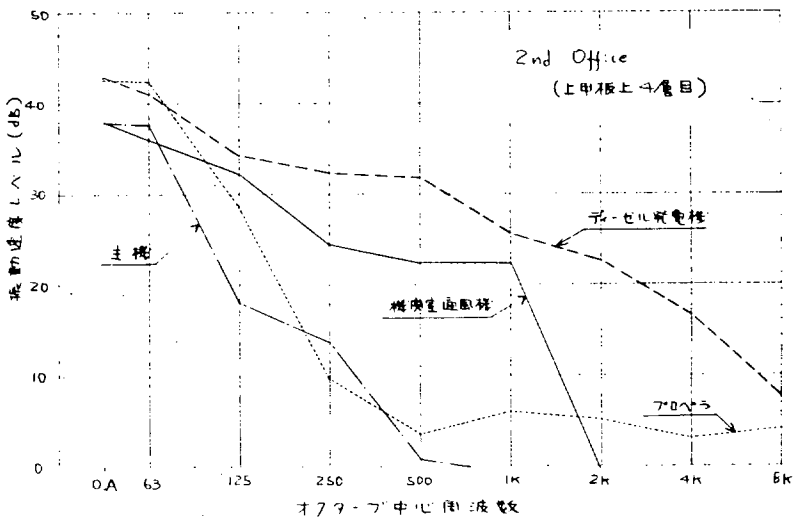


図 4. 3. 112(c) 居室甲板の振動に対する各機器の寄与度 （B船）

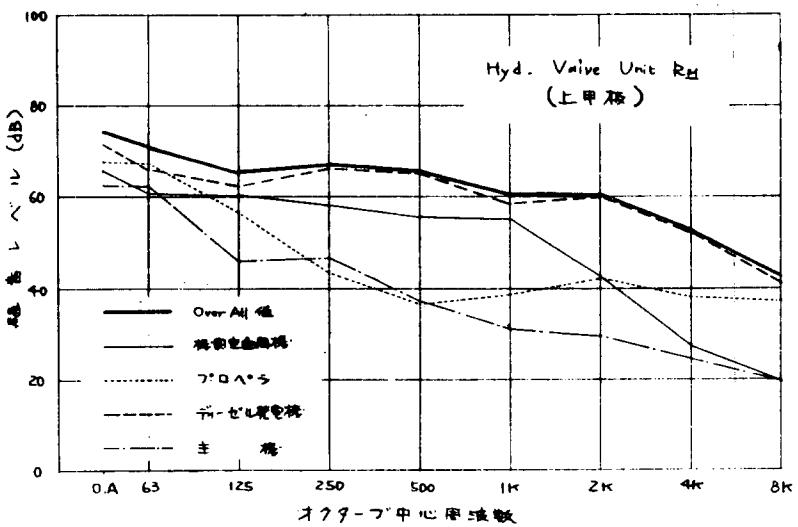


図 4. 3. 113(a)　居室騒音に対する各機器の寄与度

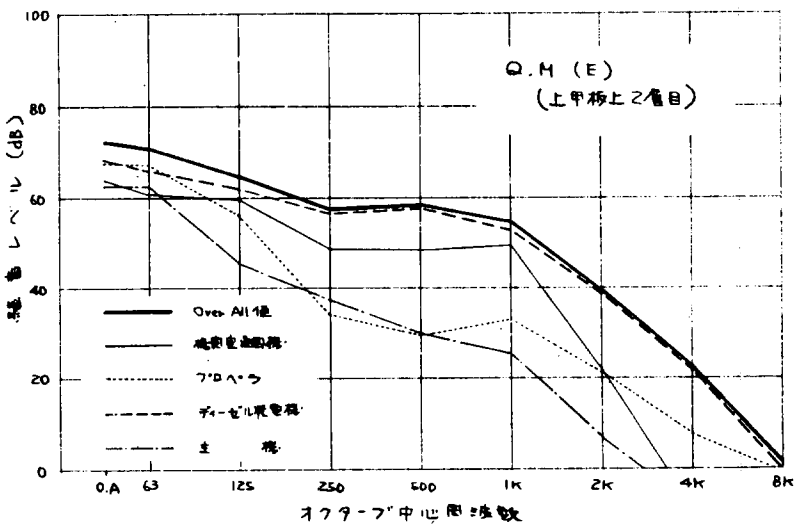


図 4. 3. 113(b)　居室騒音に対する各機器の寄与度

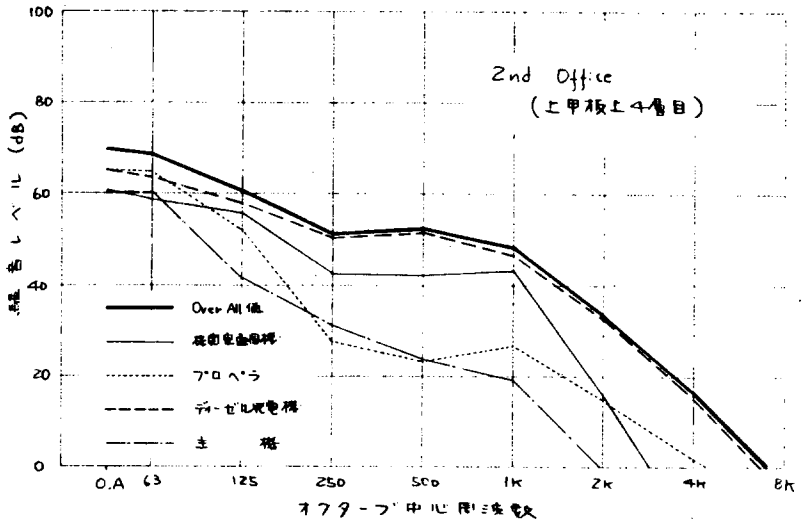


図 4. 3. 113(c)　居室騒音に対する各機器の寄与度

表 4. 4. 1　対 象 船 要 目

船　種	船　主	トン数DWT	プロペラ	主　機		
				機　種	馬 力 (PS)	回 転 数 (rpm)
オイルタンカー	山 下 新 日 本	122,000	5 翼 ソリッド型	ディーゼル 8 R N D 90	23,200	122

表 4. 4. 2.　主機の主要な起振力成分

	主 機 不 平 衡 モ ー メ ン ト			
	垂 直 1 次	垂 直 2 次	水 平 1 次	慣 性 力
モーメント〔t・m〕	27	0	27	平　衡

	主 機 振 動		軸 系 振 動				
モ ー ド	H 型	X 型	縦 振 動 0 節	捩 り 1 節		捩 り 2 節	
振 動 数 (rpm)	359～397	630～697	760	431.2		1293.6	
共 振 次 数	8	5	8	5	8	11	13
振動応力(kg/cm²)	—	—	—	94	215.8	117.6	74.5

(b)　機関制御室浮構造の仕様

(i)　制御室の概略寸法

表 4. 4. 3 に概略寸法を示す。

表 4. 4. 3　制御室の概略

形 状 寸 法 〔m〕			重量〔kg〕	重 心 位 置 座 標 〔m〕※		
長 さ	幅	高 さ		x	y	z
9.1	6.5	3.2	58,946	4.73	3.36	1.33

※)　重心のための座標のとり方は図 4. 4. 1 に示す。

(ii)　防振支持の考え方

防振ゴムは機関制御室側にボルトにて取り付け，機関制御室は単に機関制御室シート上に載せるだけで固定しないものとする。

また，万一の場合に備え，機関制御室の動揺を停止させる固定用ボルトを水平方向，垂直方向に装備する。

(イ)　防振ゴム取り付け形状および配置

防振ゴム取り付け形状は図 4. 4. 1 に示すように機関制御室の下面および下部斜面に取り付ける。また，防振ゴム配置は図 4. 4. 2 に示す。

(ロ)　諸管等の取り合い

通風ダクトおよび諸管の取り合いは振動伝達および損傷を避けるためフレキシブル・ジョイントを使用し，電路およびゲージ管の取り合いも振動伝達および損傷を避けるためループ形状とする。

(3)　機関制御室防振支持用ゴムの設計

防振ゴムの選定にあたり，次の項目を考慮して設計する。

(イ)　航行中の船体運動により生じる制御室重心位置の加速度による制御室の運動荷重が防振ゴムの許容荷重以下であること。

重心

点Aを基準点とし

x 方向に 4.726 mm
y 〃 3.361 〃
z 〃 1.325 〃
の位置にある。

重量

① 配電盤&モニター	------	6,200 kg
② 操縦盤	------	2,000 kg
③ エアコン	-----	480 kg
④ 机	----	200 kg
⑤ キャビネット	----	
⑥ ソファー	----	
制御室、床重量	----	50,111 kg
計		58,941 kg

※ 下の寸法で600は制御室の強度上必要なものであり、よって防振材の高さは100～150mm程度になる。

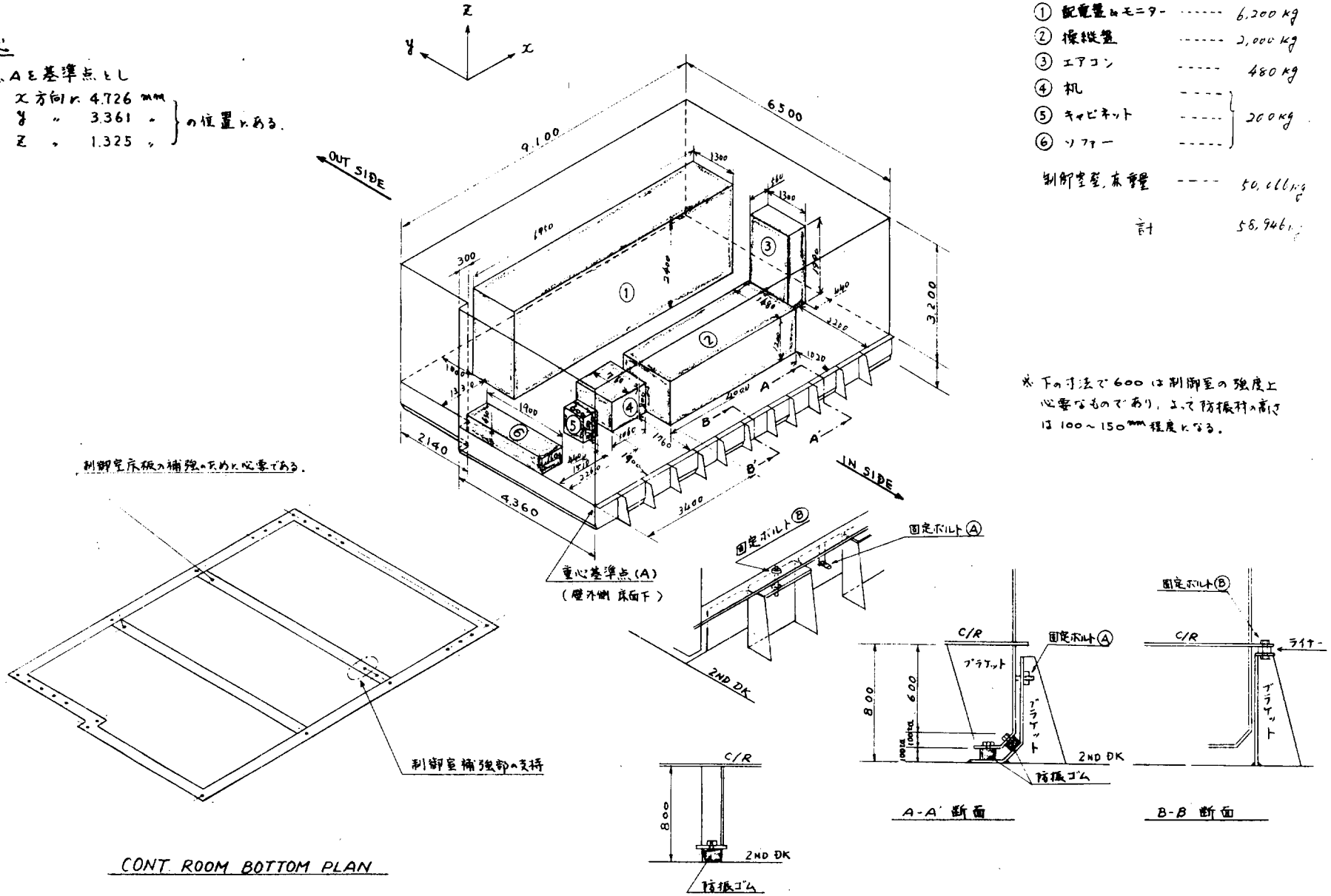


図 4. 4. 1 制 御 室 配 置 図

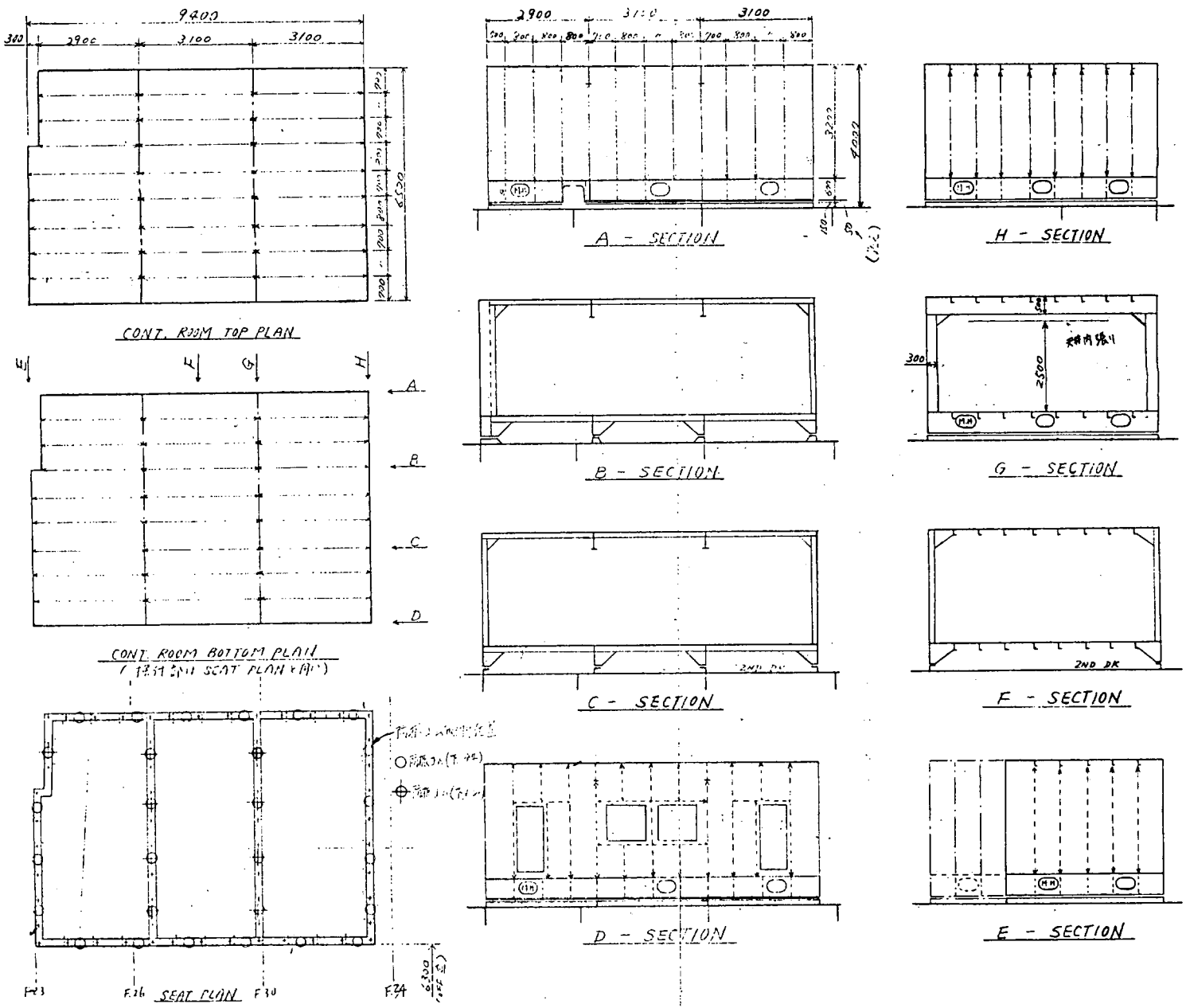


図 4. 4. 2　機関室制御室浮構造

(ロ) 主機などの外部超振力のと防振支持した制御室の固有振動数との共振をさけること。

上述の(イ)，(ロ)を考慮した防振支持ゴムの設計フローチャートを図4.4.3に示す。

(a) 船体運動による防振ゴムに作用する荷重の計算

航行中，防振ゴムに作用する荷重は，制御室の自重の他に，船体運動による垂直，水平方向の加速度による荷重を考慮しなければならない。航行中の船体運動の加速度は，長期間の最大加速度を統計的にみた累積超過確率で推定する方法が参考文献〔1〕に示してある。こゝでは，対象船とほゞ同じ大きさ（長さ，幅，深さ）の笠木山丸の計算結果を参考にした。また，最大加速度を求める場合，参考文献〔1〕では累積超過確率Qを$Q=10^{-8}$にとってあるが今回は，条件を緩和して，$Q=10^{-5}$とした。

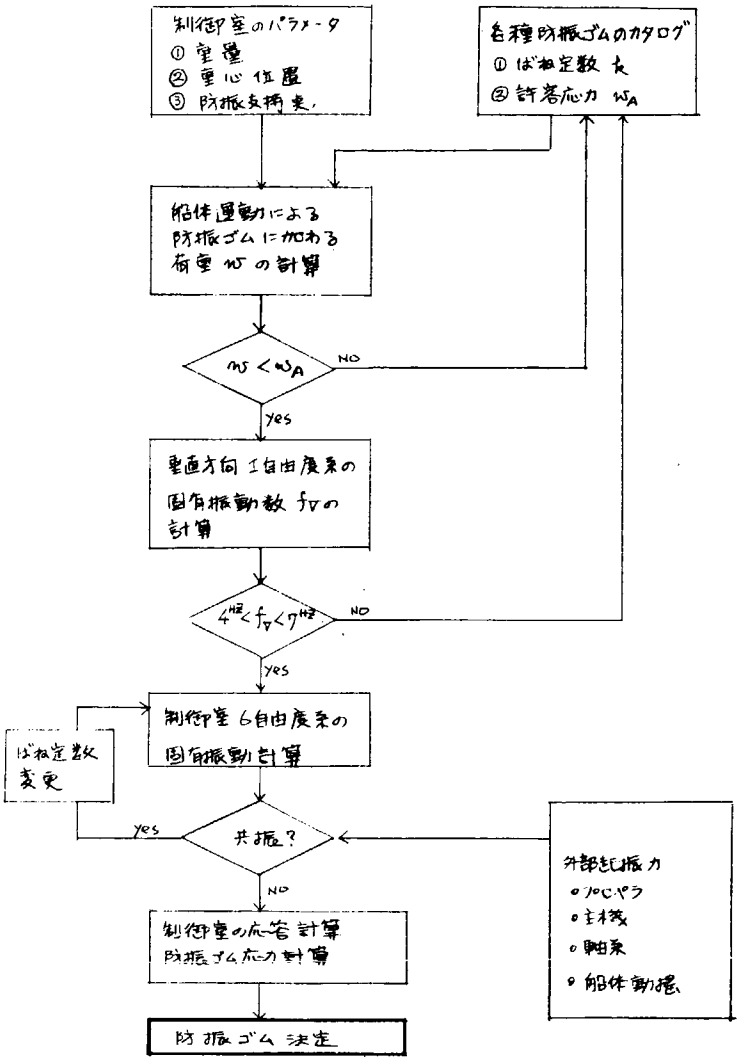


図4.4.3　防振支持ゴムの設計フローチャート

累積超過確率$Q=10^{-5}$における加速度は，参考文献〔1〕の$Q=10^{-8}$における加速度から図4.4.4に示すように直線近似を仮定して求めた。また参考文献〔1〕には，機関制御室の位置における加速度は示されていないので甲板センタラインにおける加速度で代表させた。

船体運動による防振ゴムに作用するi方向の荷重F_iは次式で与えられる。

$$F_i = \frac{W}{g} \cdot \alpha_i(Q_j) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.4.1)$$

W：制御室重量

$\alpha_i(Q_j)$：$Q=Q_j$のときのi方向の船体運動の加速度

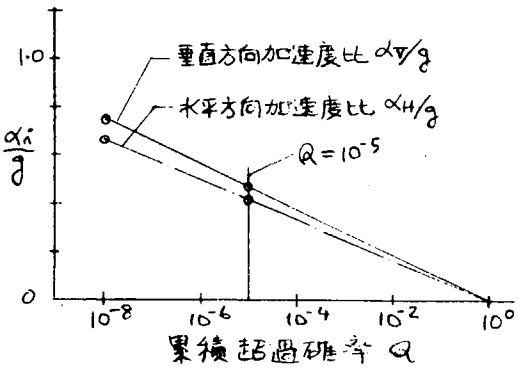


図4.4.4　航行中の船体運動の加速度と累積超過確率

α_V：垂直方向加速度
α_H：水平方向加速度
g：重力の加速度

(i) 船体運動時の垂直方向の荷重F_V

(イ) 垂直方向加速度α_V

図4.4.4から$Q=10^{-5}$における船体運動の加速度α_Vは

$Q=10^{-6}$のとき　$\alpha\ (10^{-8}) \doteqdot 0.75g$

$$Q=10^{-5}\text{のとき}\quad \alpha_V(10^{-5}) \fallingdotseq \alpha_V(10^{-8})\cdot\frac{\log 10^{-5}}{\log 10^{-8}} \fallingdotseq 0.47\,g$$

(ロ) 防振ゴムに加わる垂直荷重 F_V

垂直荷重 F_V は船体運動による加速度による荷重と自重の和となるから

$$F_V=\frac{W}{g}\cdot(g+\alpha_V(10^{-5}))=W\cdot\left(1+\frac{\alpha_V(10^{-5})}{g}\right)=59\times 1.47=87.3\,[\text{ton}]$$

(ii) 船体運動時の水平方向の荷重 F_H

(イ) 水平方向の加速度 α_H

図 4. 4. 4 から $Q=10^{-5}$ における船体運動の水平方向加速度 α_H は

$Q=10^{-8}$ のとき，$\alpha_H(10^{-8}) \fallingdotseq 0.67\,g$

$Q=10^{-5}$ のとき，$\alpha_H(10^{-5}) \fallingdotseq \alpha_H(10^{-8})\cdot\dfrac{\log 10^{-5}}{\log 10^{-8}} \fallingdotseq 0.42\,g$

(ロ) 防振ゴムに加わる水平荷重 F_H

$$F_H=\frac{W}{g}\cdot\alpha_H(10^{-5})=59\times 0.42=24.8\,[\text{ton}]$$

(iii) 許容荷重

上述の船体運動による垂直，水平方向の荷重が防振ゴムの許容荷重になるように防振ゴムを選定する。

(b) 防振支持制御室の固有振動数計算

(a)で求めた船体運動による防振ゴムに加わる荷重に対して許容荷重となるように防振ゴムを選定した後，制御室の固有振動数を計算し，励振振動数との共振を回避するように検討する。

(i) 計算条件

(イ) 制御室の床，天井，壁などの固有振動数は24Hz以上に設計されている。

(ロ) 防振支持した制御室の固有振動数は，MCRにおけるプロペラ起振力振動数（10Hz）の70%以下とし，4～7Hzの範囲とする。

(ハ) 防振支持制御室の固有振動数（4～7Hz）に対して，制御室の床，天井など固有振動数は4～6倍であるから，制御室は剛体として取扱う。

(ニ) 防振支持制御室の振動計算は，次の手順で進める。

① 垂直方向だけを考慮した1自由度系の固有振動計算を行う。

この結果で，固有振動数が4～7Hzとなる防振ゴムを選定する。

② 上述①で求められた防振ゴムによる防振支持制御室の固有振動計算を6自由度系で行う。

(ii) 垂直方向1自由度系の振動計算

(イ) 条　件

① 全ての防振ゴムに荷重は均等配分される。

② 防振支持形式は図 4. 4. 5 の 2 形式とする。

③ 防振支持個所は合計28個所とする。

(ロ) 防振ゴムの強度計算式

W ：制御室重量

N ：防振ゴム支持総数

w ：1個の防振ゴムあたりの荷重

θ ：支持①の角度

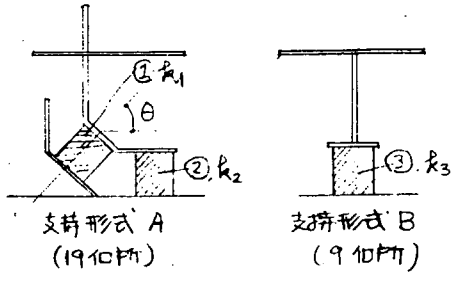


図 4. 4. 5　防振支持形式

w_{AC} ：防振ゴム圧縮許容荷重

w_{AS} ：防振ゴムせん断許容荷重

$k\,i$ ：支持ⓘのゴムのばね定数

$$\left.\begin{array}{ll}
① \text{ 防振ゴム①：} & \dfrac{W}{2N}\cos\theta = \dfrac{w}{2}\cos\theta < w_{AC} \\[2ex]
 & \dfrac{W}{2N}\sin\theta = \dfrac{w}{2}\sin\theta < w_{AC} \\[2ex]
② \text{ 防振ゴム②} & \dfrac{W}{2N} = \dfrac{w}{2} < w_{AC} \\[2ex]
③ \text{ 防振ゴム③} & \dfrac{W}{N} = w < w_{AC}
\end{array}\right\} \quad \cdots\cdots (4.4.2)$$

（4.4.2）式を満足する防振ゴムについて，次の振動計算を実施する。

(ハ) 固有振動計算式

k_C ：圧縮ばね定数

k_S ：せん断ばね定数

f_V ：垂直方向固有振動数

k_A ：支持形式Aのばね定数

k_B ：支持形式Bのばね定数

$$f_V = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(k_A + k_B)g}{W}} \quad \cdots\cdots (4.4.3)$$

$$\left.\begin{array}{l}
k_A = \displaystyle\sum_{jA}\left[k_2 + \sin\theta\, K_1 + \cos\theta\,\frac{k_S}{k_C}\,k_1\right]_{jA} \\[2ex]
k_B = \displaystyle\sum_{jB}\left[k_3\right]_{jB}
\end{array}\right\} \quad \cdots\cdots (4.4.4)$$

$\sum_{jA}$, $\sum_{jB}$：支持形式AおよびBに対する和を表す。

（4.4.3）式による固有振動数 f_V の計算結果が $4\,Hz < f_V < 7\,Hz$ を満足する防振ゴムについて6自由度系を行う。

(iii) 防振支持制御室の6自由度系の振動計算

(イ) 座標系

① 図4.4.6に示すように制御室の重心を原点とし，船首方向に x，船舷方向に y，垂直方向に z をとった。制御室に固定された（x, y, z）座標系を用いる。

② 制御室の変位ベクトルは，（x, y, z）系の正の向きにとる。

u_x, u_y, u_z：x，y，z 軸方向変位

θ_x, θ_y, θ_z：x，y，z 軸回りの回転

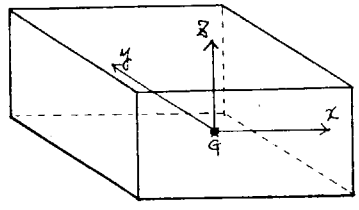


図4.4.6　制御室の座標系

(ロ) 防振ゴムの復元力

① 座標系（ξ, η, ζ）とばね定数の関係は図4.4.7に示す。

ただし，k_C は圧縮ばね定数，k_S はせん断ばね定数

② ξ，η，ζ 方向の変位と復元力 F_ξ, F_η, F_ζ の関係

$$\overline{F} = -K\,\overline{\delta} \quad \cdots\cdots (4.4.5)$$

$\overline{F}^t = [F_\xi, F_\eta, F_\zeta]$　　$\overline{\delta}^t = [\Delta\xi, \Delta\eta, \Delta\zeta]$

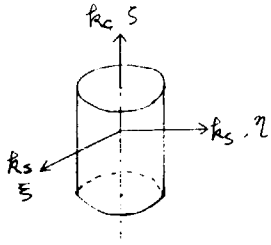


図4.4.7　防振ゴムの局所座標系

$$K = [\,diag \cdot k_{ii}\,],\quad k_{11} = k_{22} = k_s,\quad k_{33} = k_c$$

(ハ) i 番目の防振ゴムの復元力

① x 軸に平行な支持辺につける防振ゴム

$$\overline{F}_i = -R_i\,[\,Q_i\,\overline{\theta} + \overline{u}\,] \quad \cdots\cdots (4.4.6)$$

$$\overline{F}_i{}^t = [\,F_{xi},\,F_{yi},\,F_{zi}\,]$$

$$Q_i = \begin{bmatrix} 0 & z_i & -y_i \\ -z_i & 0 & x_i \\ y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}, \quad = \begin{bmatrix} k_{si} & 0 & 0 \\ 0 & k_{si}\cos^2\alpha_i + k_{ci}\sin^2\alpha_i, & (k_{si}-k_{ci})\sin\alpha_i\cos\alpha_i \\ 0 & (k_{si}-k_{ci})\sin\alpha_i\cos\alpha_i, & k_{si}\sin^2\alpha_i + k_{ci}\cos^2\alpha_i \end{bmatrix}$$

F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}：i 番目の防振ゴムから制御室に加わる力

x_i, y_i, z_i　：i 番目の防振ゴムと制御室の接合点座標

k_{si}, k_{ci}　：i 番目の防振ゴムのせん断および圧縮ばね定数

α_i　：防振ゴムの座標軸 ζ と制御室の z 軸のなす角度

② y 軸に平行な支持辺につける防振ゴム

この場合も（4.4.6）式が適用できるが R_i は次式を用いること。

$$R_i = \begin{bmatrix} k_{si}\cos^2\alpha_i + k_{ci}\sin^2\alpha_i & 0 & (k_{si}-k_{ci})\sin\alpha_i\cos\alpha_i \\ 0 & k_{si} & 0 \\ (k_{si}-k_{ci})\sin\alpha_i\cos\alpha_i & 0 & k_{si}\sin^2\alpha_i + k_{ci}\cos^2\alpha_i \end{bmatrix} \quad (4.4.7)$$

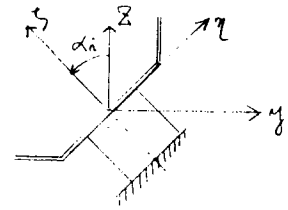


図 4.4.8　x 軸に平行な支持辺の防振ゴム

(ニ) 全ての防振ゴムについての復元力の合成

上述(ハ)のように座標 $\overline{r}_i = (x_i, y_i, z_i)^t$ における i 番目の防振ゴムの復元力 $\overline{F}_i$ が求められると全ての防振ゴムについての合成復元力 F と制御室の重心に対する合成モーメント M は次のように求められる。

① 合成復元力 F

$$F = \sum_{i=1}^{N} \overline{F}_i = -\sum_{i=1}^{N} S_i\overline{\theta} - \sum_{i=1}^{N} R_i\overline{u} \quad \cdots\cdots (4.4.8)$$

$$= \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} \sum \overline{S}_{ix} \\ \sum \overline{S}_{iy} \\ \sum \overline{S}_{iz} \end{bmatrix}\overline{\theta} - \begin{bmatrix} \sum \overline{R}_{ix} \\ \sum \overline{R}_{iy} \\ \sum \overline{R}_{iz} \end{bmatrix}\overline{u}$$

$$S_i \equiv R_i Q_i = \begin{bmatrix} \overline{S}_{ix} \\ \overline{S}_{iy} \\ \overline{S}_{iz} \end{bmatrix}, \qquad R_i = \begin{bmatrix} \overline{R}_{ix} \\ \overline{R}_{iy} \\ \overline{R}_{iz} \end{bmatrix}$$

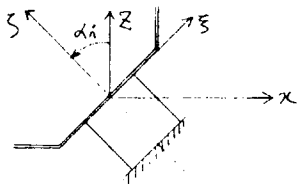


図 4.4.9　y 軸に平行な支持辺の防振ゴム

② 重心に関する合成モーメント M

$$M = \sum_{i=1}^{N} (\overline{r}_i \times \overline{F}_i) = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum (F_{zi}y_i - F_{yi}z_i) \\ \sum (F_{xi}z_i - F_{zi}x_i) \\ \sum (F_{yi}x_i - F_{xi}y_i) \end{bmatrix} \quad \cdots\cdots (4.4.9)$$

$$= -\begin{bmatrix} \sum (\overline{S}_{iz}y_i - \overline{S}_{iy}z_i) \\ \sum (\overline{S}_{ix}z_i - \overline{S}_{iz}x_i) \\ \sum (\overline{S}_{iy}x_i - \overline{S}_{ix}y_i) \end{bmatrix}\overline{\theta} - \begin{bmatrix} \sum (\overline{R}_{iz}y_i - \overline{R}_{iy}z_i) \\ \sum (\overline{R}_{ix}z_i - \overline{R}_{iz}x_i) \\ \sum (\overline{R}_{iy}x_i - \overline{R}_{ix}y_i) \end{bmatrix}\overline{u}$$

(ホ) 制御室重心回りの運動方程式

W：制御室重量

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} \bar{I}_x \\ \bar{I}_y \\ \bar{I}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}$$ ： 制御室重心回りの重量慣性モーメント

$\bar{u} = \hat{u}\,e^{jwt}$, $\bar{\theta} = \hat{\theta}\,e^{jwt}$ と正弦振動を考えると，制御室の運動方程式は（ 4. 4.10 ）式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned} \omega^2 \frac{\bar{W}}{g} \hat{u} &= \begin{bmatrix} \sum \bar{S}_{ix} \\ \sum \bar{S}_{iy} \\ \sum \bar{S}_{iz} \end{bmatrix} \hat{\theta} + \begin{bmatrix} \sum \bar{R}_{ix} \\ \sum \bar{R}_{iy} \\ \sum \bar{R}_{iz} \end{bmatrix} \hat{u} \\ \frac{\omega^2}{g} \begin{bmatrix} \bar{I}_x \\ \bar{I}_y \\ \bar{I}_z \end{bmatrix} \hat{\theta} &= \begin{bmatrix} \sum (\bar{S}_{izyi} - \bar{S}_{iyzi}) \\ \sum (\bar{S}_{ixzi} - \bar{S}_{izxi}) \\ \sum (\bar{S}_{iyxi} - \bar{S}_{ixyi}) \end{bmatrix} \hat{\theta} + \begin{bmatrix} \sum (R_{izyi} - R_{iyzi}) \\ \sum (R_{ixzi} - R_{izxi}) \\ \sum (R_{iyxi} - R_{ixyi}) \end{bmatrix} \hat{u} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots (4.4.10)$$

従って，（ 4. 4.10 ）式により，6 自由度系で表現した制御室の固有振動数固有モードを求めることができる。

(c) 防振支持の計算結果

上述(a)，(b)の計算法により，図 4. 4. 1 ～図 4. 4. 2 の制御室の構造について計算した。その結果を(i)，(ii)に述べる。

使用した防振ゴムは次のとうりである。

垂直支持ゴム：KRB − 180 × 180 × 184
傾斜支持ゴム：KRB − 200 × 150 × 100（支持角 $\alpha = 45^\circ$）
} （昭和電纜製）

(i) 固有振動数

(イ) 各座標軸方向の 1 自由度系の固有振動数（表 4. 4. 4 参照）

表 4. 4. 4 各座標軸方向の 1 自由度系の振動数

振動方向	各座標軸方向並進モード			各座標軸まわり回転モード		
	x	y	z	θx	θy	θz
固有振動数〔Hz〕	2.9	3.4	5.3	7.8	5.1	3.6

(ロ) 制御室重心に関する 6 自由度系の連成固有振動数（表 4. 4. 5 参照）

表 4. 4. 5 6 自由度系の連成固有振動数

モード次数	1	2	3	4	5	6
主要な振動方向	Sway+Roll	Surge+Yaw	Yaw	Pitch	Heave+Pitch	Roll
固有振動数〔Hz〕	2.4	2.8	3.6	5.0	5.4	8.2

(ハ) 固有振動数の計算結果の検討

表 4. 4. 4 に示したように垂直方向 1 自由度系の固有振動数は 5.3 Hzであり，垂直方向振動数 f_v の条件 4 Hz< f_v < 7 Hzを満足している。

しかしながら，6 自由度系の振動計算による全てのモードの振動数は 4 ～ 7 Hzの範囲におさまらないことを表 4. 4. 5 の結果は示している。

これは，表 4. 4. 4 の各座標軸方向の 1 自由度系としての振動数からもほゞ推察できる。

従って，全てのモードの振動数を，所定の振動数範囲に納めることは，かなり困難と考えられる。

(ii) 6自由度系の固有振動数と外部励振力の関係

図 4.4.10に表 4.4.5に示した6自由度の振動数と励振力との関係を示す。

当初予定の目標振動数範囲 4～7Hzに制御室の固有振動数はおさまらなかったが，主軸回転数 100 rpmでの6次モード(Roll)と，5次成分との共振を除くと70rpm以上での共振は存在しない。

また，3次モード(Yaw)が45rpm(港内最大速度)において，5次成分と共振するが，これらの共振を回避して運転することは可能である。

(4) まとめと今後の問題点

(a) まとめ

(i) 機関制御室の固体音低域の予備的検討として，防振支持した場合の振動・強度の計算を行った。

(ii) 上述の計算に必要な設計方針を示した。

(iii) 計算結果は，制御室の全ての振動モードを，所定の振動数の範囲に納めることは難しいが，共振をさける運転で，実現可能と考える。

(b) 今後の問題点

防振材に天然ゴムを使用して，全ての固有振動数を外部起振振動数と一致しないようにするには，さらに検討が必要である。また，共振した場合固有振動数が変化するように非線型バネ特性の防振ゴム開発が望まれる。

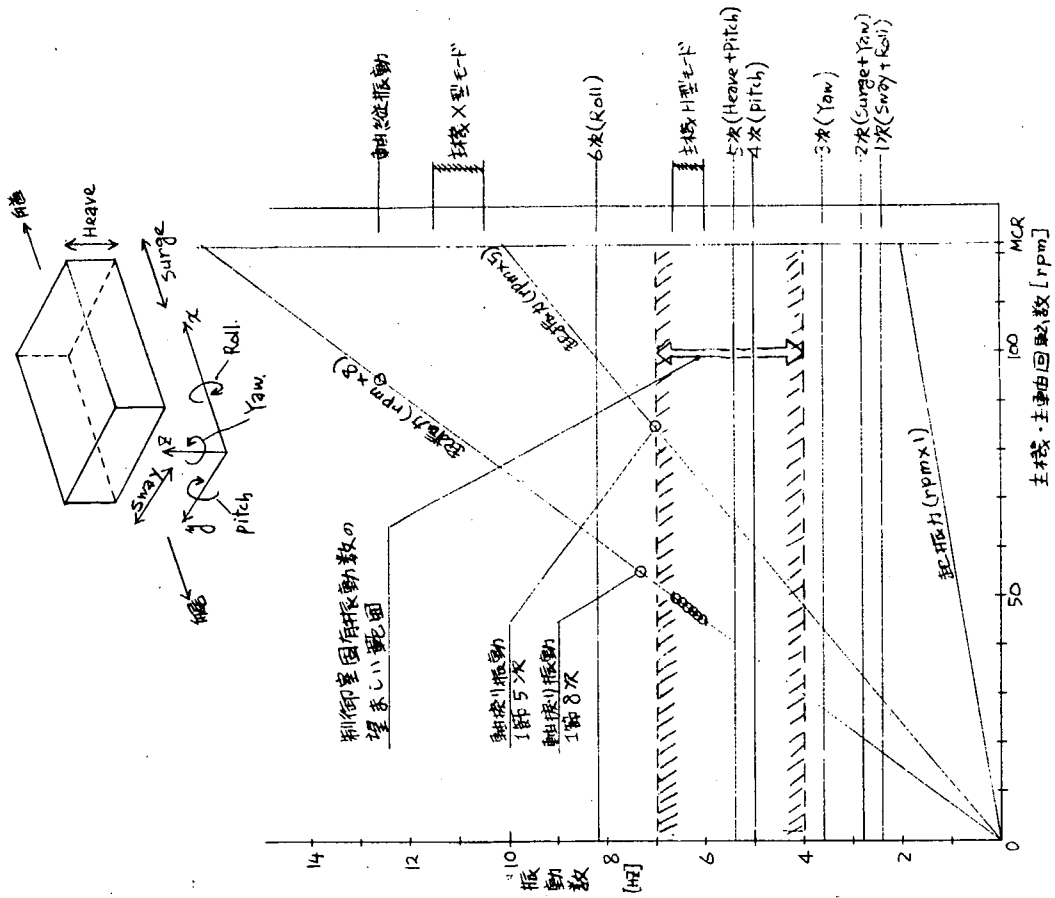


図 4.4.10 制御室の6自由度系固有振動数と励振力の振動数の関係

参　考　文　献

1) 福田，新開，波浪中の船体加速度長期予測（続），西部造船会会報第51号（1976．3）

4.5 船体部固体伝搬音のまとめと今後の問題点

船舶居住区の騒音が50～55dBAに規制される場合，完成した船舶に対して，現状の対策手法では，対策費用，工期および構造変更の困難さのために対策が現実に可能であるとはいえない。

その原因の一つとして，居住区騒音への固体音の寄与が大きく，その固体音の伝搬特性および対策が不明であるといわれている。

この居住区の固体音の伝搬特性の解明ならびに対策法を見出し，船舶の初期設計段階での騒音予測法と関連ずけるためには，全く基礎研究から出発して基礎資料の積重ねが必要であった。

従って，船体部固体音の研究では，50年度，51年度にわたり基礎研究と実船データの解析などの適用研究を実施した。こゝには，2年間の研究項目のまとめと今後の問題点を総括しておく。

4.5.1 研究項目相互の関連と成果のまとめ

(1) 研究項目相互の関連

固体音は発生源である各機器から構造を伝搬してきた振動が，目標の居室で騒音として放射されるものであり，この伝搬特性の中で最も重要で，しかも，現在最も解明されていないものは，構造系内の伝達損失である。従って，一連の研究の中では，この伝達損失の解明を最重点とした。

また，複数の発生源が同時に稼動している実船において，目標居室の固体音に対する各発生源からの寄与を分離して測定することは，現在まで不可能であった。従って，最新の技術を適用した音源寄与度の分離手法の確立を併行して実施した。この手法により実船航行時における固体音の寄与度分離，対策すべき発生源の判定および単体機器運転などの費用，時間の節約が可能である。

図4.5.1に，各研究項目の関連を示す。図4.5.1からわかるように，研究の焦点が伝搬特性解明，予測，対策立案にあてられていたことを示している。

実施した研究項目は，2次固体音へ適用できる部分を含んではいるが，推定あるいは予測を行うには不十分で今後の課題である。

(2) 成果のまとめ

こゝには各研究項目の成果をまとめておく。

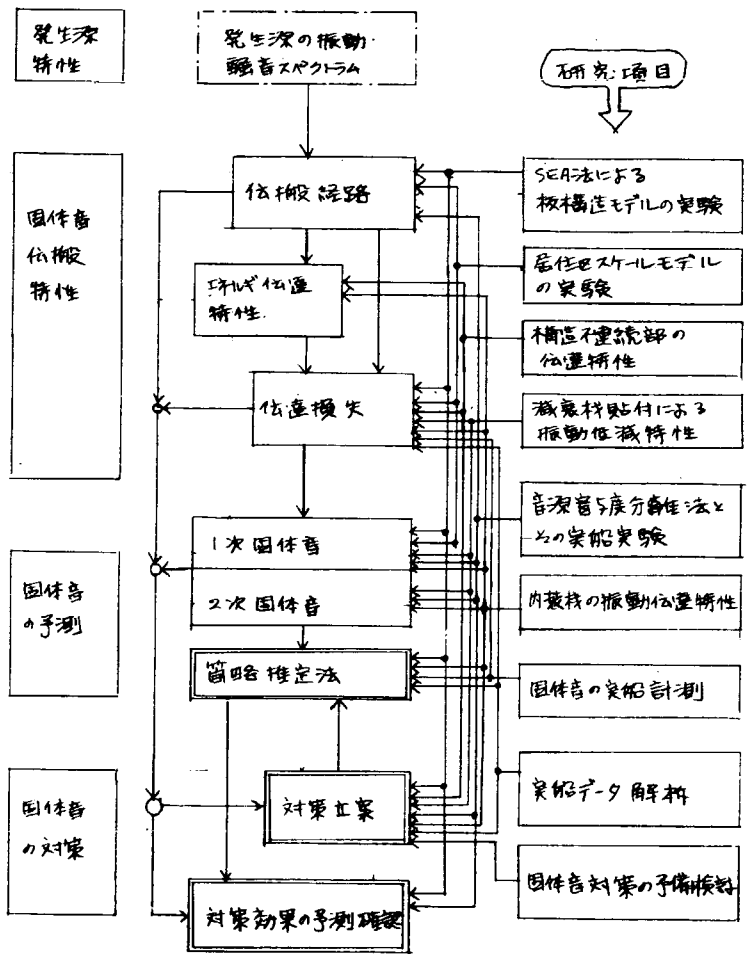


図4.5.1　船体部固体伝搬音の研究項目の相互関連

(a) ＳＥＡ法の適用

ＳＥＡ法による固体音伝搬計算法を作成し，単純な立体板構造モデルの実験結果と比較し，その妥当性を確認した。

この計算法の作成により，固体音の予測および対策効果推定の見通しが得られ今後の予測計算法へ大きな寄与となろう。

(b) 伝達損失の推定および簡略推定法

実験モデルに対するＳＥＡ法による伝搬計算結果から新しい伝達損失の新しい簡略推定式を提案した。また，この結果から発生源からある一定の距離以上では，伝達損失の増分が著しく低下することが明らかとなりとくに，甲板パネルに比べて，隔壁に対する増分が小さくなる。

一方，実船データの解析により，Janssen法を改良した伝達損失推定式を作成した。実船データが少ないために，各種の船舶には適用できないが解析に用いた実船データとほゞ一致している。

今後，各種実船データの集積，ＳＥＡ法との併用により伝達損失推定法，予測計算法の見通しを得た。

しかしながら，これらの簡略推定法は，固体音の伝搬経路および構造変更などの対策立案には不適である。

(c) 伝搬経路および発生源の寄与度分離

簡略推定法は(b)で述べたように，構造系内部の伝搬経路を判定することはできない。このエネルギの伝搬経路の判定にはＳＥＡ法が適用できる。また，実船などでの実験計測により伝搬経路および発生源の寄与度解析を行う方法として，関連度関数を用いた計測解析法を研究し，一応，実船においても適用可能であることが示された。

今後，この分離法の解析精度の向上をはかれば，ＳＥＡ法による予測と併用して，安全なものとなろう。

(d) 居住区スケールモデルの実験

1/10縮尺のスケールモデルについて，主機据付部に相当する加振源からの伝達特性を把握した。この場合，居住区内の甲板幅方向の振動分布はほゞ均一化され，実船計測データと同じ傾向を示した。

このモデルのように甲板の内部損失率が小さいと居住区の甲板あたりの低減量は1dB程度で極めて小さい。

この実験により，スケールモデルによる固体音伝搬の実験は可能であることが明らかとなったが，２次固体音の実験は，モデル製作法，実験上の制約により難しいと考える。

(e) 固体音の減衰・遮断特性

ＳＥＡ法の適用において重要な要素パラメータである結合損失率の解析法を作成すると共に，実船への適用時に必要な実船甲板パネルの内部損失率を求めるために，減衰材を貼付した各種甲板構造の内部損失率を実測した。このデータは，実船構造の固体音伝搬をＳＥＡ法を用いて推定する場合の有効な資料となる。

また，居室へ放射される固体音予測に重要なデータとなる内装壁の振動伝達特性を実船の各種内装壁構造について求めた。この資料を得たことは，実船居室の固体音の簡略推定法において(b)の伝達損失と結合した道筋が作られたことの他に，固体音の現実的低減対策に役立つものである。

(f) 対策と効果推定

固体音の低減対策を，現実の複雑な実船構造で実施するには，伝搬特性の詳細なシミュレーション，効果の確認法，対策の立案が必要であり，また同時に，対策に付随する構造強度の検討が必要である。

この問題に関しては，ＳＥＡ法によるシミュレーション，構造結合部の遮断特性，内装壁の伝達特性，音源寄与度分離法がそれぞれ効果を発揮するであろうし，構造強度の検討法の一例として機関制御室の防振支持設計法を作成した。

(g) 以上，船体部固体伝搬音の研究では，予測計算法としての簡略推定法，詳細シミュレーション法，対策立案およびその効果の推定確認法を一貫して実施した。しかし，過去に有効な資料の蓄積がないため基礎研究から

出発することとなった。こゝに述べた成果は，将来への見通しと方法を示すことはできたが今後更に実用化への研究が必要である。

4.5.2 今後の問題点

4.5.1(2)で述べたように，船体部固体音の予測と対策について，一応の成果と，将来へ大きな見通しを得た。こゝには，今後の問題点を簡単にまとめておく。

(a) 実船の固体音予測について

(i) 機関室，居住区の計算モデルの考え方および簡略化したモデル化の方法

(ii) 各種発生源の発生スペクトラムの集約と推定法

(iii) 機関室内各部の騒音スペクトラム集約

(iv) 構造要素パラメータ

(イ) 各部構造要素の内部損失率データ収集

(ロ) 各部構造の結合形式分類

(v) 予測法の精度向上

(イ) 2次固体音の予測計算法作成

(ロ) 縦波によるエネルギ伝搬の影響

(vi) 簡略推定法としてのJanssen法の改良と適用限界調査

(vii) 各種船舶構造形式および発生源ごとの伝達損失の推定式作成

(b) 実船計測データの収集

(i) 計測データの有効利用化のための計測法統一

(ii) 各種形式の実船計測データ収集の継続と詳細計測

(c) 対策法

(i) 予測計算法による固体音低減に有効な構造パラメータの把握

(ii) エネルギの主要伝達経路の把握と対策手法の検討

(iii) 効果確認のための音源寄与度分離法の精度向上

(iv) 伝達損失増加法の検討

(イ) 耐火性を考えた効果的な内部損失率増加法

(ロ) 2次固体音低減のための機関室内壁の耐火吸音構造

(ハ) 各種内装壁の伝達特性の改良

(v) 各種発生源機器の高周波域防振対策法と効果予測法。

5. 船体関係空気伝搬音の研究

本章では船舶住区に於る空気伝搬音についての研究成果について述べるが，その内容の主なものは

(1) 有効で実用的と考えられる防音型内装構造 4 パネル（天井用 1 パネル，壁用 2 パネル，床用 1 パネル）の透過損失，吸音率，音響放射効率計測結果

(2) 空気伝搬音解析に必要でかつ未着手であった内装構造の遮音度と室内平均吸音率の実船に於る計測結果である。なお(1)については使用上の便宜を図るため S 50年度計測結果も今回併せて報告している。

5.1 各種防音構造の透過損失の測定

昭和50年度においては，現在各造船所で使用されている壁・床・天井構造の中から，防音構造として有効と考えられ，且つ透過損失の不明な壁・床・天井構造10種を選定しこれらの透過損失を計測した。本年度はこれらの測定結果及びアンケート調査等に基づいて固体伝搬音の減衰にも有効と考えられる壁構造 2 種，床構造 1 種，天井構造 1 種の合計 4 種を案出し，これらの透過損失吸音率及び音響放射効率を測定した。

5.1.1 防音構造の透過損失の実測

(1) 供試パネル

供試パネル14種類の構造を図 5.1.1 に示す。この中で試料No. 1 ～10は，昭和50年度に選定したものであり，試料No.11～14が本年度に選定したものである。なお試料No. 8 ～No.10は昭和50年度報告書で報告済みであるが，整理と使用の便を考慮して本年度報告書に再録した。各パネルの取付方法を図 5.1.2 に示す。

(2) 測定装置

測定に当っては三菱重工業㈱高砂研究所の設備を利用したが，その概要は次の通りである。

(a) 残響室

残響室形状は不整五角形となっており，その要目は表 5.1.1 の通りである。

表 5.1.1 残響室要目

	室容積(m^3)	室内全表面積(m^2)	床面積(m^2)
音源用残響室	201.1	204.1	38.8
受音用残響室	200.0	203.2	38.7
試料取付面積	――	$2.7^H \times 3.7^W$	――

(b) 音源装置

音源装置は図 5.1.4 に示す様なものである。

(c) 受音装置

受音装置は図 5.1.5 に示す様なものであり，データ処理計算は全てミニコンにて行なわれる。

(3) 測定方法

測定方法は原則的にはＪＩＳ規格（ＪＩＳＡ1416 － 実験室における音響透過損失測定方法）に従っているが，詳細は次の通りである。

(a) 平均音圧レベルの測定

平均音圧レベルの測定は音源室，受音室の各々に設置された 3 ケずつの各マイクロホンについて 0.5 秒間隔10回ずつの測定を行ない下式により平均音圧レベルを求めた。

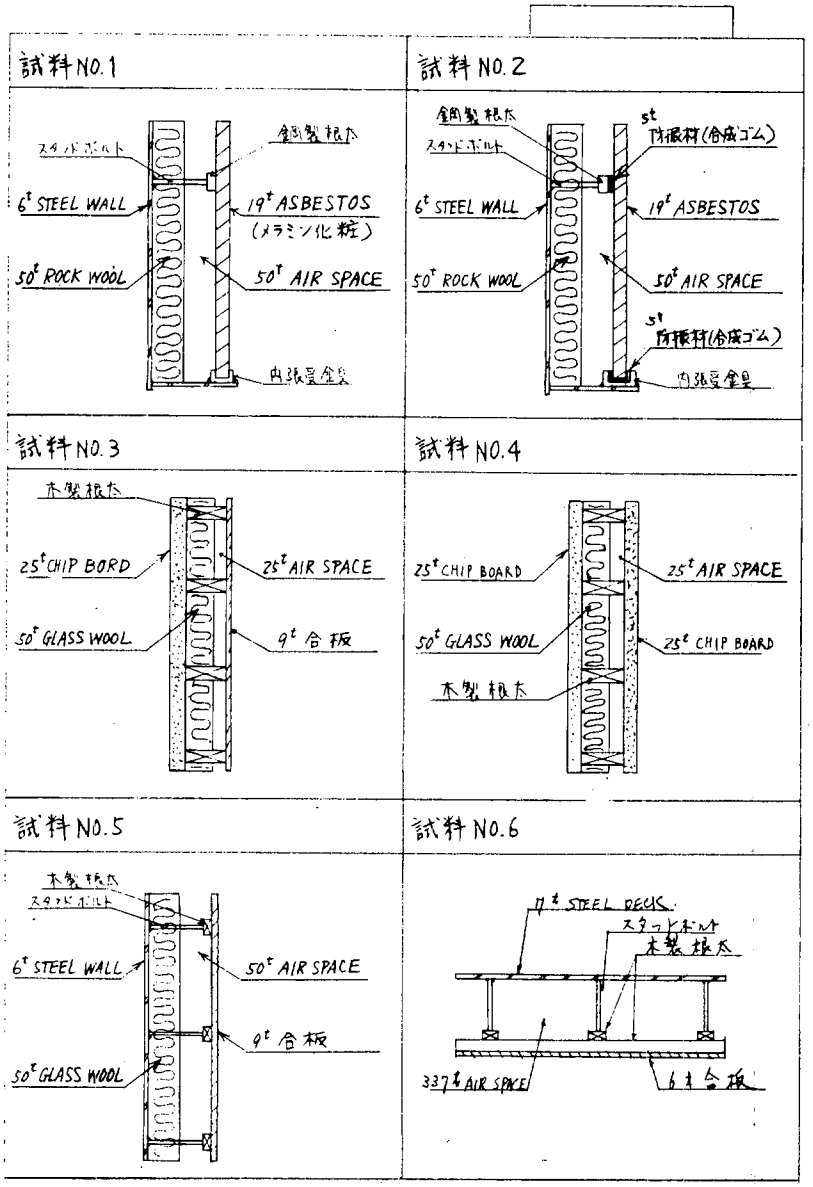


図 5. 1. 1　供試パネル構造（1/3）

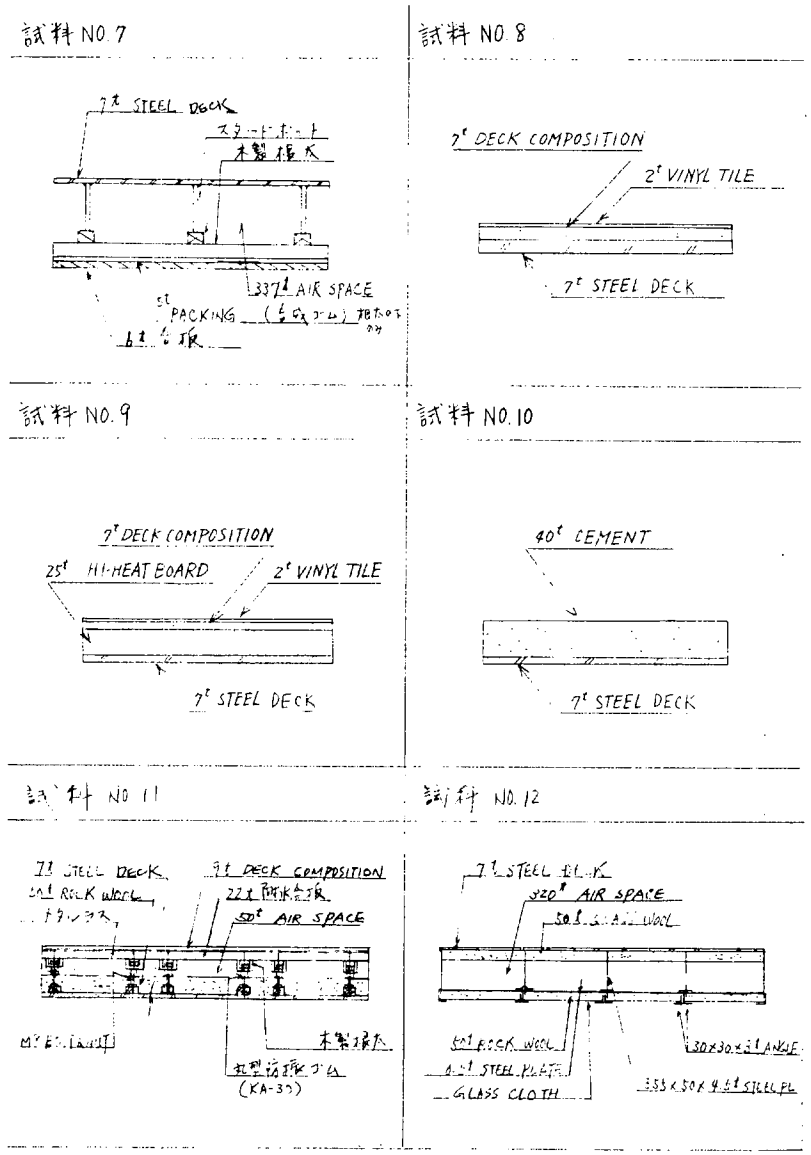


図 5. 1. 1　供試パネル構造（2/3）

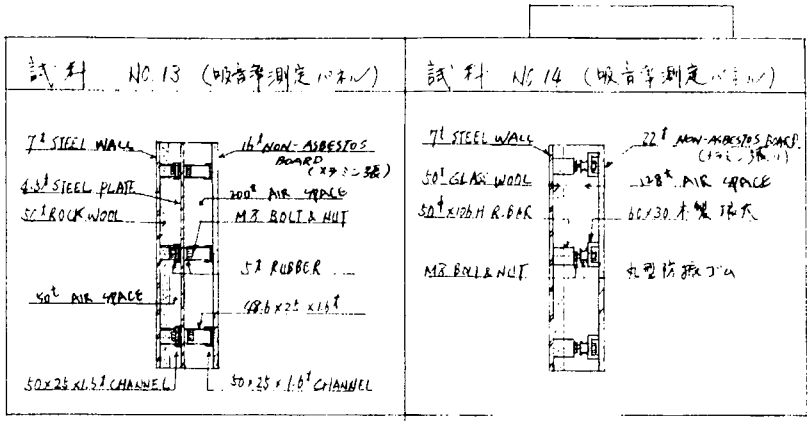
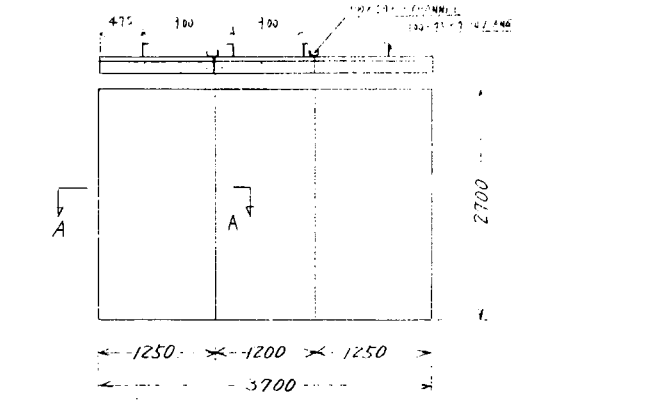


図 5. 1. 1　供試パネル構造（3／3）



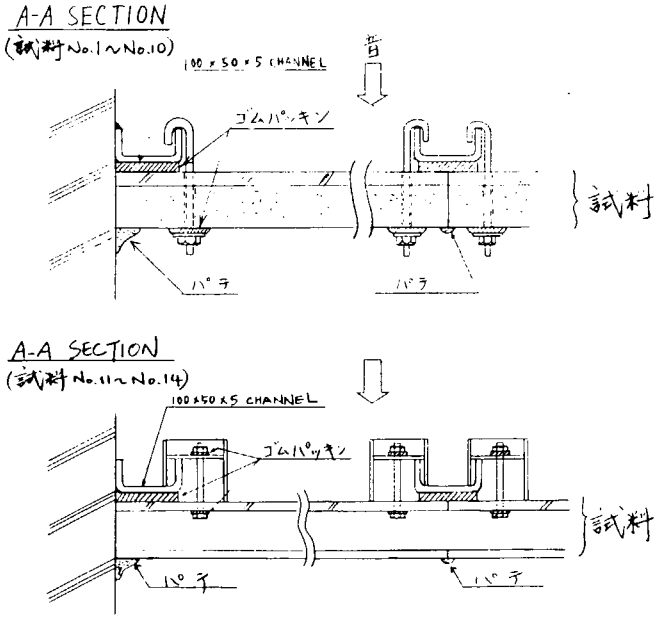


図 5. 1. 2　パネル取付詳細図

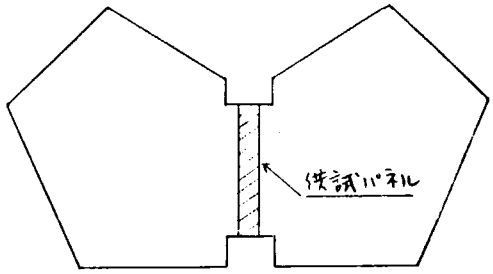


図 5. 1. 3　残響室平面図

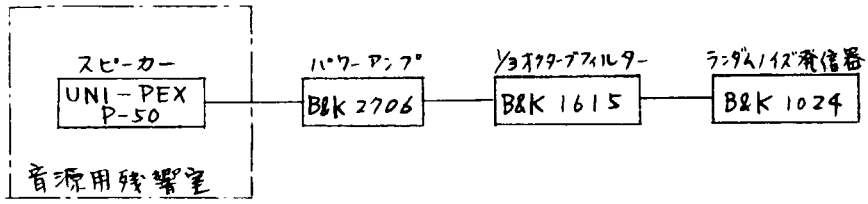


図 5. 1. 4　音源装置

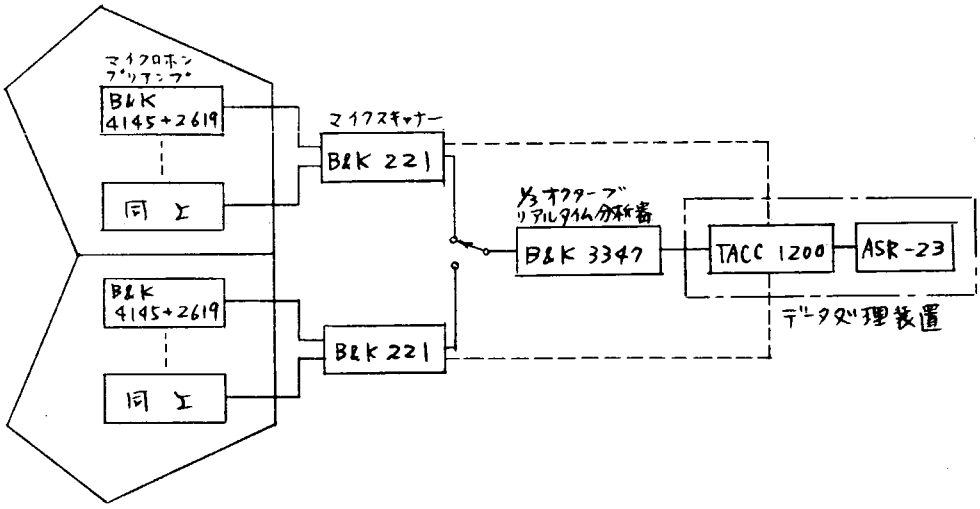


図 5. 1. 5　受音装置

$$\overline{L} = 10\log\left\{\frac{\sum_{I}\sum_{J}\log^{-1}\frac{L_{I,J}}{10}}{I \cdot J}\right. \qquad \cdots\cdots (5.1.1)$$

ここに　I：マイクロホンの個数(3)

J：1ケのマイクロホンに対する測定回数(10)

$L_{I,J}$: I番目のマイクロホンによりJ回目に測定された音圧レベル（dB）

L：室内平均音圧レベル（dB）

(b) 受音用残響室の吸音力の測定

受音用残響室の吸音力は受音室の残響時間を測定し，これを用いて次式により算出した。

$$A = \frac{55.3}{C} V \frac{1}{T} \quad \cdots\cdots (5.1.2)$$

ここに　A：受音用残響室吸音力(m^2)

T：受音用残響室残響時間（sec）

V：受音用残響室容積（200.0 m^3）

c：空気中の音速（m/sec）　$c = 331.5 + 0.6\ t$

t：空気の温度（℃）

残響時間の測定は原則的にはJISA1409（残響室法吸音率の測定方法）に準じたが，測定点は残響室内の3点，測定点は残響室内の3点，測定回数は各周波数帯域で表5.1.2に示す回数とした。

表 5.1.2　残響時間測定回数

中心周波数（Hz）	100～160	200～400	500～8000
測定回数	10	6	3

(c) 透過損失の算出

透過損失は次式により算出した。

$$TL = \overline{L}_1 - \overline{L}_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad \cdots\cdots (5.1.3)$$

ここに　TL：透過損失（dB）

$\overline{L}_1$：音源用残響室平均音圧レベル（dB）

$\overline{L}_2$：受音用残響室平均音圧レベル（dB）

S：試料面積(m^2)

A：受音用残響室吸音力(m^2)

(4) 測定結果とまとめ

図5.1.6～図5.1.19に測定結果のグラフを示す。

(a) 図中に示す直線は質量則（MASS LAW）による透過損失計算値であり，これは次式によっている。

$$TL\ (dB) = 18 \log mf - 44 \quad \cdots\cdots (5.1.4)$$

m：供試パネル面密度（kg/m^2）

f：バンド中心周波数（Hz）

(b) 各パネルを構成する板材のコインシダンス周波数 f_c は下式で求められる。

$$f_c = \frac{C_2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}}, \quad B = \frac{Eh^3}{12} \quad \cdots\cdots (5.1.5)$$

C：空気中の音速（m/sec）

m：板材の面密度（kg/m^2）

E：板材の弾性定数（N/m^2）

h：板材の厚さ(m)

(c) 複合パネルのコインシダンス周波数 f_c を一般的に求めるのは非常に複雑であるが，複合パネルの f_c は次式により求められる。

$$f_c = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}} \quad B = \frac{Eh^3}{12} \quad \cdots\cdots (5.1.6)$$

表 5. 1. 3　内装構成材料のコインシダンス周波数

構　成　要　素	ρ (kg/m³)	h (m)	E (N/m²)	f_c (Hz)
0.5 t STEEL PLATE	7.8×10^{3}	0.5×10^{-3}	20.6×10^{10}	24,816
4.5 t STEEL PLATE	7.8×10^{3}	4.5×10^{-3}	20.6×10^{10}	2,757
6 t STEEL PLATE	7.8×10^{3}	6.0×10^{-3}	20.6×10^{10}	2,068
7 t STEEL PLATE	7.8×10^{3}	7.0×10^{-3}	20.6×10^{10}	1,773
7 t DECK COMPOSITION	2.23×10^{3}	7.0×10^{-3}	2.06×10^{10}	1,380
9 t DECK COMPOSITION	2.23×10^{3}	9.0×10^{-3}	2.06×10^{10}	2,055
25 t HI-HEAT BOARD	0.27×10^{3}	25.0×10^{-3}	0.02×10^{10}	5,108
19 t ASBESTOS BOARD	0.58×10^{3}	19.0×10^{-3}	3.00×10^{9}	1,475
25 t CHIP BOARD	0.60×10^{3}	25.0×10^{-3}	4.20×10^{9}	964
6 t PLY WOOD BOARD	0.60×10^{3}	6.0×10^{-3}	6.55×10^{9}	3,215
9 t PLY WOOD BOARD	0.60×10^{3}	9.0×10^{-3}	6.55×10^{9}	2,143
40 t CEMENT	1.57×10^{3}	40.0×10^{-3}	2.06×10^{10}	440
22 t WATER PCI W00D BOARD	0.60×10^{3}	22.0×10^{-3}	6.55×10^{9}	877
16 t NON-ASBESTOS BOARD	0.60×10^{3}	16.0×10^{-3}	4.00×10^{9}	1,542
22 t NON-ASBESTOS BOARD	0.60×10^{3}	22.0×10^{-3}	4.00×10^{9}	1,122
1.6 MELAMINE PLASTIC BOARD	1.40×10^{3}	1.6×10^{-3}	11.00×10^{9}	15,167

ここにC：空気中の音速（m/s）

m：複合パネルの面密度（kg/m²）

E：複合パネルの弾性定数（N/m²）

h：複合パネルの板厚（m）

複合パネルの h，m，Bは各々次式によって表わされる。

$$\left.\begin{aligned} h &= (1+\xi)\,h_1 \\ m &= (1+b\xi)\,m_1 \\ B &= \frac{1+2a(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+a^2\xi^4}{1+a\xi}\,B_1 \end{aligned}\right\} \quad (5.1.7)$$

ここに $\xi=\dfrac{h_2}{h_1}$，$a=\dfrac{E_2}{E_1}$，$b=\dfrac{\rho_2}{\rho_1}$，$m_1=\rho_1 h_1$，$B_1=\dfrac{E_1 h_1^3}{12}$

h：厚さ（m）

m：面密度（kg/m²）

E：弾性定数（N/m³）

ρ：密度（kg/m³）

であり，添字"1""2"は2層複合パネルの各々の層を示す。

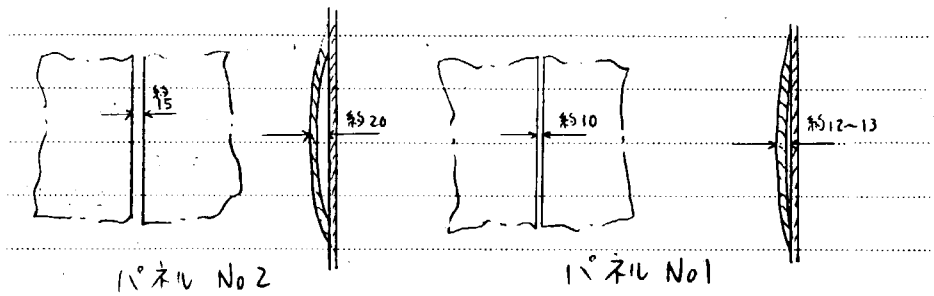
式（5. 1. 6），（5. 1. 7）を用いて各供試パネルの中の複合パネルの f_cを概算すると表 5. 1. 4 の様になる。

表 5. 1. 4　内装パネルのコインシダンス周波数

パネル	構成要素	f_c(Hz)
試料 No. 1，No. 2	19 t ASBESTOS BOARD 1.5 t MELAMINE×2	1100
試料 No. 8	7 t DECK COMPOSITION 7 t STEEL DECK	1380
試料 No. 9	25 t HIGH HEAT BOARD 7 t STEEL DECK	770
試料 No. 10	40 t CEMENT 7 t STEEL DECK	320
試料 No. 11	22 t WATER PROOF PLY WOOD BOARD 9 t DECK COMPOSITION	650
試料 No. 13	16 t NON-ASBESTOS BOARD 1.5 t MELAMINE	1090
試料 No. 14	22 NON-ASBESTOS BOARD 1.5 MELAMINE	900

表 5. 1. 4の中で，パネルNo. 8, 9に於いて 2 t VINYL TILEを無視し更にNo. 9では 7 t DECK COMPOSITONも無視している。なお，DECK COMPOSITION，HI-HEAT BOARDの弾性定数不明のためコンクリート及び木毛セメントのそれで代用している。

(d) パネルNo. 1とNo. 2を比較するとNo. 2の方が全体的に透過損失が下がっているが，これは防振材の影響というよりもむしろパネルの製作精度（取付状態）の差と思われる。



(e) パネルNo. 6, 7の間にはほとんど差が見られない。これとパネルNo. 1, 2の結果より防振材の効果は透過損失（空気音）に対しては，ほとんど期待できないものと思われる。

(f) MASS LOWをBASEとして比較した場合パネルNo. 1, 2, 3, 4, 5とパネルNo. 11, 12, 13, 14で後者が前者よりも透過損失が大きいのはAIR SPACEが大きいためと考えられる。またパネルNo. 6, 7よりもパネルNo. 11, 12, 13, 14が大きい値を示すのはパネルの中に吸音材が入っているためと思われる。

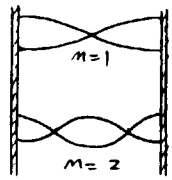
(g) パネルNo.11において 1250 Hz に透過損失の落ち込みが見られるが，これは 9^t デッキコンポジションと 22^t 耐水合板の複合材の f_c（計算値は 650 Hz）の影響であろう。

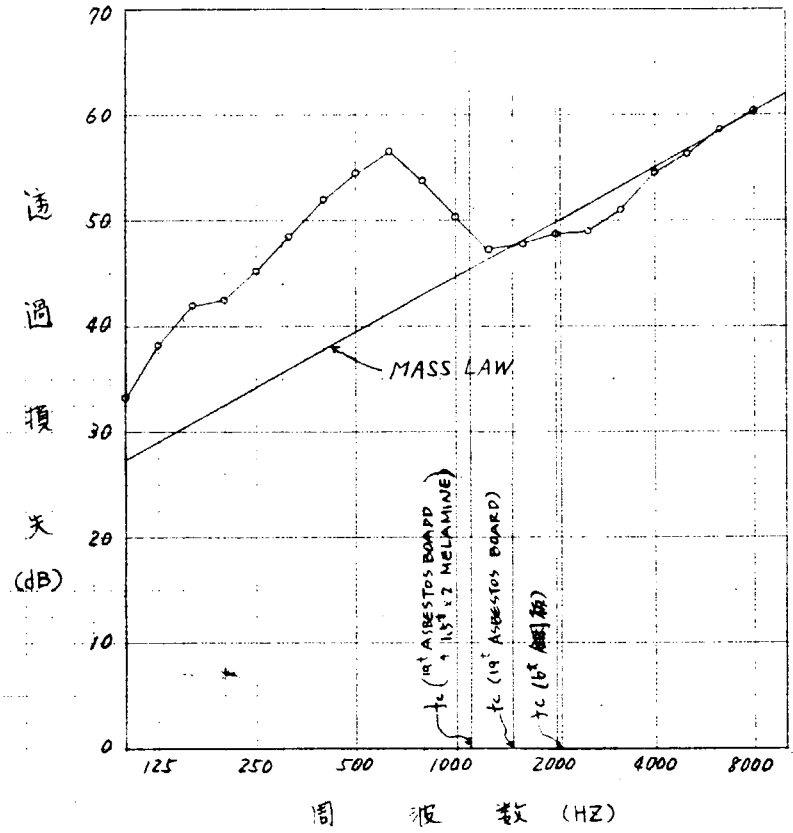
(h) パネルNo. 6, 7, 12に特徴的に見られる様に，ある周波数以上で透過損失がフラットな傾向を示すものがあるが，これは前述のコインシダンス効果による透過損失の低下，並びに空気層内部の共鳴による透過損失の低下等が重なったためであろう。ちなみに空気層内部の共鳴周波数は次式で与えられる。

$$f_n = n\frac{C}{2\ell} \quad (\mathrm{Hz}) \qquad n = 1, 2, 3, \cdots\cdots$$

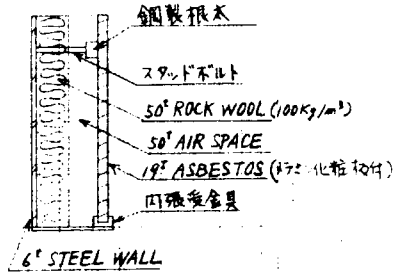
(i) パネルNo. 11, 12, 14においては高周波域で透過損失が頭打ちの傾向を示しているが，パネルNo.13においては高

周波域で急激な増加傾向を示している。これは2重壁と3重壁の特徴的な傾向であると思われる。





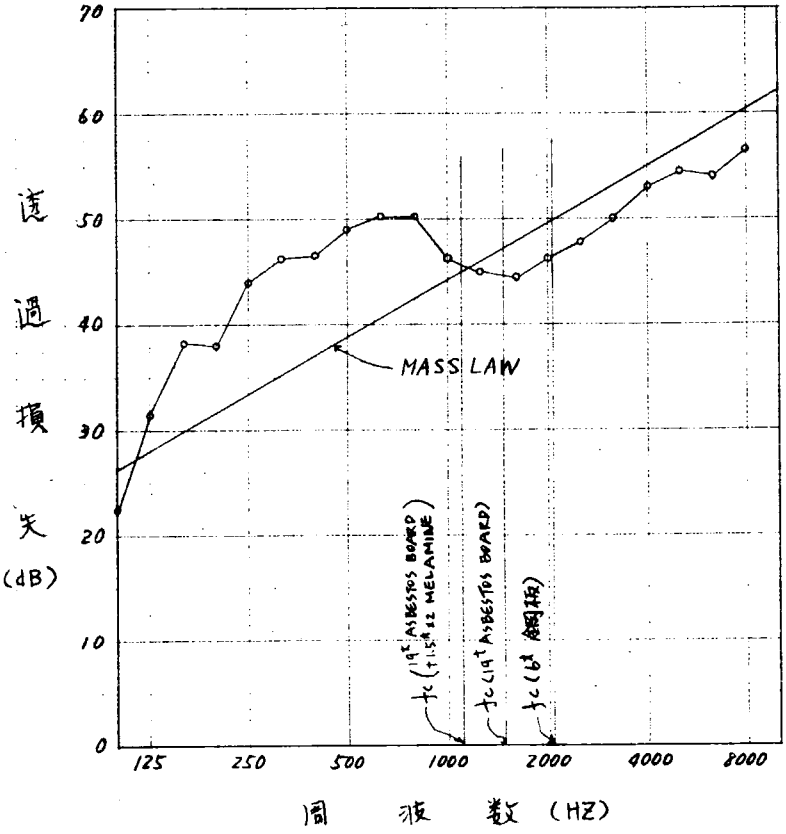
1. 試料名称 NO. 1
2. 構造



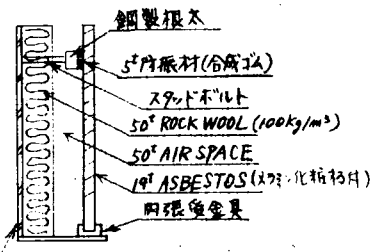
面密度 79.9 Kg/m²

3. 資料面積 2700×3700
4. 測定年月 昭51.5
5. 温度,湿度 20°C, 89%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 6 透過損失計測値



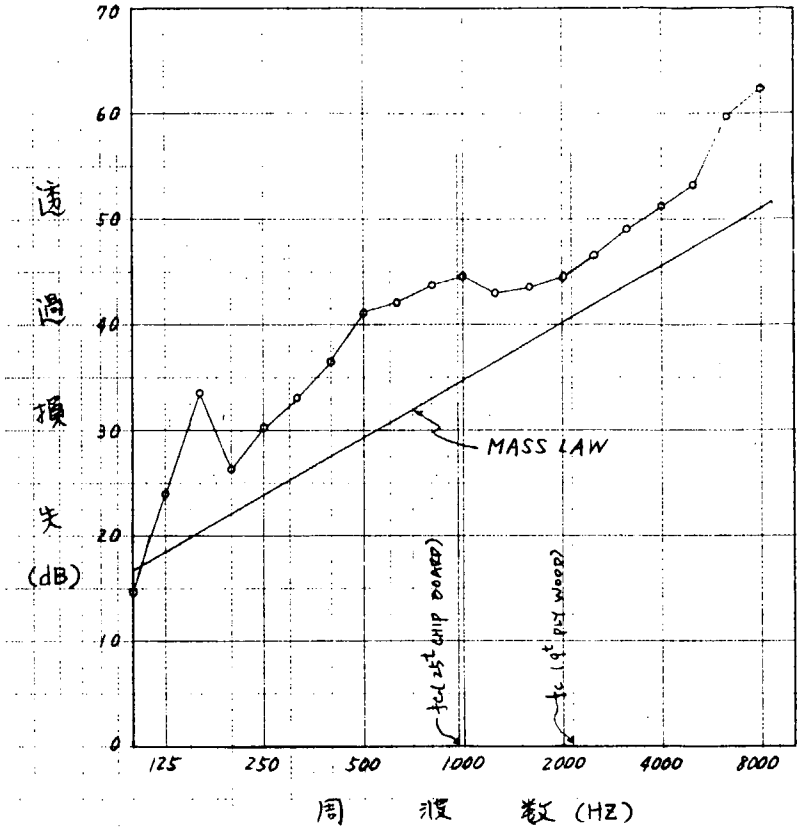
1. 試料名称 NO. 2
2. 構造



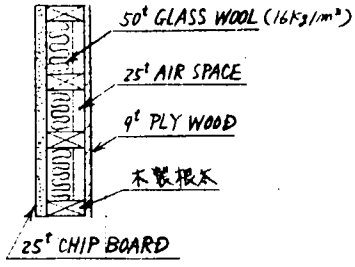
面密度 80.1 Kg/m²

3. 資料面積 2700×3700
4. 測定年月 昭51.5
5. 温度,湿度 19°C, 89%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 7 透過損失計測値



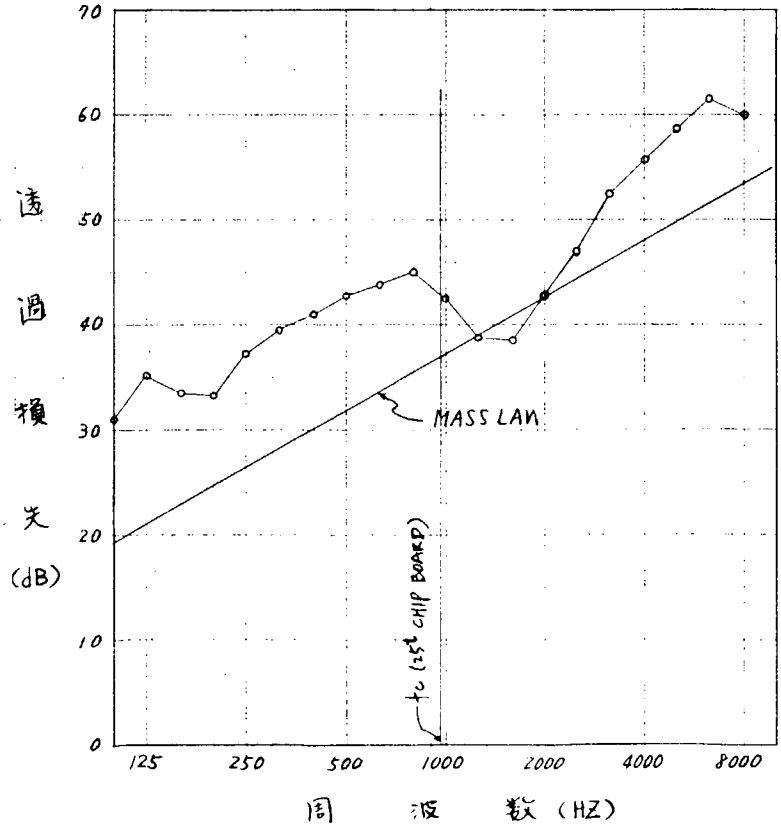
1. 試料名称　NO.3
2. 構造



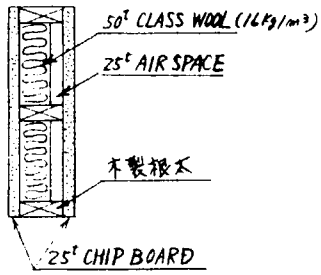
面密度 23.8 Kg/m²

3. 資料面積　2700×3700
4. 測定年月　昭51.3
5. 温度,湿度　13°C, 74%
6. 測定所　三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 8　透過損失計測値



1. 試料名称　NO.4
2. 構造



面密度 32.7 Kg/m²

3. 資料面積　2700×3700
4. 測定年月　昭51.3
5. 温度,湿度　13°C, 74%
6. 測定所　三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 9　透過損失計測値

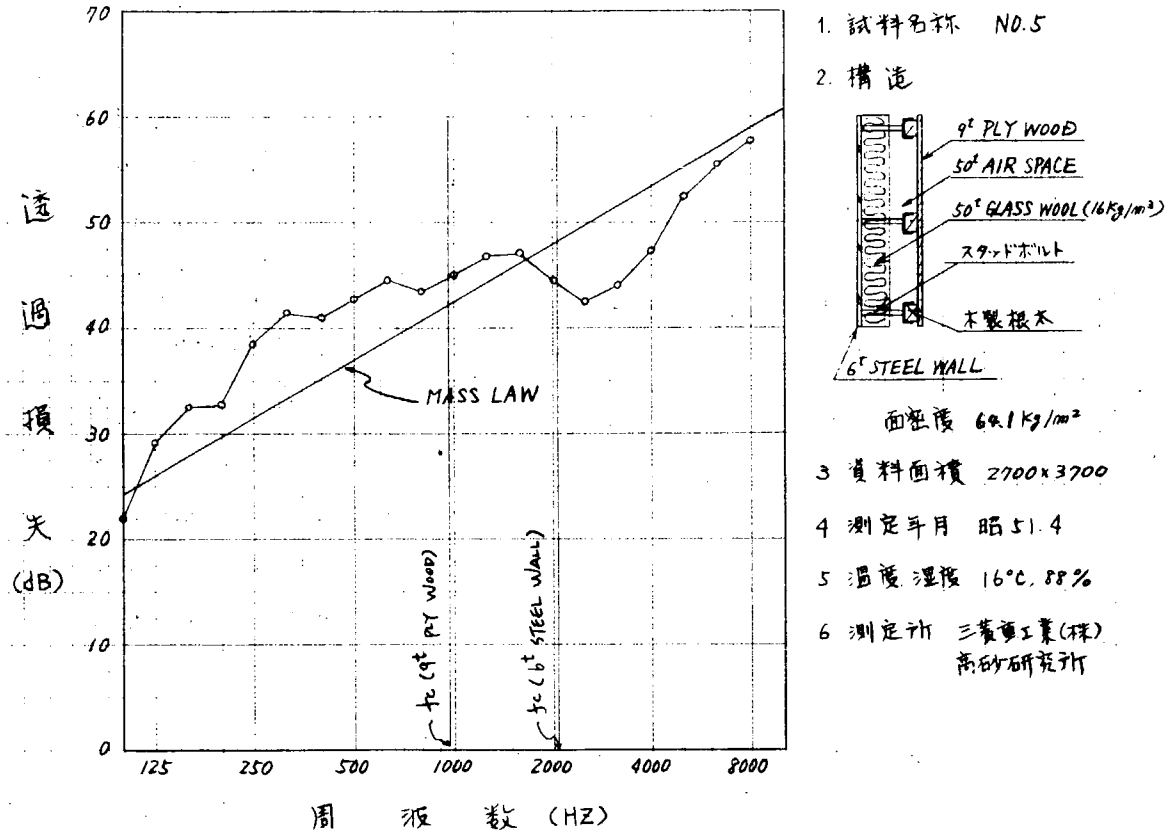


図 5. 1.10　透過損失計測値

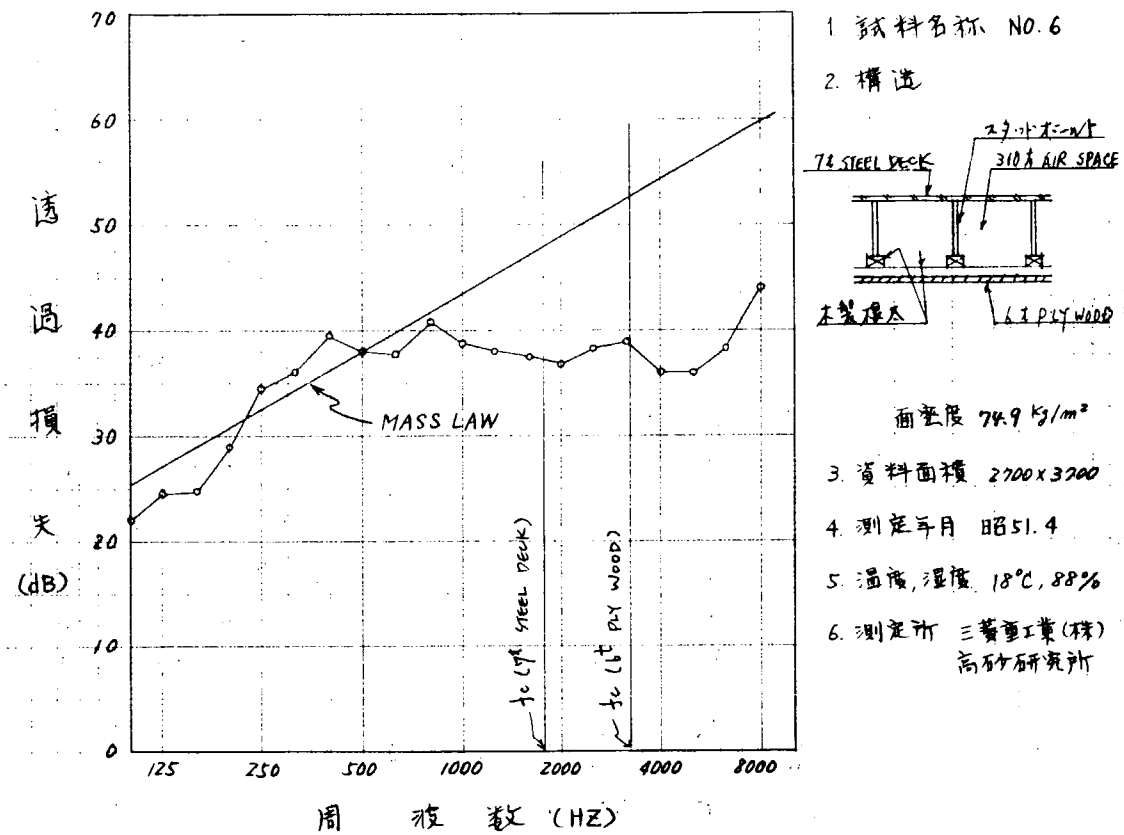


図 5. 1.11　透過損失計測値

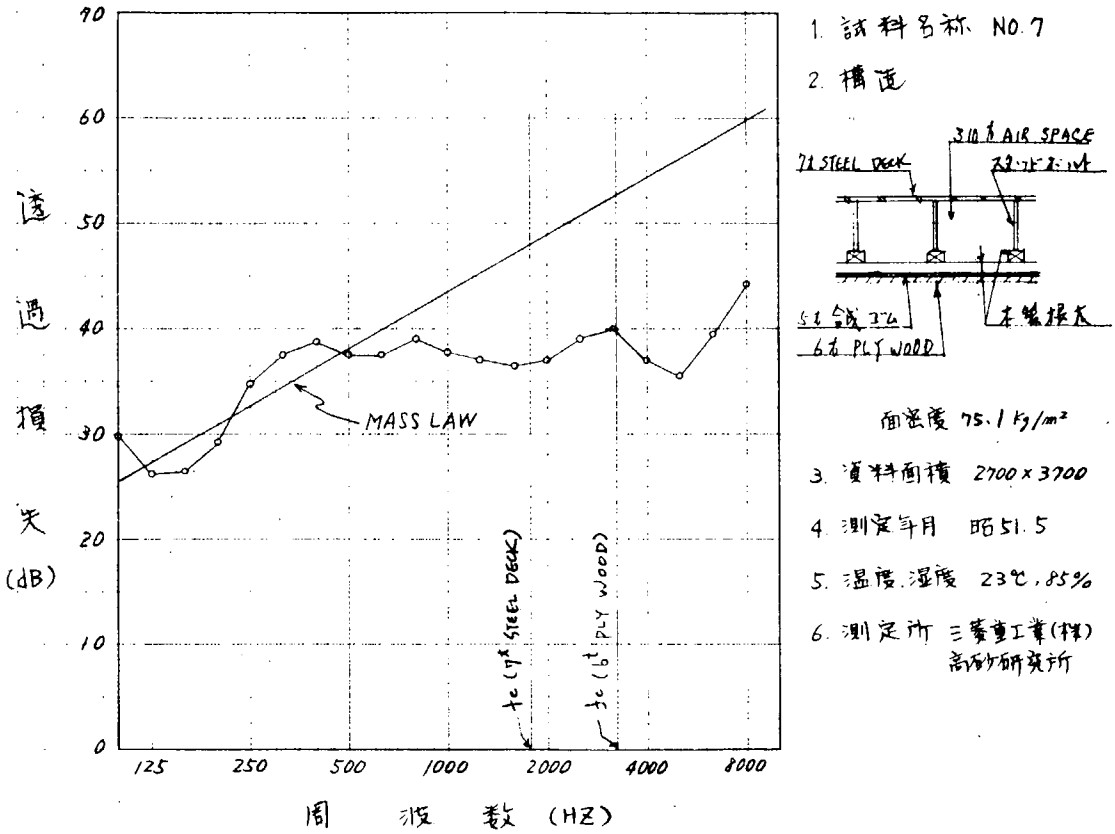


図 5. 1. 12　透過損失計測値

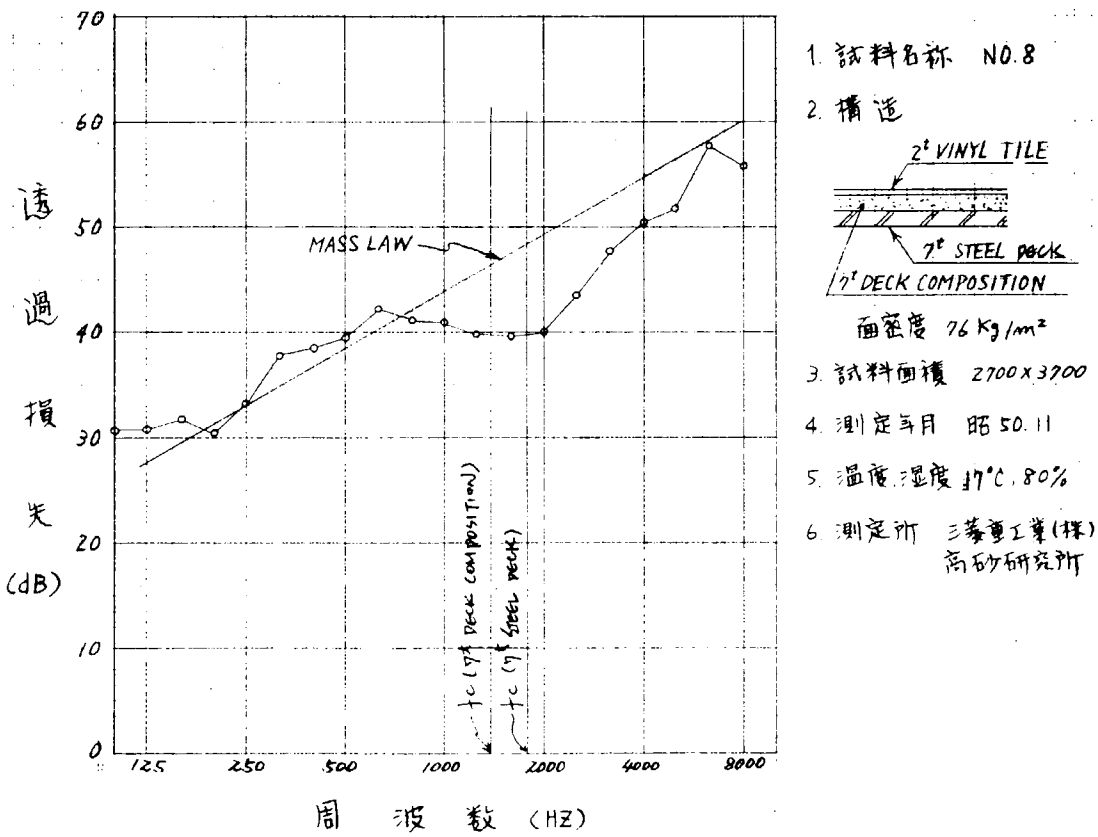


図 5. 1. 13　透過損失計測値

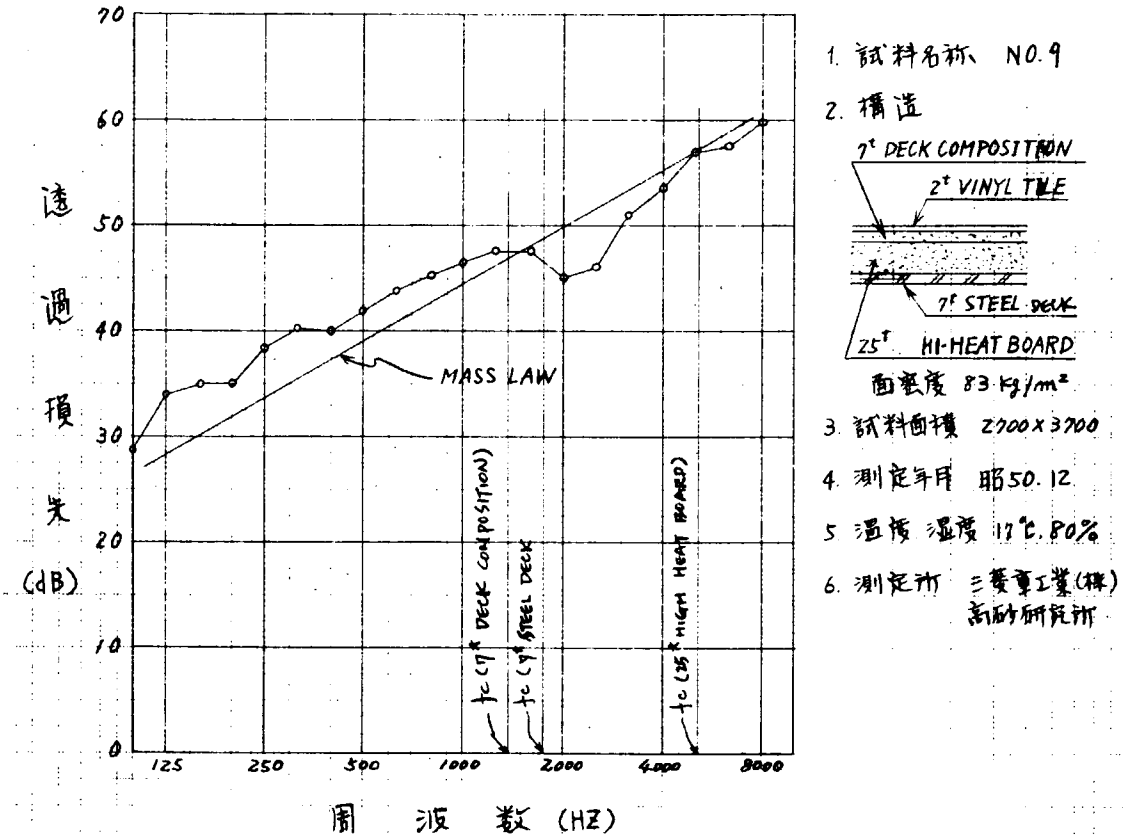


図 5. 1. 14　透過損失計測値

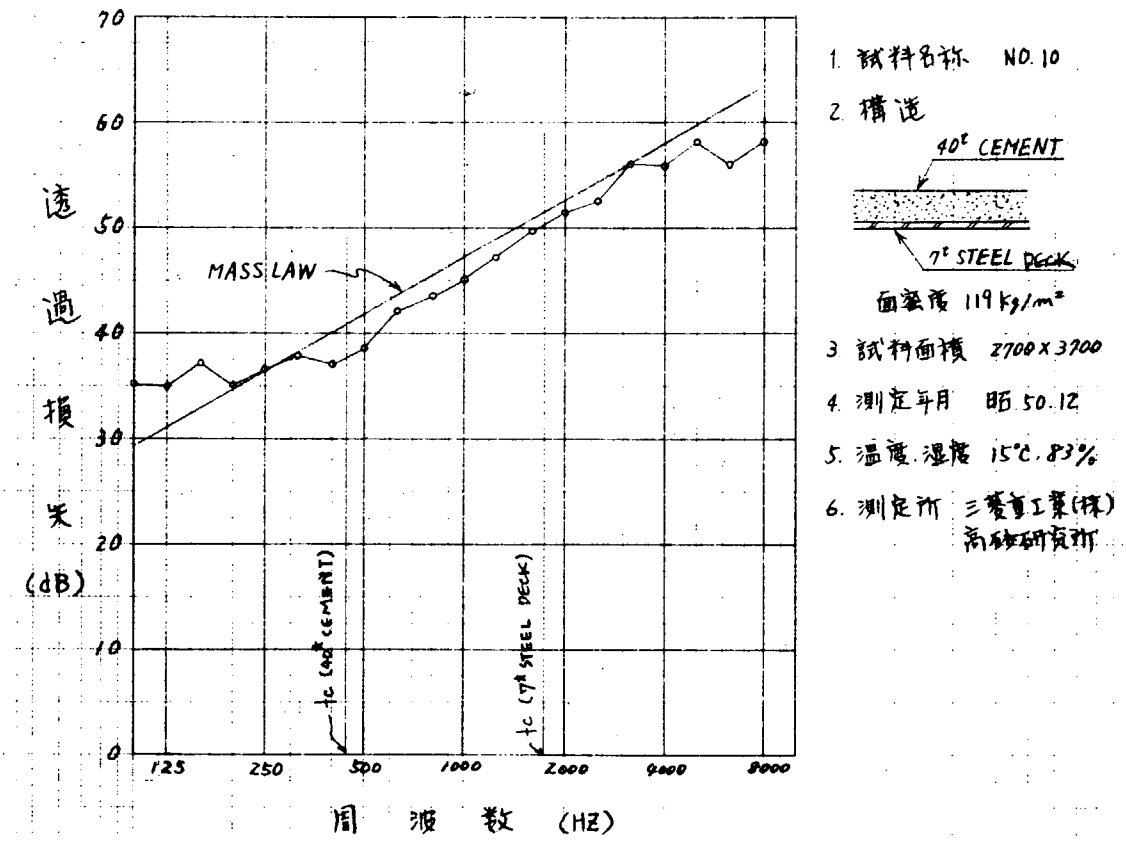


図 5. 1. 15　透過損失計測値

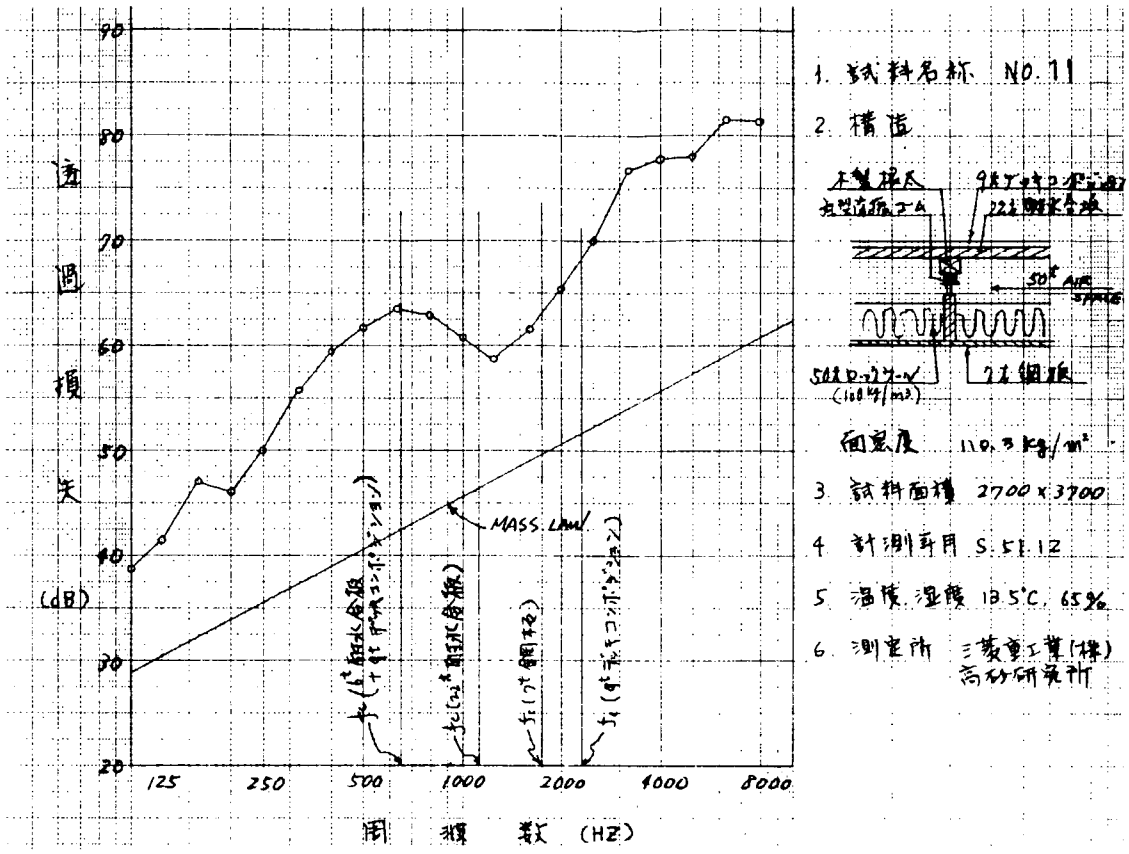


図 5. 1.16　透過損失計測値

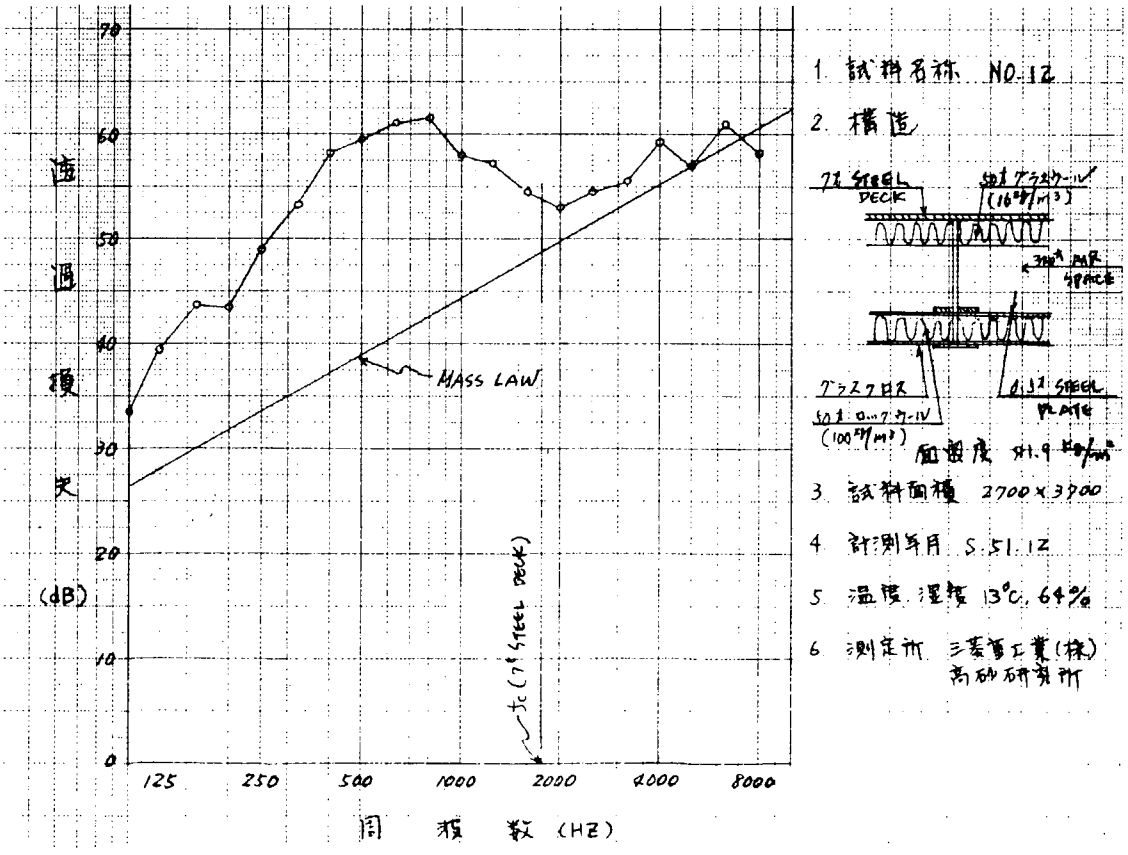


図 5. 1.17　透過損失計測値

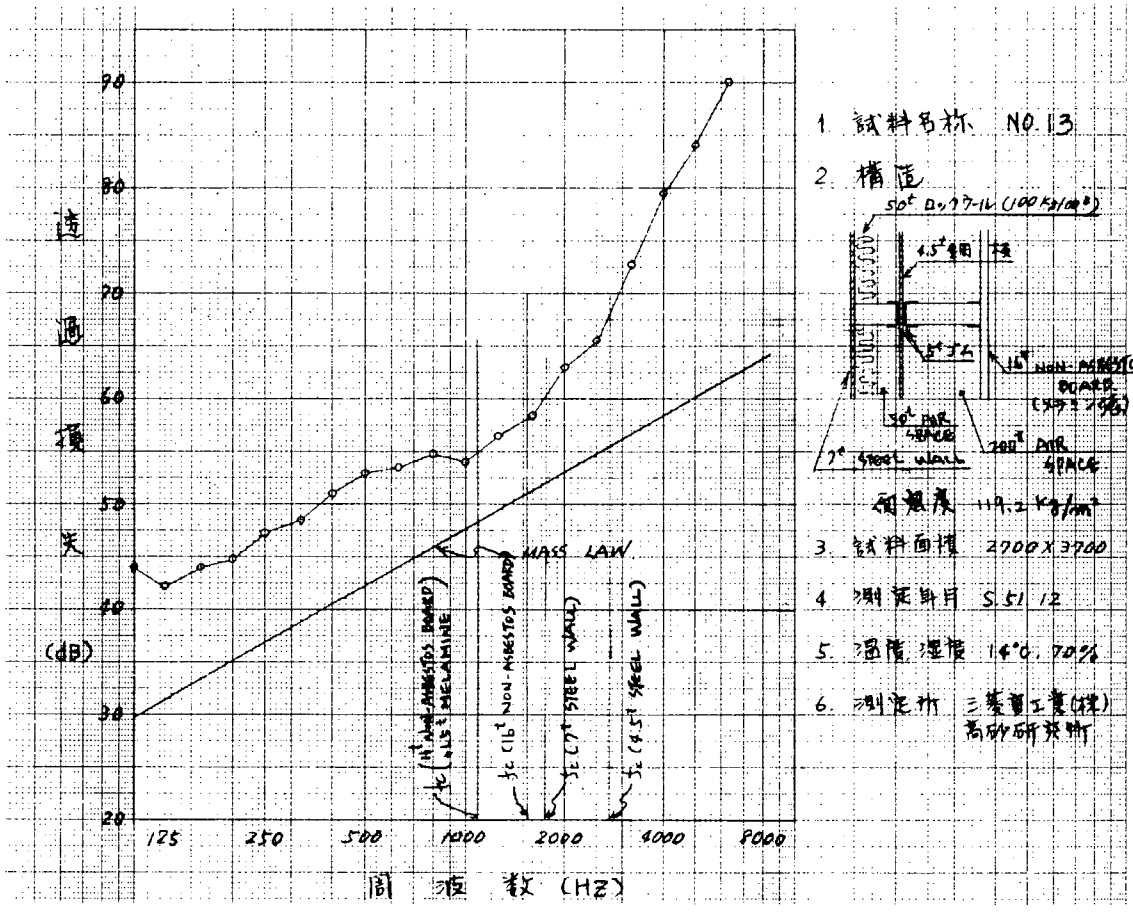


図 5. 1. 18　透過損失計測値

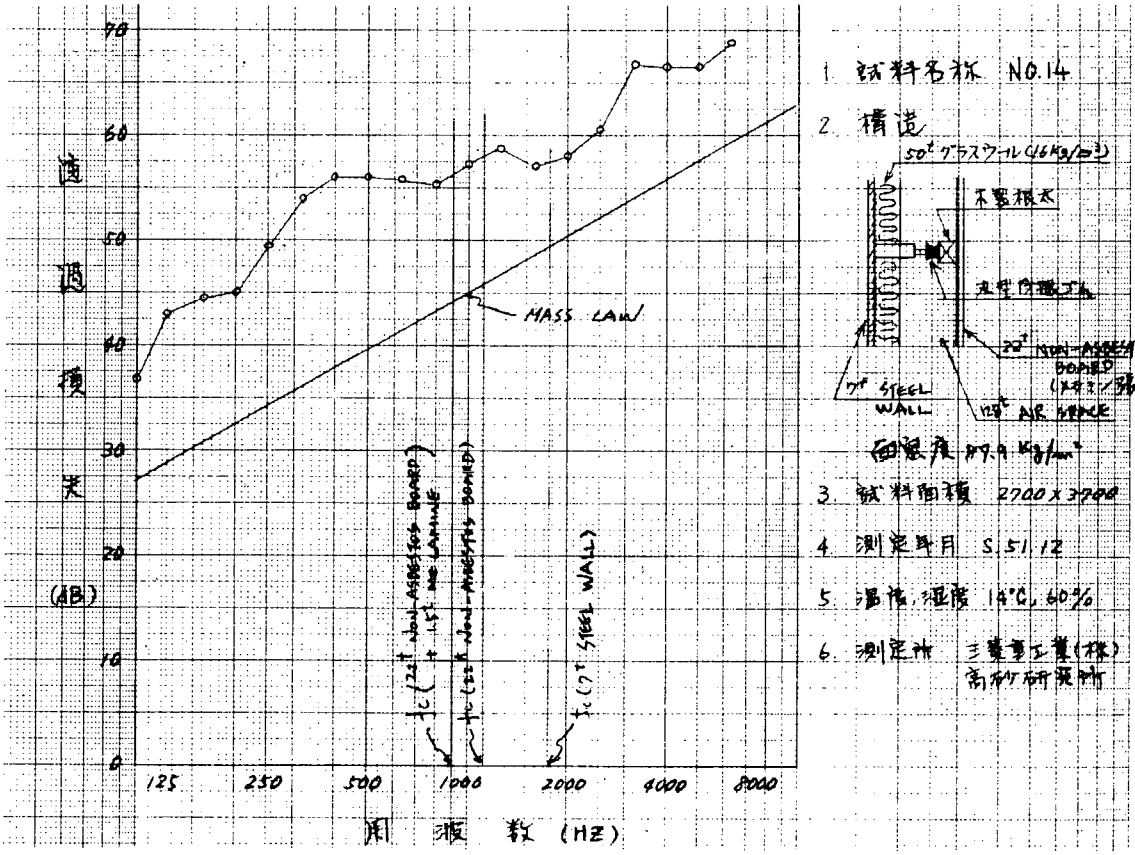


図 5. 1. 19　透過損失計測値

5.2. 各種吸音材の吸音特性の研究

前回の報告書（研究資料No. 252　昭和51年3月発行）においては吸音率の不明な吸音構造5種を選定し，その吸音率を測定したが，今回は5.1項で述べた壁・床・天井構造4種の中から2種を選出しT.L.計測時に吸音率を測定した。

5.2.1 各種内装材の吸音率の測定

(1) 供試パネル

供試パネル2種類の構造を図5.1.1のパネルNo. 13, 14に示す。又，各パネルの取付状態は図5.1.3に示す。

(2) 測定装置

測定は三菱重工業㈱高砂研究所の設備を利用したが，その概要は次の通りである。

(a) 残響室

5.1.1項で述べた通りである。尚，試料を入れない場合の残響時間はJIS規格を十分満足するものである。

(b) 音源及び受音装置

音源及び受音記録装置は図5.2.1に示す様なものである。

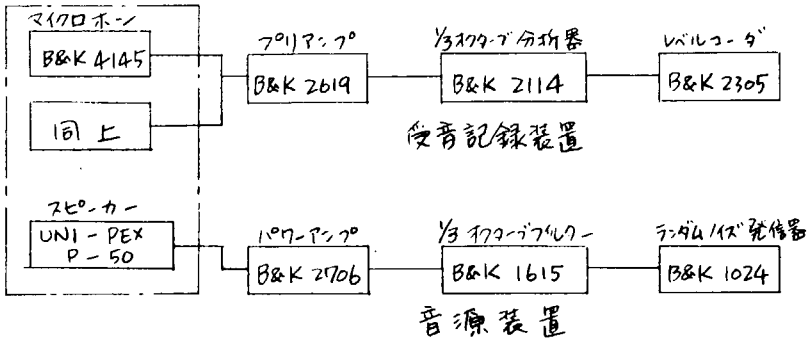


図5.2.1　音源及び受音装置

(3) 測定方法

測定方法は原則的にはJIS規格（JISA1409－残響室法吸音率の測定方法）に従っているが詳細は次の通りである。

(a) 残響時間の測定

残響時間の測定は残響室内に受音点3点を選んで行ない，測定回数は3ケの各々のマイクについて各1/3オクターブ中心周波数別に表5.2.1に示す回数とした。

表5.2.1　残響時間測定回数

中心周波数Hz	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800
測定回数	25				15					
中心周波数Hz	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000
測定回数	9									

(b) 残響室法吸音率の算出

吸音率は上記方法によって読み取られた残響時間の平均値を用いて次式により算出した。

$$\alpha = \frac{55.3\,V}{CS}\left(\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2}\right) \quad \cdots\cdots (5.2.1)$$

ここに　α：残響室法吸音率

T_1：試料を入れた状態における残響時間（sec）

T_2：試料を標準供試体（コンクリートブロック）で置換した場合の残響時間（sec）

V：残響室容積（200.0 m^3）

S：試料面積（m^2）

c：空気中の音速　$c = 331.5 + 0.6t$

t：空気の温度（℃）

(4) 測定結果とまとめ

図5.2.3～図5.2.7は昨年度の報告書に掲載したものであり，本年度分は図5.2.8，図5.2.9に測定結果のグラフを示す。

(a) No.1は25t－グラスウール（FG－220）単体の背後空気層厚さがゼロの場合の吸音率実測データよりもわずかに高い値を示しているが，これはグラスクロスの影響というよりもむしろ6t鋼板の背後空気層の影響と思われる。

(b) No.2の吸音率はNo.1に比し500 Hz以下の周波数で増加しており，かつ500 Hzに大きなピークを有している。これは多孔質吸音材にビニールシート等の薄膜材料で表面処理を施した場合の吸音特性と非常に類似したものとなっている。

(c) No.3とNo.1を比較すると，No.3は内装材（1t－せん孔亜鉛板，開口率23.8％）が有るにもかかわらず吸音率に大きな低下が無く，せん孔板に特有な共鳴周波数での大きなピークも見られない。これはせん孔板の開口率が20％程度以上になると下地材（25t－グラスウール）の特性が支配的になってくることを示している。

(d) No.4,5の吸音率が400 Hzでピークを有するのはせん孔板の共鳴の影響であり，この時の共鳴周波数は次式で与えられる。

$$f_o = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{(t+0.8d)L}} \quad \cdots\cdots (5.2.1)$$

ここに　f_o：共鳴周波数（Hz）

c：空気中の音速（cm/sec）

t：せん孔板の板厚（cm）

d：穴の直径（cm）

P：開口率

L：背後空気層厚さ（cm）

但しPは穴の直径d，ピッチDを用い近似的に次式で与えられる。

$$P = \frac{\pi d^2}{4D^2} \quad \cdots\cdots (5.2.2)$$

(e) No.13,14何ずれのパネルも160 Hzの低音域で吸音率のピークを示し，その値は0.15～0.2であり，300~3000 Hzの中高音域で約0.1である。更に高周波になるに従って再び増加の傾向を示している。

(f) 上記の傾向は板状材料の吸音特性の一般的な傾向であり，低音域におけるピーク周波数は次式の様な形で与えられる。

$$f_p = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad \cdots\cdots (5.2.3)$$

$$k = \frac{\rho C^2}{\ell} K \quad \cdots\cdots (5.2.4)$$

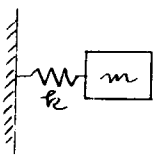


図5.2.2

ここに　f_p：ピーク周波数（Hz）

m：板の面密度（kg/m^2）

ρ：空気密度（kg/m^3）

C：空気中の音速（m /sec）

ℓ：背後空気層の厚さ（m）

K：施工状態での板の剛性（$kg/m^2 \cdot sec$）（≒ $1 \times 10^6 \sim 3 \times 10^6$）

上式において ℓ が小さい時は fp は ℓ によって変化するが，ℓ がある値（約 100 cm）以上になると k ≒ K となり fp は背後空気層厚に無関係となる。又，一般の建築用ボード類の場合には fp は 80 ～ 300 Hz の範囲であると言われている。

(g) 又，No. 13, 14 はNo. 1 ～ 5 までの吸音構造と違い一般の壁構造である為，その吸音率はせいぜい 0.1 ぐらいであると予想していたが今回の実測によりそのことを確認することが出来た。

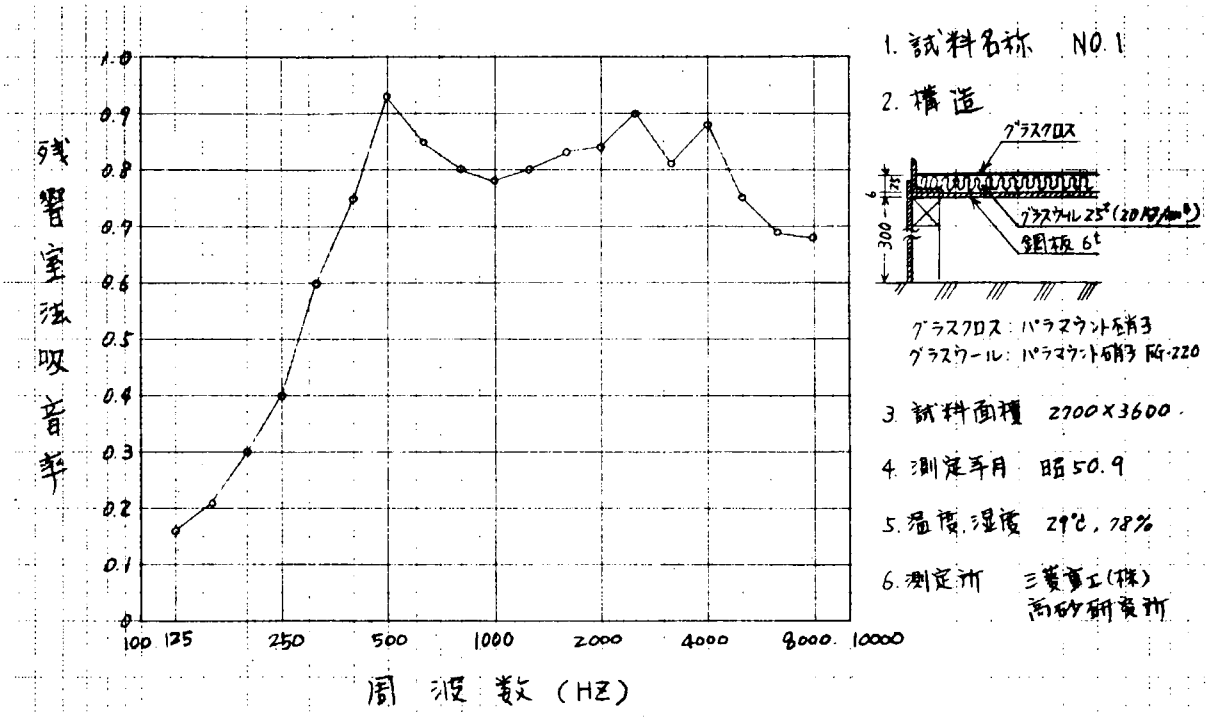


図 5. 2. 3　吸音率計測値

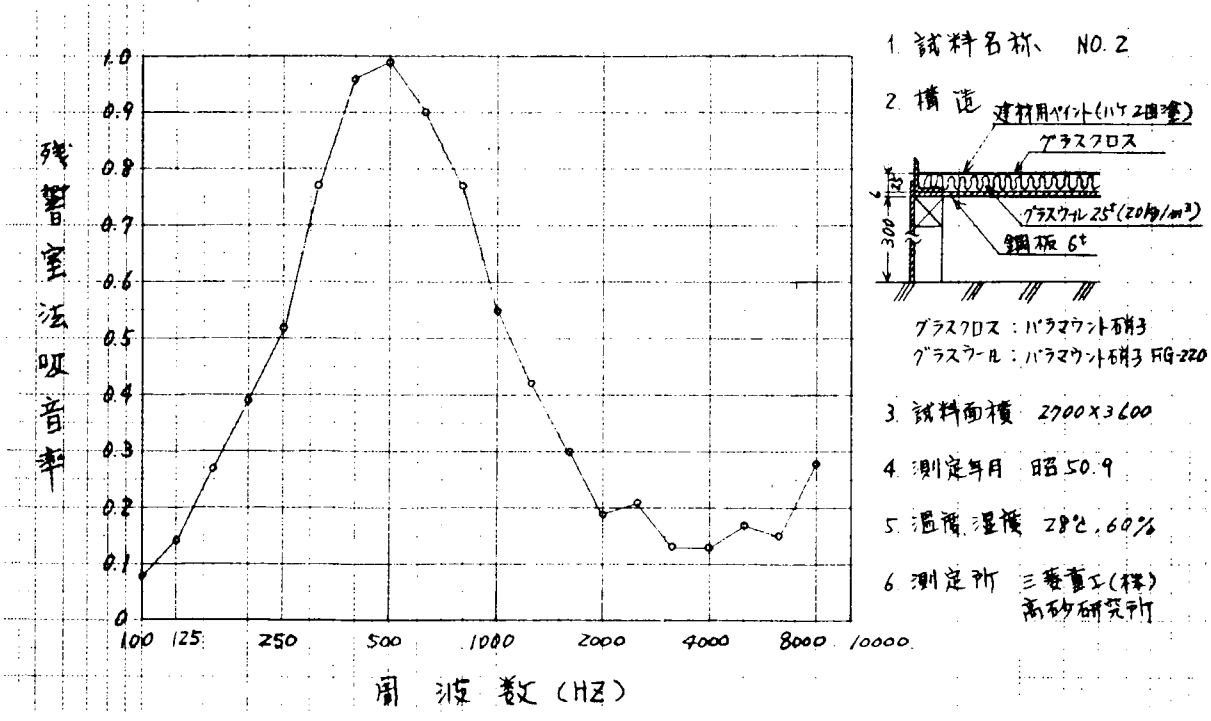


図 5. 2. 4　吸音率計測値

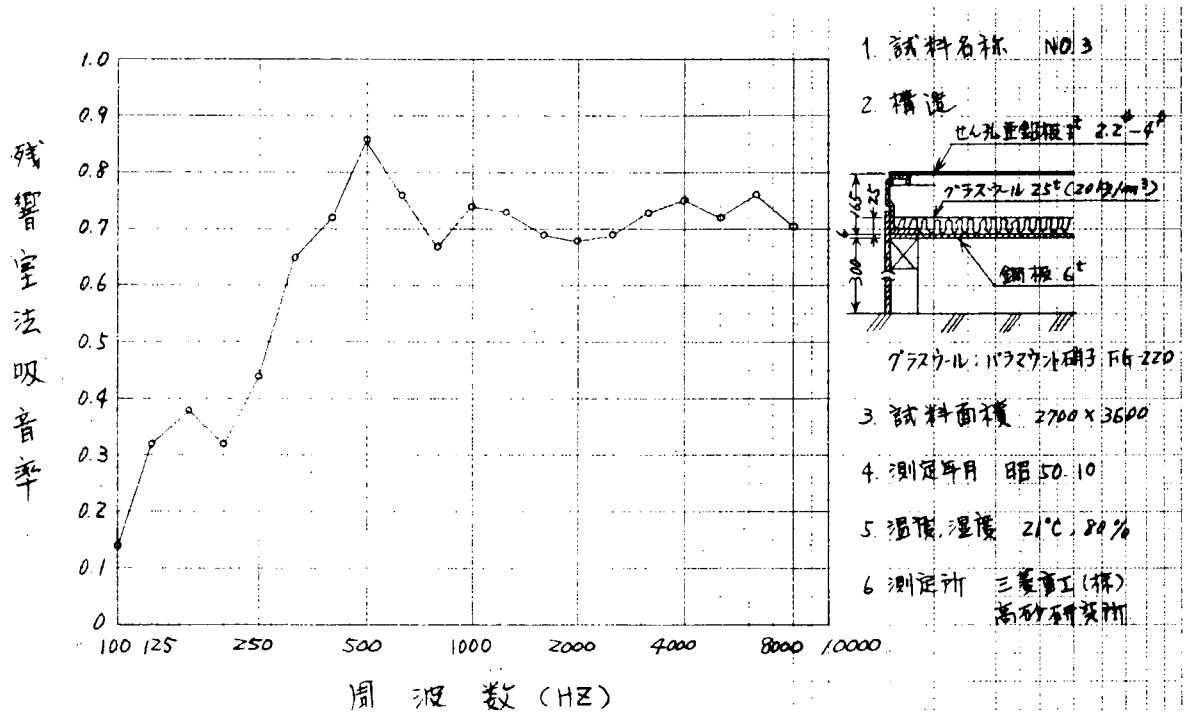


図 5. 2. 5　吸音率計測値

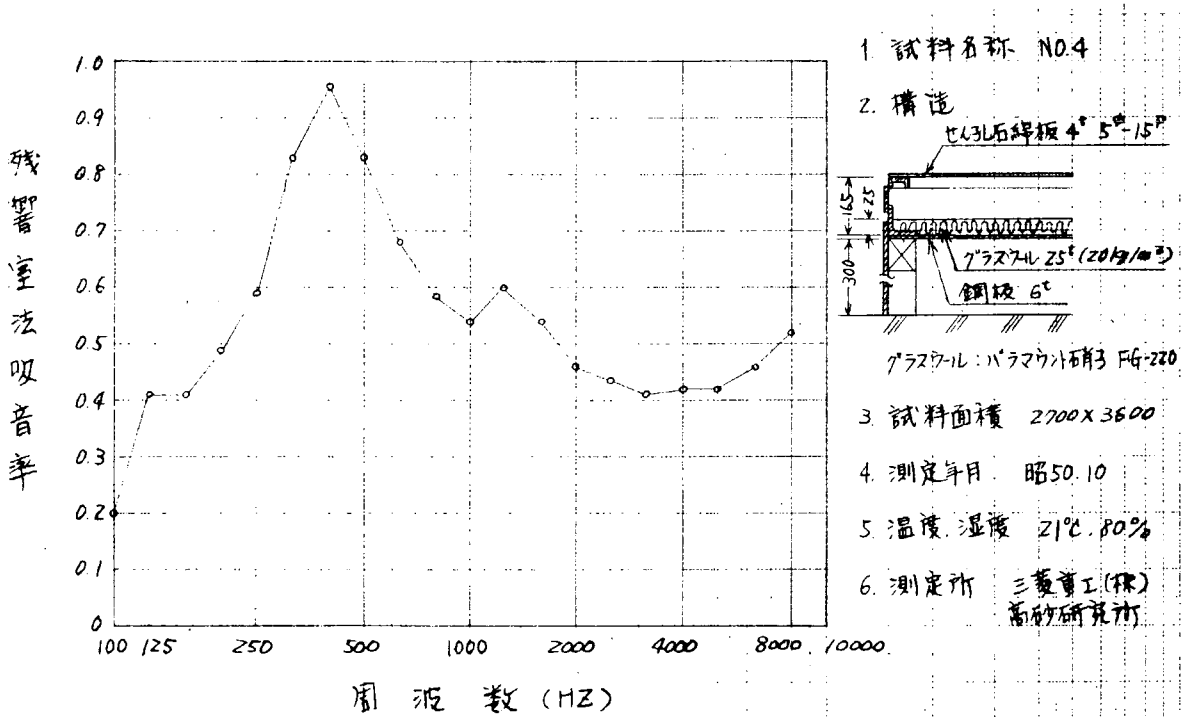


図 5. 2. 6　吸音率計測値

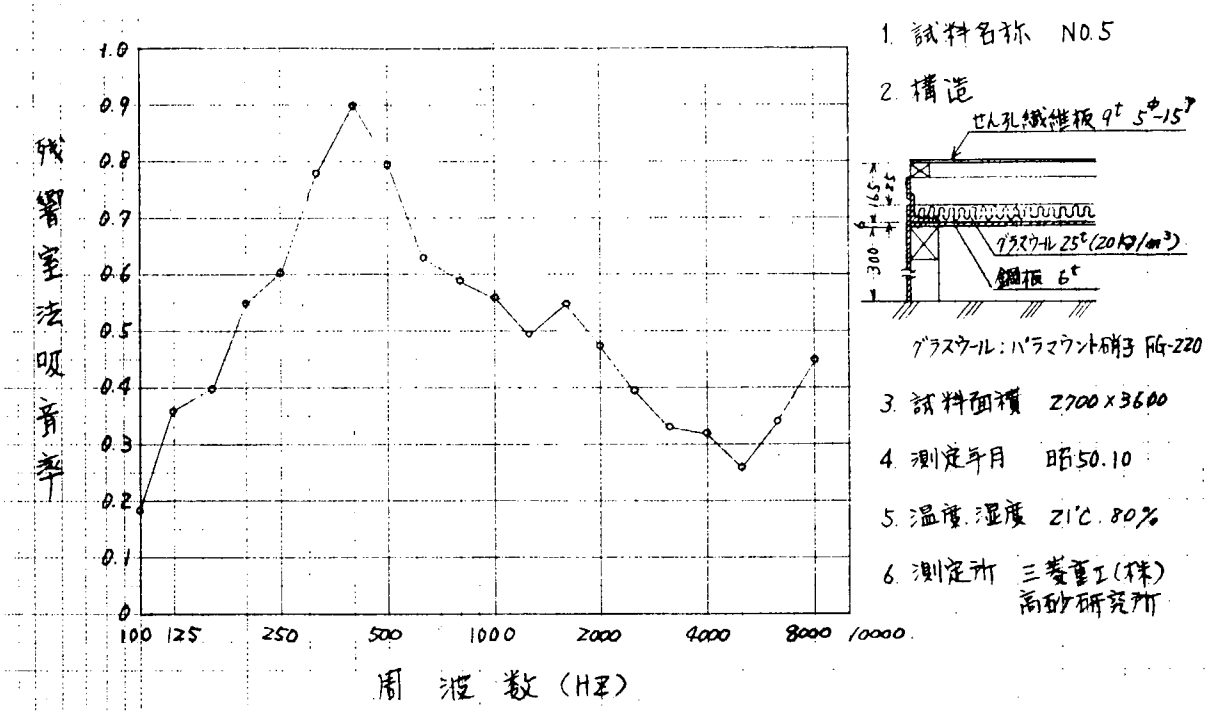


図 5. 2. 7　吸音率計測値

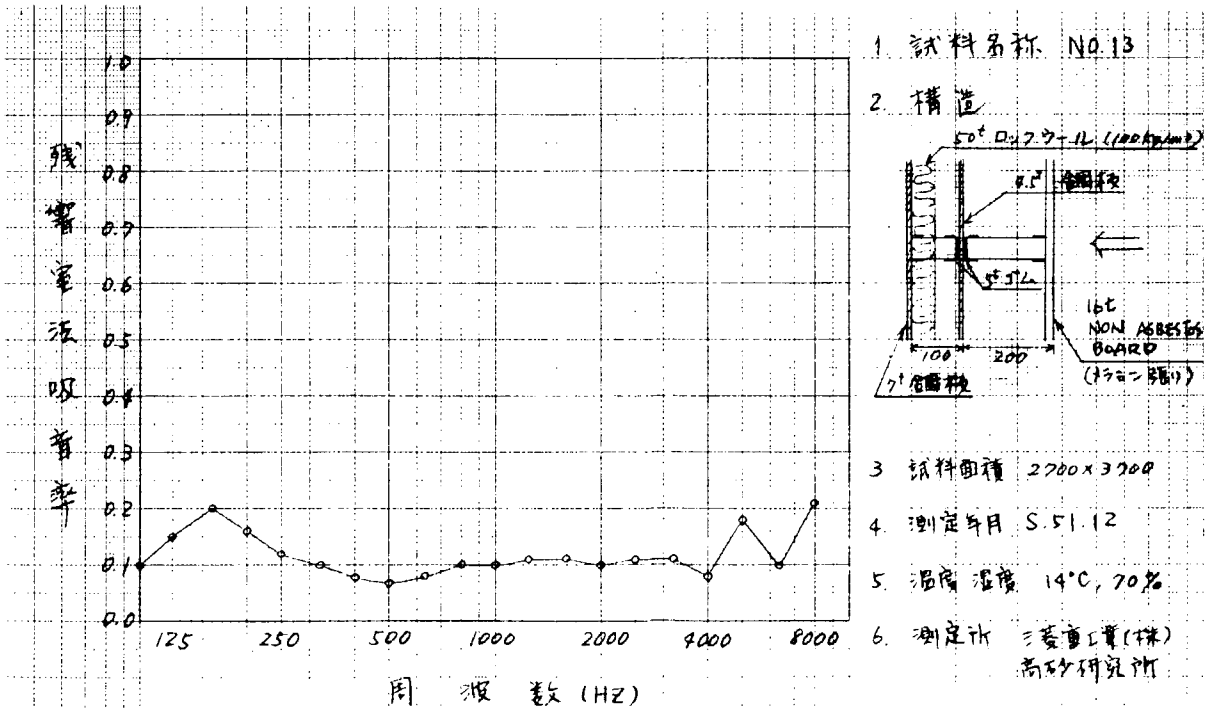


図 5. 2. 8　吸音率計測値

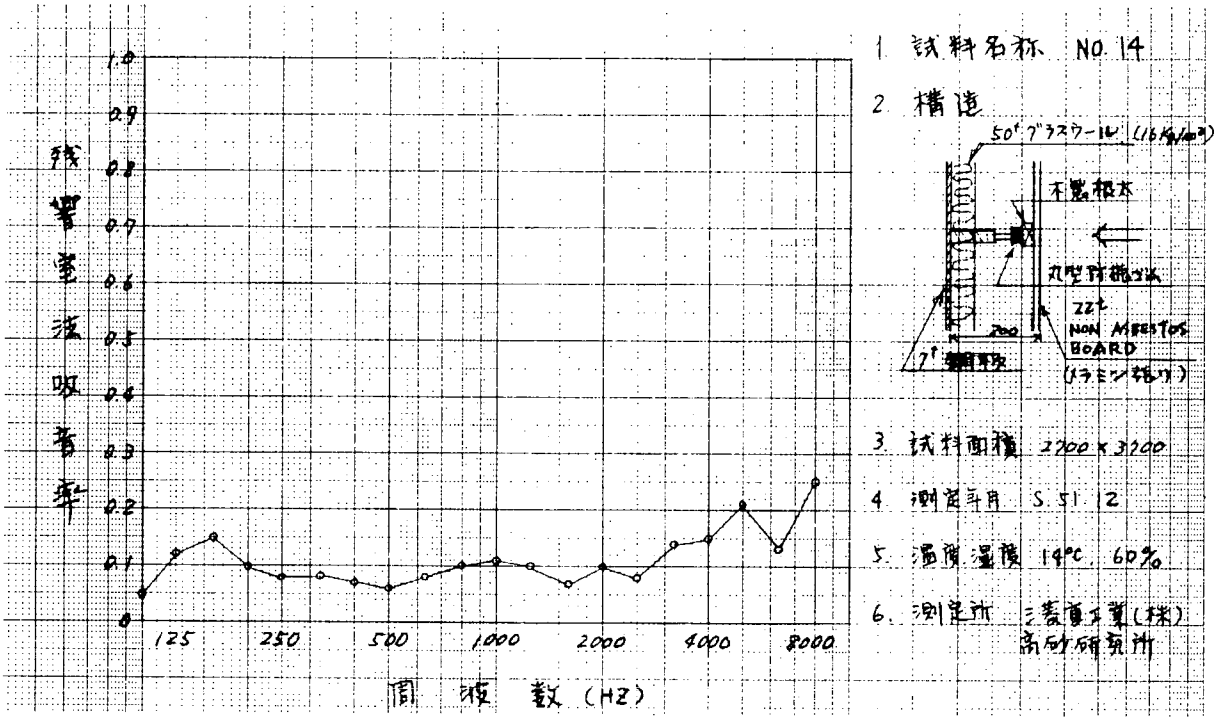


図 5. 2. 9　吸音率計測値

5. 2. 2　吸音率に於けるグラスウールとロックウールの比較

現在吸音材料として一般的に使用されているものには多孔質材料があり，その中ではグラスウールとロックウールが代表的存在である。

これらの使い分けは，断熱性及び不燃性という耐熱性能により選ばれることが多いが，同時にまた優れた吸音特性を持っている為，その吸音性能を比較することにした。

ここでは既存の吸音率データより，平均吸音率を算出しその厚みごとにかさ比重及び背後空気層によって分類した。

またその吸音性能の類似点及び各周波数に於ける吸音率の相異も併記することにより，その比較を容易にした。

(1)　平均吸音率に於ける相異

ROCK WOOL　平均吸音率表 (125 Hz ~ 2000 Hz)

表 5. 2. 2

t = 25 mm

空気層＼比重	40kg/m³	50	80	150	180	250
0 mm	0.57 (0.80)	0.55 (0.85)	0.59 (0.89)	0.66 (0.95)	0.59 (0.85)	0.56 (0.73)
40	0.56 (0.85)	0.65 (0.90)				
50		0.72 (0.90)				
100	0.65 (0.80)	0.76 (0.88)			0.75 (0.81)	0.73 (0.82)

t = 50 mm

表 5. 2. 3

比重 / 空気層	40kg/m³	80	150	180	250
0 mm	0.72 (0.97)	0.76 (0.97)	0.80 (0.99)	0.68 (0.77)	0.69 (0.78)
40	0.85 (0.97)				

(注)(　)内数値は 1000 Hzの吸音率を示す。

GLASS WOOL 平均吸音率表 (125 Hz ~ 2000 Hz)

t = 25 mm

表 5. 2. 4

比重 / 空気層	16 kg/m³	20	24	32	48	64	96
0 mm	0.49 (0.75)	0.48 (0.74)	0.51 (0.80)	0.54 (0.84)	0.59 (0.92)	0.56 (0.88)	0.49 (0.81)
40	0.60 (0.87)	0.61 (0.84)	0.65 (0.92)	0.67 (0.92)	0.65 (0.87)		
45						0.75 (0.93)	0.70 (0.88)
100	0.68 (0.83)	0.67 (0.82)	0.74 (0.86)	0.75 (0.89)	0.76 (0.89)		
105						0.80 (0.81)	0.77 (0.88)
150		0.72 (0.76)					
160	0.74 (0.78)		0.77 (0.88)	0.81 (0.90)			
310	0.79 (0.87)	0.74 (0.73)	0.81 (0.88)	0.83 (0.89)			

t = 50 mm

表 5. 2. 5

比重 / 空気層	15 kg/m³	16	20	24	25	32	40	48	64
0 mm	0.64 (0.90)	0.69 (0.86)	0.69 (0.87)	0.71 (0.89)	0.78 (0.96)	0.73 (0.95)	0.75 (0.88)	0.77 (0.99)	
40	0.75 (0.88)	0.78 (0.95)	0.73 (0.85)	0.80 (0.94)		0.81 (0.96)		0.83 (0.97)	
45		0.76 (0.88)							0.80 (0.92)
100	0.77 (0.88)	0.81 (0.85)	0.79 (0.93)	0.83 (0.83)	0.81 (0.97)	0.85 (0.93)		0.85 (0.90)	
105		0.77 (0.77)					0.86 (0.99)		0.84 (0.88)
150			0.79 (0.75)						
160		0.86 (0.98)		0.88 (0.99)		0.90 (0.99)			
310		0.96 (0.97)	0.85 (0.83)	0.95 (0.97)		0.92 (0.93)			

(注)(　　)内数値は 100 Hzの吸音率を示す。

＜資料出典＞ 日本造船研究協会第 156 研究部会研究資料No. 252

(3) 吸音特性での類似点

これについては，前項でのグラフを見ても解るように，共に中音域から高音域にかけて高い吸音特性を示しているが，さらに次の様な一般的類似点を持っている。

(a) 製品の厚さ，かさ比重及び背後空気層の有無とその深さ，表面仕上げ材料等によって変化する。

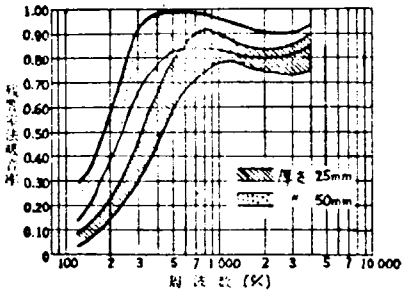
(b) 厚さを増すことによって全吸音領域に渡り吸音率が増加する。

(c) かさ比重を増すことによって主に低音域の吸音率が増加する。

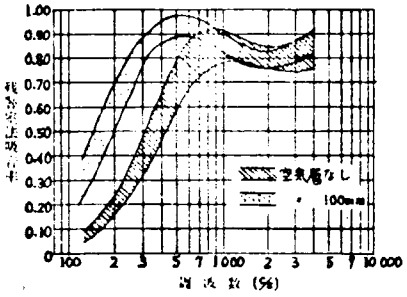
(d) 背後空気層の厚みを増すと，吸音領域が低域側へ広がり，低音域の吸音率が増加する。

(3) 各周波数に於ける吸音率の相異

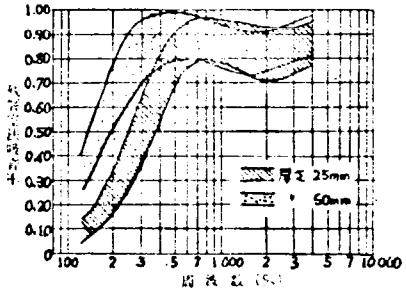
ROCK WOOL



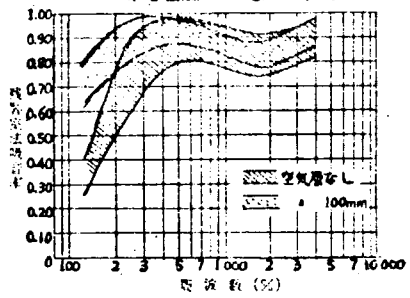
ロックウール製品の吸音特性
(垂直入射)
かさ密度 120 kg/m³ 未満



ロックウール背後空気層による
吸音特性の変化
ロックウール厚さ 25 mm,
かさ密度 120 kg/m³ 未満



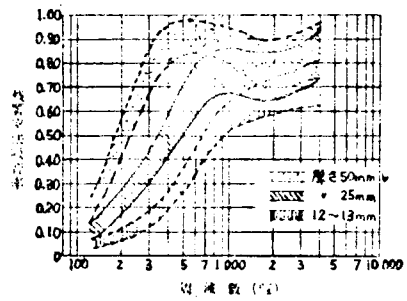
ロックウール製品の吸音特性
(垂直入射)
かさ密度 120 kg/m³ 以上



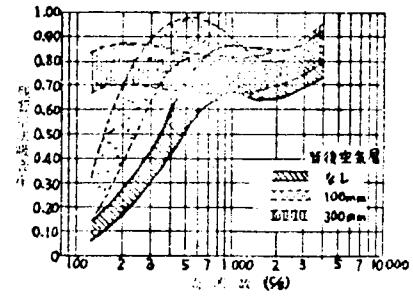
ロックウール背後空気層による吸
音特性の変化
ロックウール厚さ 50 mm,
かさ密度 120 kg/m³ 以上

図 5. 2. 10

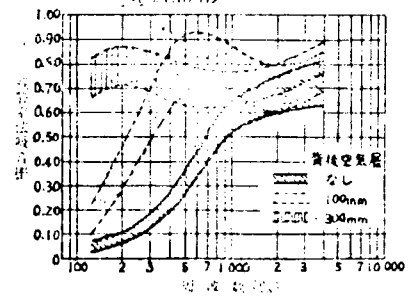
GLASS WOOL



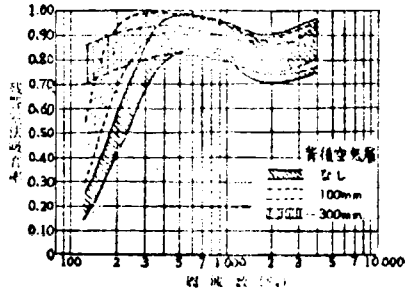
グラスウール製品の吸音特性
(垂直入射)



グラスウール背後空気層による
吸音特性の変化
グラスウール厚さ 25 mm.



グラスウール背後空気層による
吸音特性の変化
グラスウール厚さ 12～13 mm.



グラスウール背後空気層による
吸音特性の変化
グラスウール厚さ 50 mm.

＜資料出典＞ 騒音対策ハンドブック

図 5. 2. 11

5.3 固体振動による二次発生音の研究

5.3.1 放射効率の測定

5.1節で述べた透過損失の測定時に各種内装材の空気加振時の音響放射効率を測定した。

(1) 供試パネル

供試パネルは5.1.1項で述べたものと同一であり，それらの構造及び取付方法は図5.1.1，図5.1.2に示してある。

(2) 測定装置

測定に当っては三菱重工業㈱高砂研究所の設備を利用したが，その概要は次の通りである。

(a) 測定室，音源装置

測定室としては残響室を使用したが，残響室の構造，要目並びに音源装置については5.1.1項で述べた通りのものである。

(b) 受信，記録装置は図5.3.1に示す様なものである。

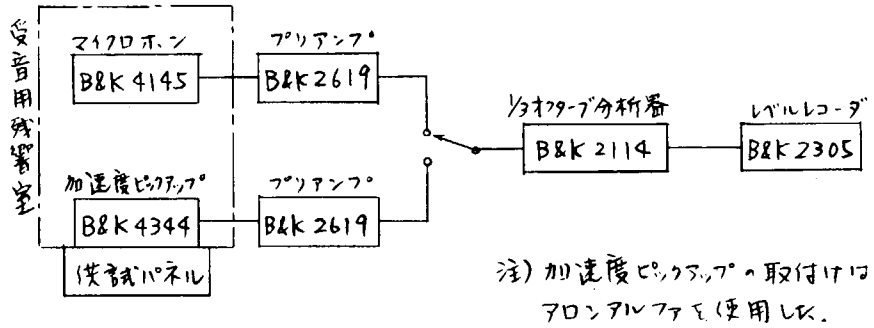


図 5.3.1 受音装置

(3) 測定方法

(a) 振動加速度レベルの測定

振動加速度レベルの測定点は図5.3.2に示すパネル面18～20点とし，又，測定回数は各測定点について周波数別に表5.3.1に示す回数の測定を行ない（5.3.1）式により平均振動加速度レベルを求めた。

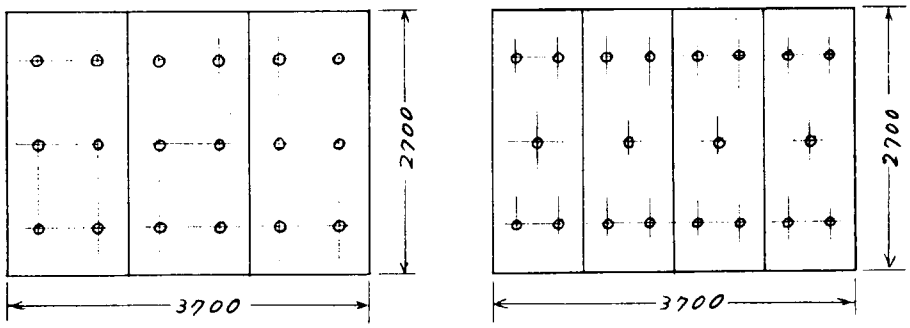


図 5.3.2 振動計測点配置図

表 5.3.1 振動計測回数

中心周波数 Hz	100 ～ 160	200 ～ 400	500 ～ 8000
測定回数	10	6	3

$$\overline{La} = 20\log\left\{\frac{\sum_{I}\sum_{J}\log^{-1}\frac{La_{I,J}}{20}}{I \cdot J}\right\} \quad \cdots\cdots (5.3.1)$$

ここに　I：測定点の数

J：1つの測定点に対する測定回数

$La_{I,J}$：I番目の測定点に対しJ回目に測定された振動加速度レベル（dB）

$\overline{La}$：パネル面の平均振動加速度レベル（dB）

(b) 室内音圧レベル，及び吸音力の測定

室内平均音圧レベル及び吸音力の測定方法は5.1.1項で述べたと同様の方法である。

(c) 放射効率の測定

供試パネルの放射効率は前記(a)項で求めた振動加速度レベル及び(b)項で求めた室内音圧レベル，室内吸音力を用いて次式により算出した。

$$\left.\begin{aligned} 10\log k &= \overline{L} - L_v - 10\log\frac{4S}{A} \\ L_v &= \overline{La} + 20\log\frac{10^2}{\pi f} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5.3.2)$$

ここに　k：放射効率

$\overline{L}$：受音室平均音圧レベル（dB）

L_v：供試パネル振動速度レベル（dB）

S：パネル放射面積（m^2）

A：受音室吸音力（m^2）

$\overline{La}$：供試パネル平均振動加速度レベル（dB）

f：中心周波数（Hz）

但し，（5.3.2）式において振動速度，加速度レベルは次の様なものである。

$$\left.\begin{aligned} L_v &= 20\log\frac{v_e}{5\times10^{-8}} \\ L_a &= 20\log\frac{a_e}{10^{-5}} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5.3.3)$$

ここに　v_e ＝実効振動速度（m/sec）

a_e ＝実効振動加速度（m/sec）

(4) 測定結果とまとめ

図5.3.4～図5.3.16に測定結果のグラフを示す。

(a) 拡散音加振によるパネルの放射効率を理論的に求めるのは困難な問題であるが，パネルが正弦波振動をするとした場合の理論計算値から一般的には図5.3.3に示す様な傾向を有することが推測される。

(b) 今回計測したパネルでも約半数のものについては上記傾向が顕著に現われており，パネルのコインシダンス周波数近辺で放射効率 $k>1$ となっている。パネルのコインシダンス周波数の計算値は表5.1.4に示す通りである。

$k=1$ 附近を f_c の実測値と考えると f_c としては推定計算値の方が実測値より低めになるようである。又，内張材の薄いものについては特に計算値と実測値のくい違いが大きい。

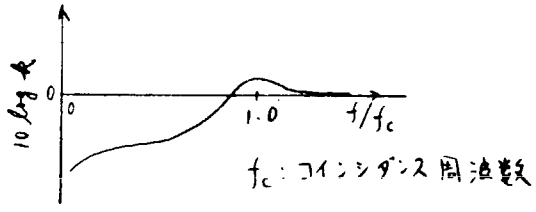


図 5. 3. 3

(c) 各パネルの放射効率計測値はコインシダンス周波数 f_c 以上の周波数2000～4000Hz近辺において再び減少の傾向を示しているが，これは理論計算からの推定と相反するものであり，この要因としては加速度ピックアッ

プの取付け方法によるピックアップ周波数特性の変化等が考えられる。

(d) パネルの継目，スティフナーの位置と測定点の位置との遠近と測定振動加速度レベルの間には何ら相関々係は見られなかった。

(e) S 50年度報告書の 5. 4 弾性壁の振動による放射室内騒音分布推定法のところで述べている天井・壁・床の放射効率と，今回テストしたパネルでそれらに該当するものを比較してみると（天井は図 5. 3. 9，壁は図 5. 3. 8 床は図 5. 3.11を参照）床については両者は良く一致しているが，天井壁については実船での放射効率の方が 5 dB程度高くなっている。この原因は前者の算出時に室内平均吸音率を $\bar{\alpha}$ = 0. 3としていたが，$\bar{\alpha}$ の実測結果は $\bar{\alpha}$≒0.15であったためである。即ち実測の効射効率を用いて，$\bar{\alpha}$≒0.15として計算すれば放射効率の低下による室内騒音低下量約 3 dBと吸音率の低下による室内騒音上昇量約 3 dBがバランスするので，これらの修正により実船計測結果と実験室での計測結果は大体一致する。

(f) 音響放射率はパネルを防振支持した場合やや大きくなる傾向にあることがパネルNo. 1とNo. 2，No. 1とNo. 13，No. 1とNo. 14，No. 6とNo. 7の比較から推定されるが，一方防振支持により鋼壁から内装材への振動伝達率が少さくなることが確認されておりこの両者は室内騒音に対して逆の影響を与えるので，両者の関係を今後調査する必要がある。

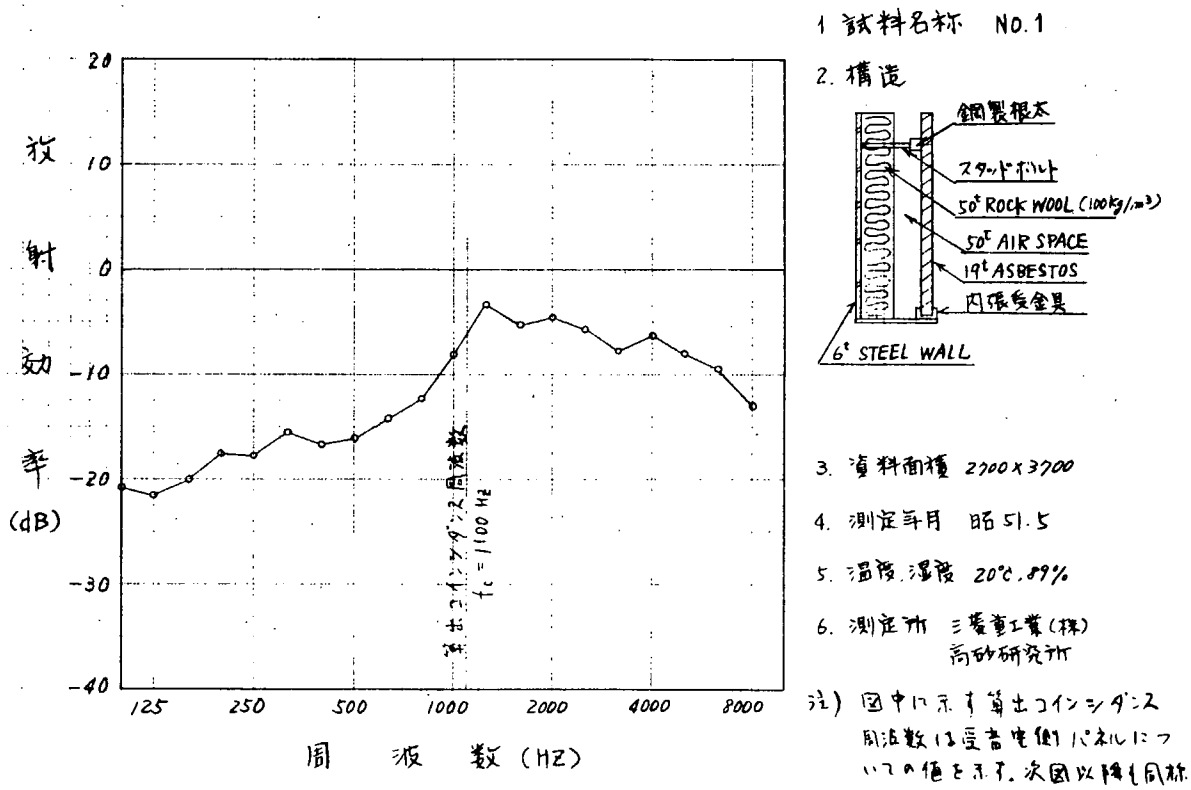


図 5. 3. 4　放射効率計測値

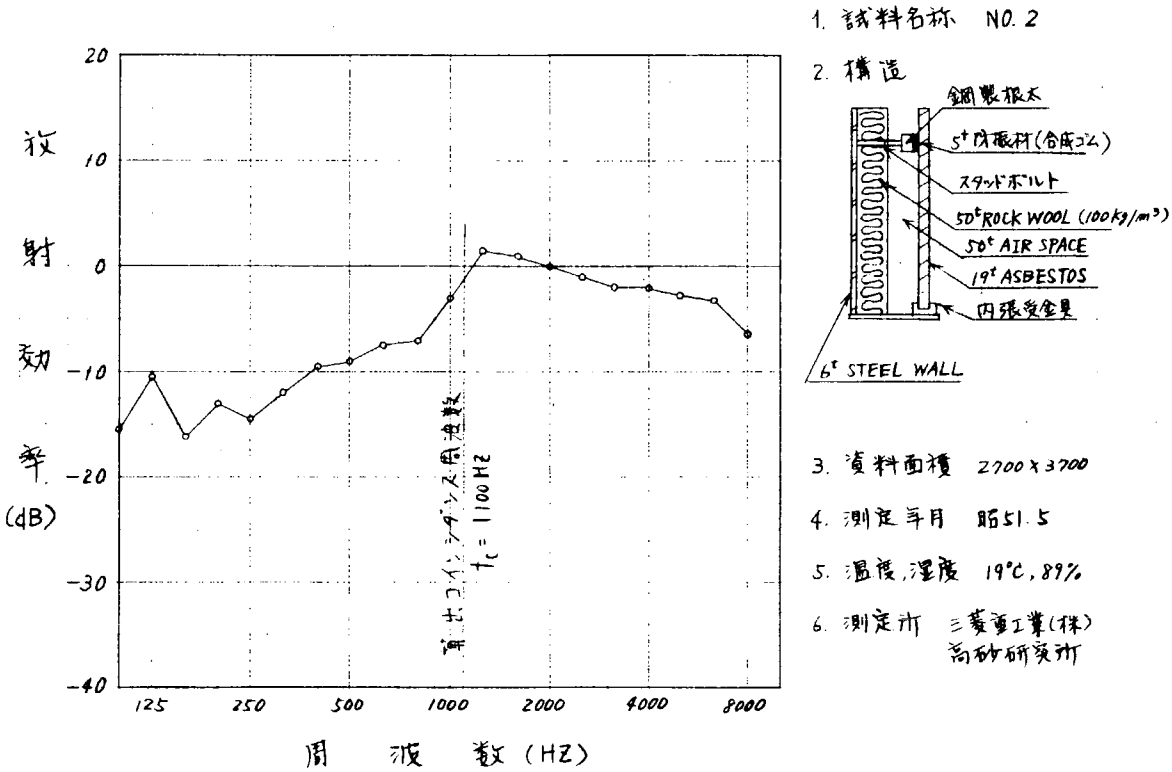


図 5. 3. 5　放射効率計測値

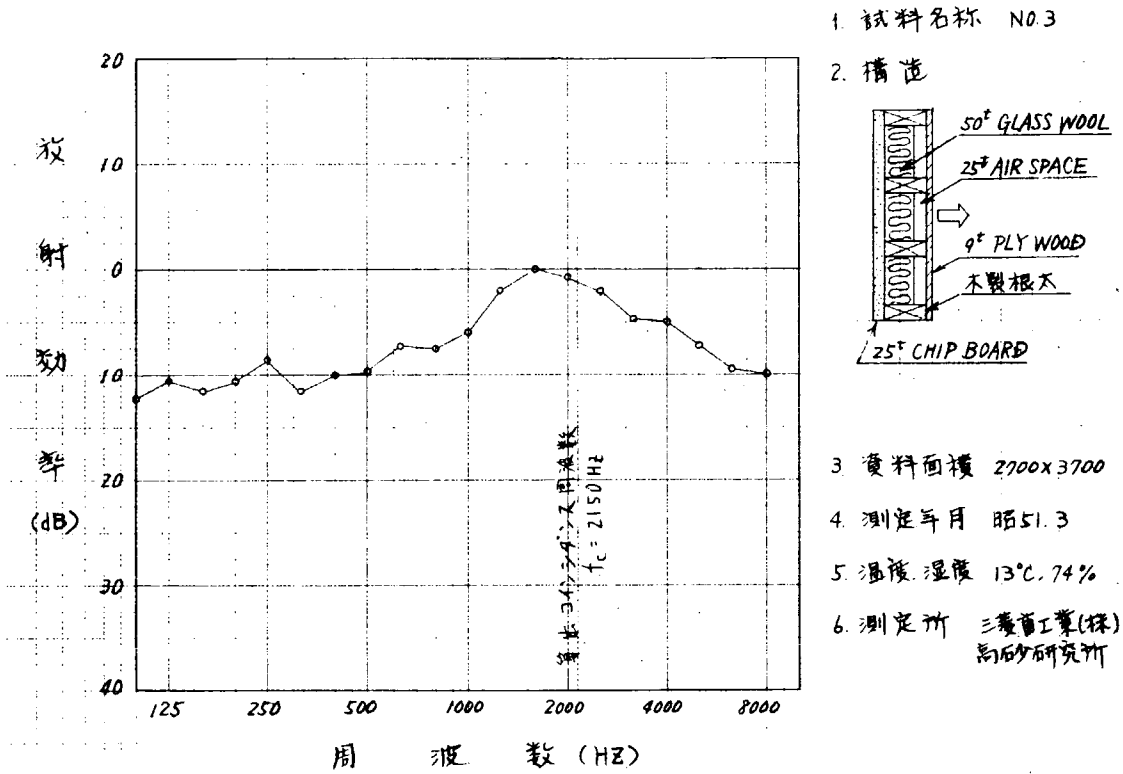


図 5. 3. 6　放射効率計測値

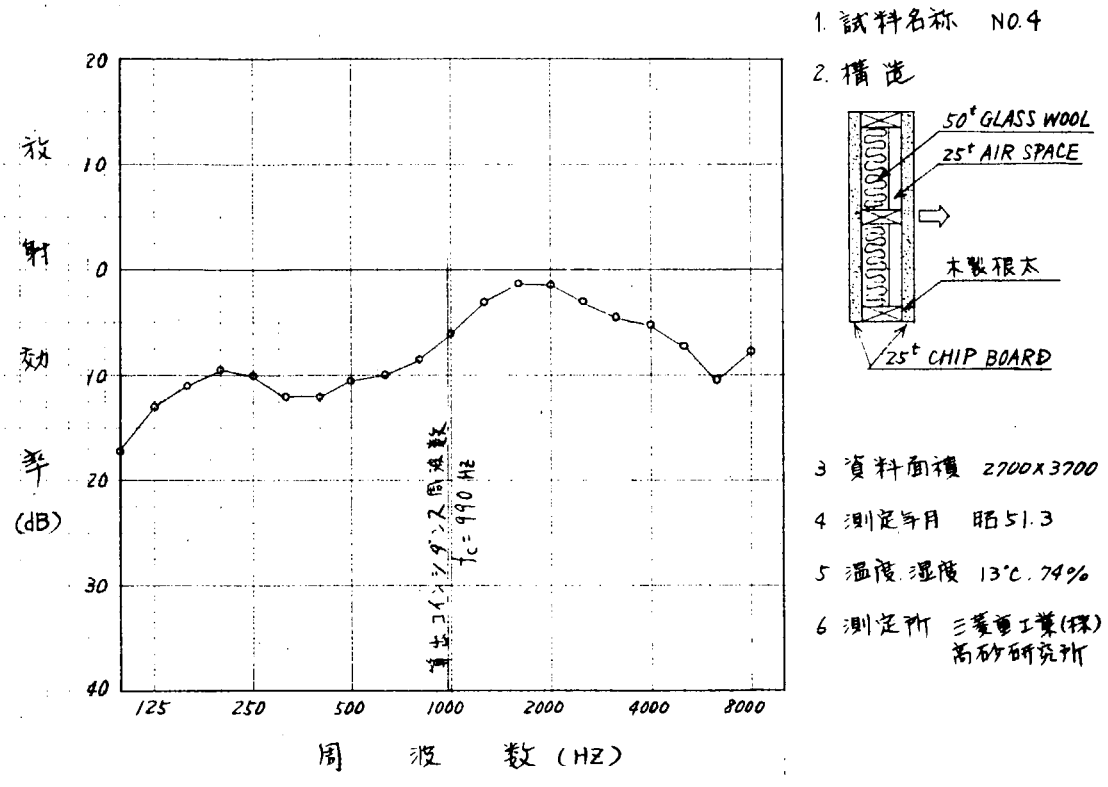


図 5. 3. 7　放射効率計測値

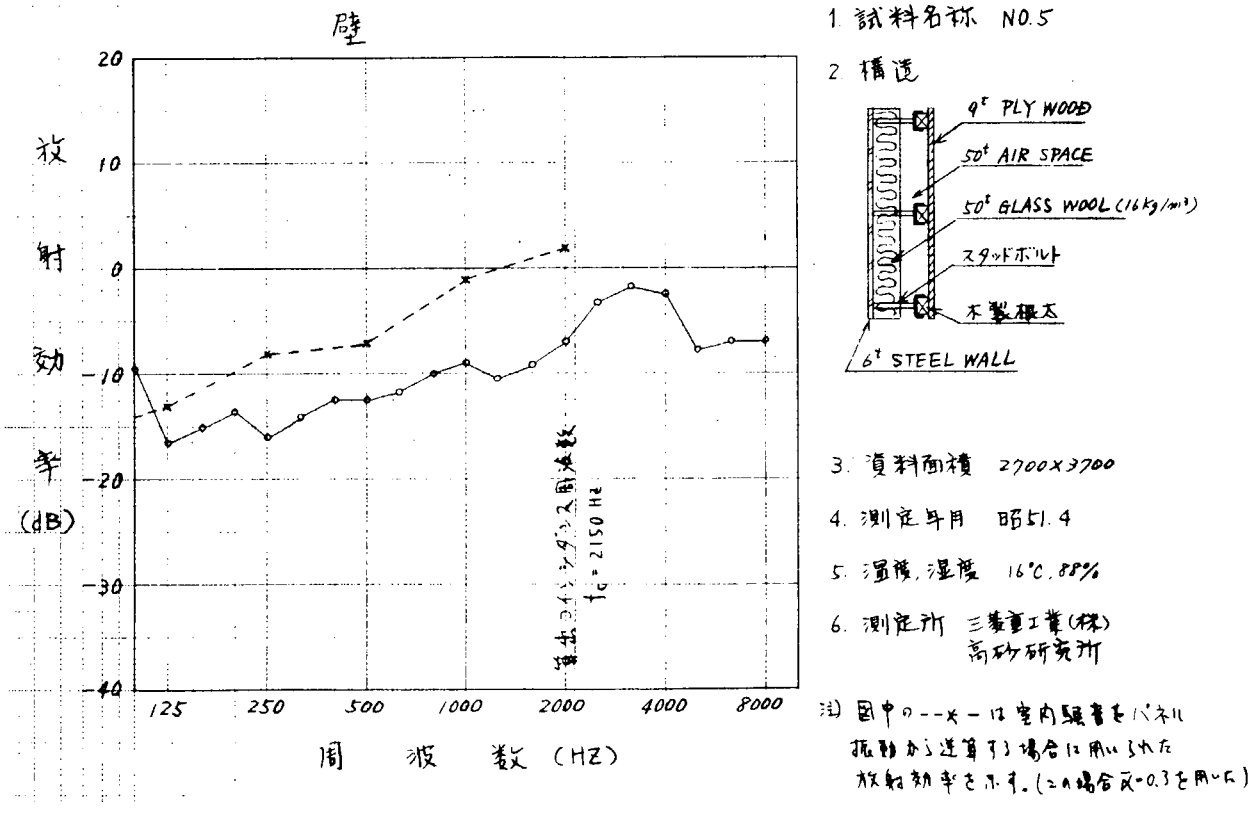


図 5. 3. 8　放射効率計測値

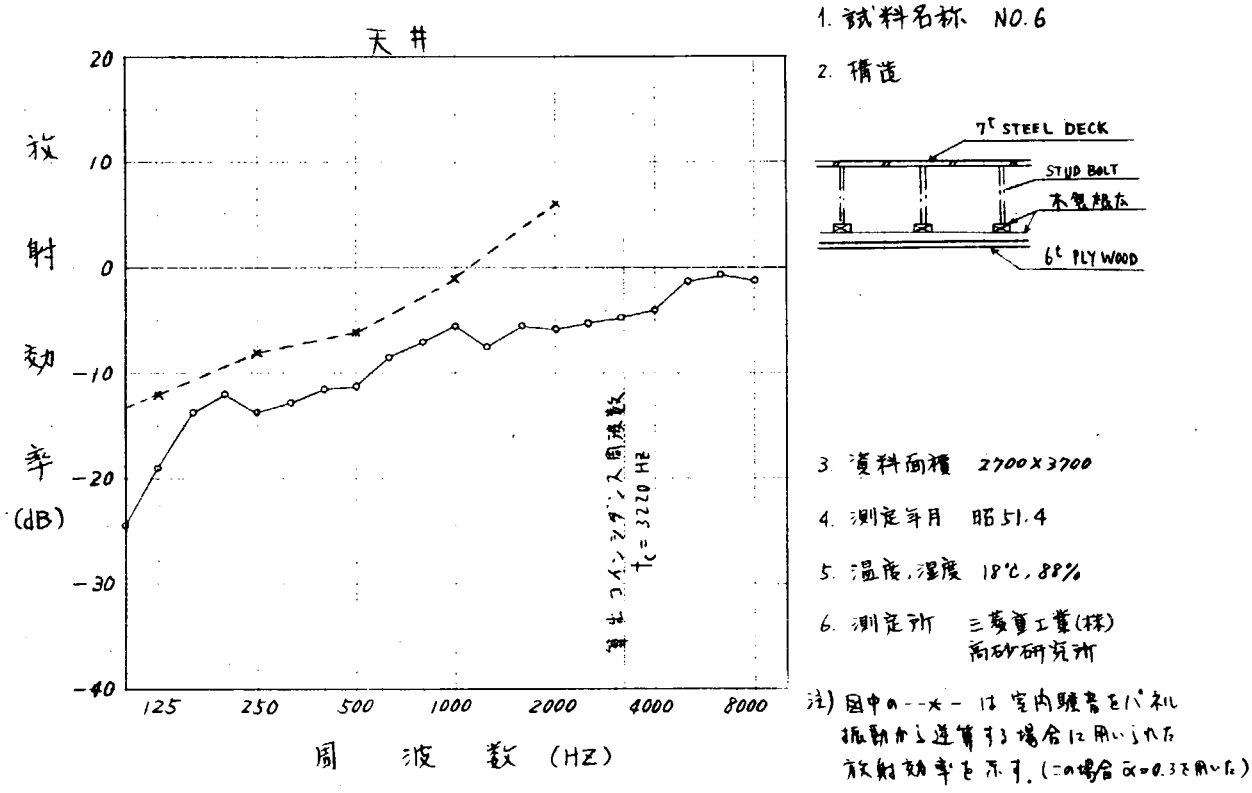


図 5. 3. 9　放射効率計測値

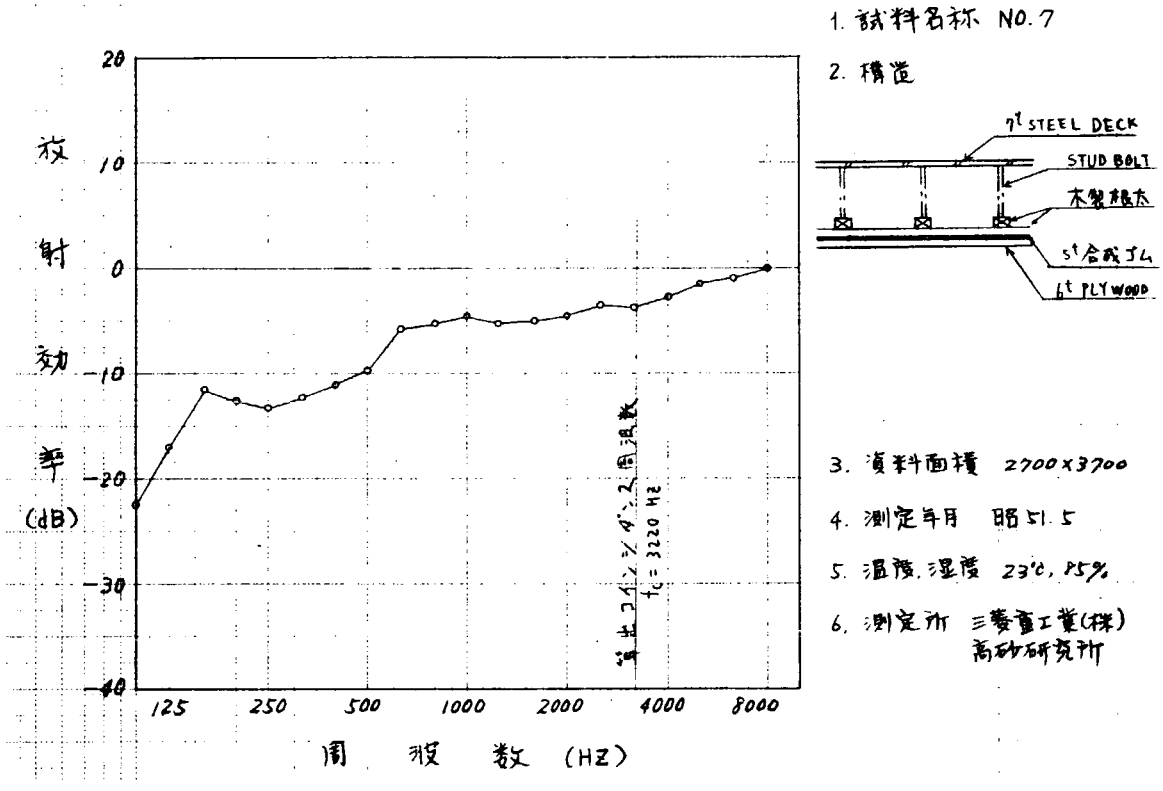


図 5. 3. 10　放射効率計測値

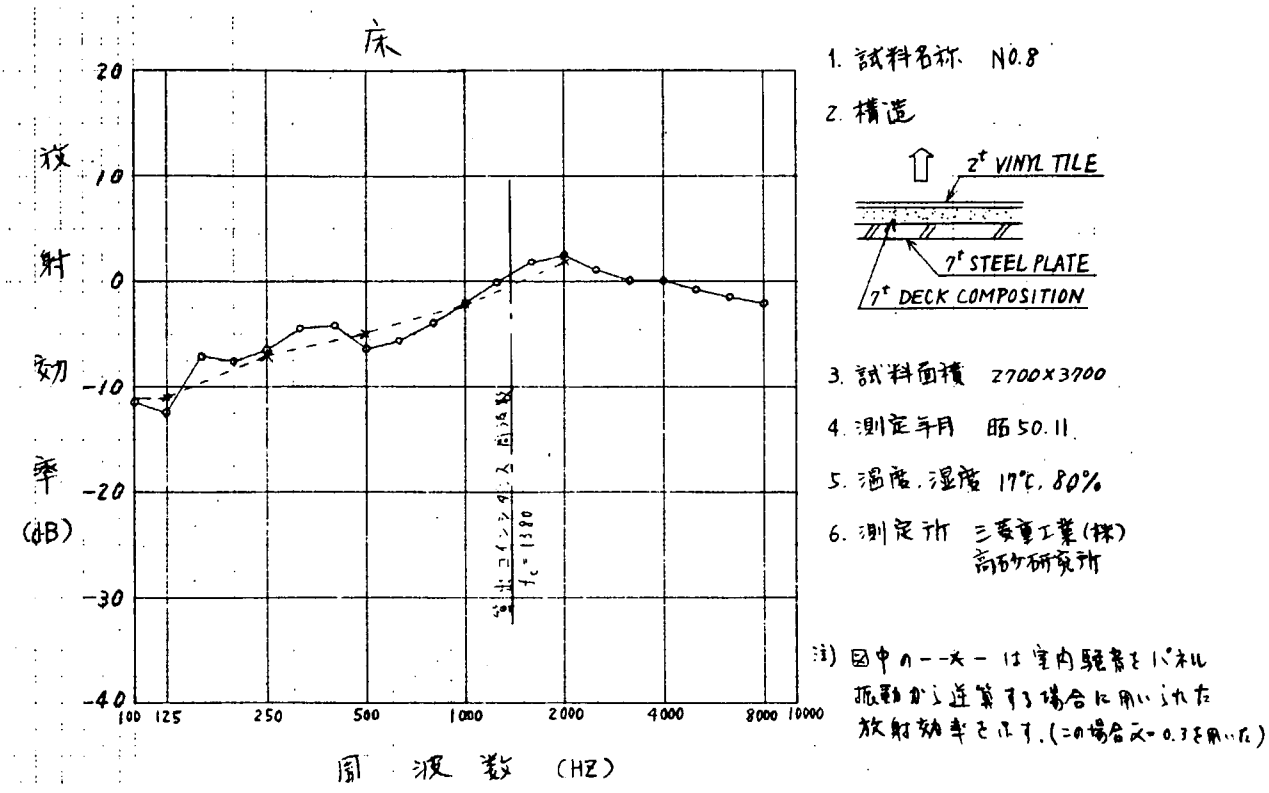


図 5. 3. 11　放射効率計測値

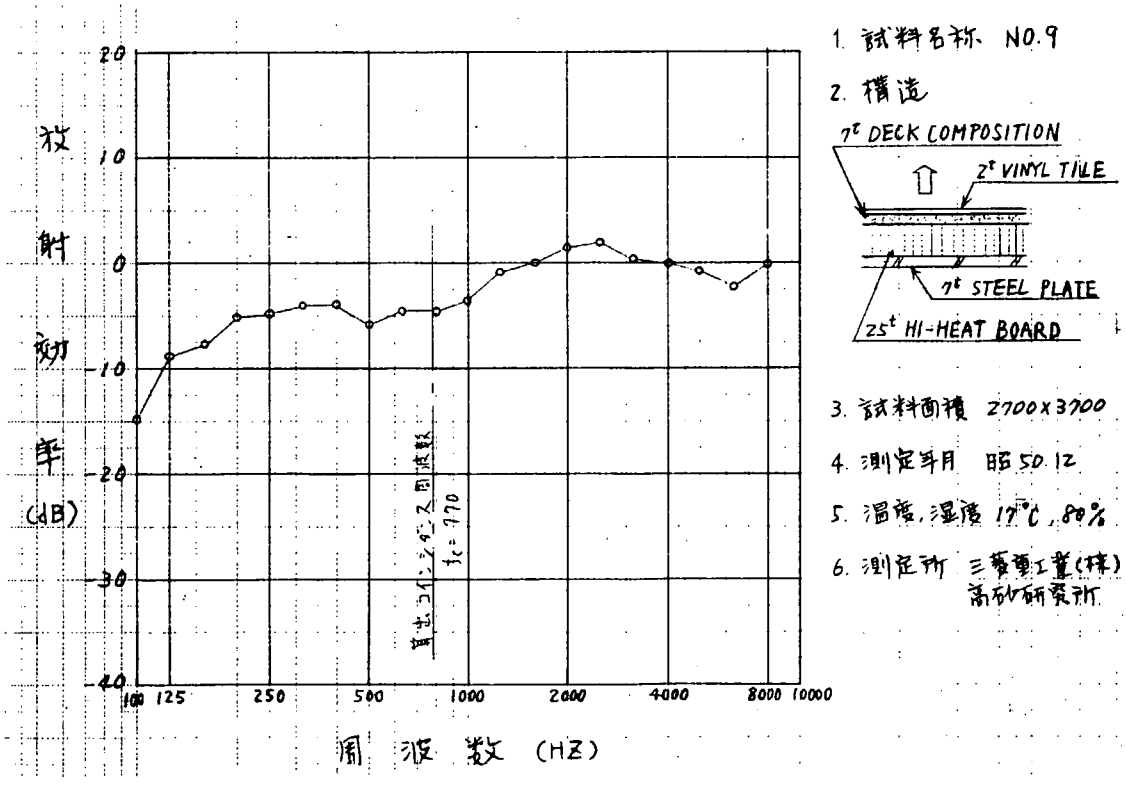


図 5. 3. 12　放射効率計測値

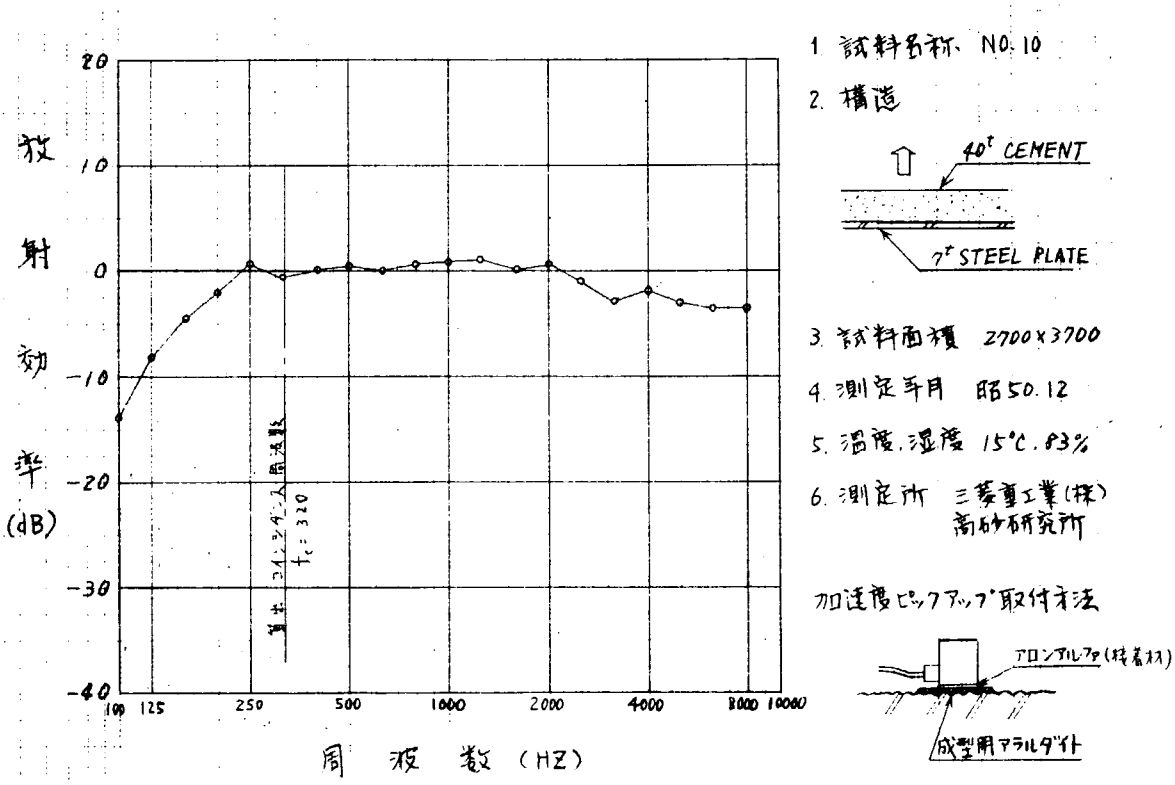


図 5. 3. 13　放射効率計測値

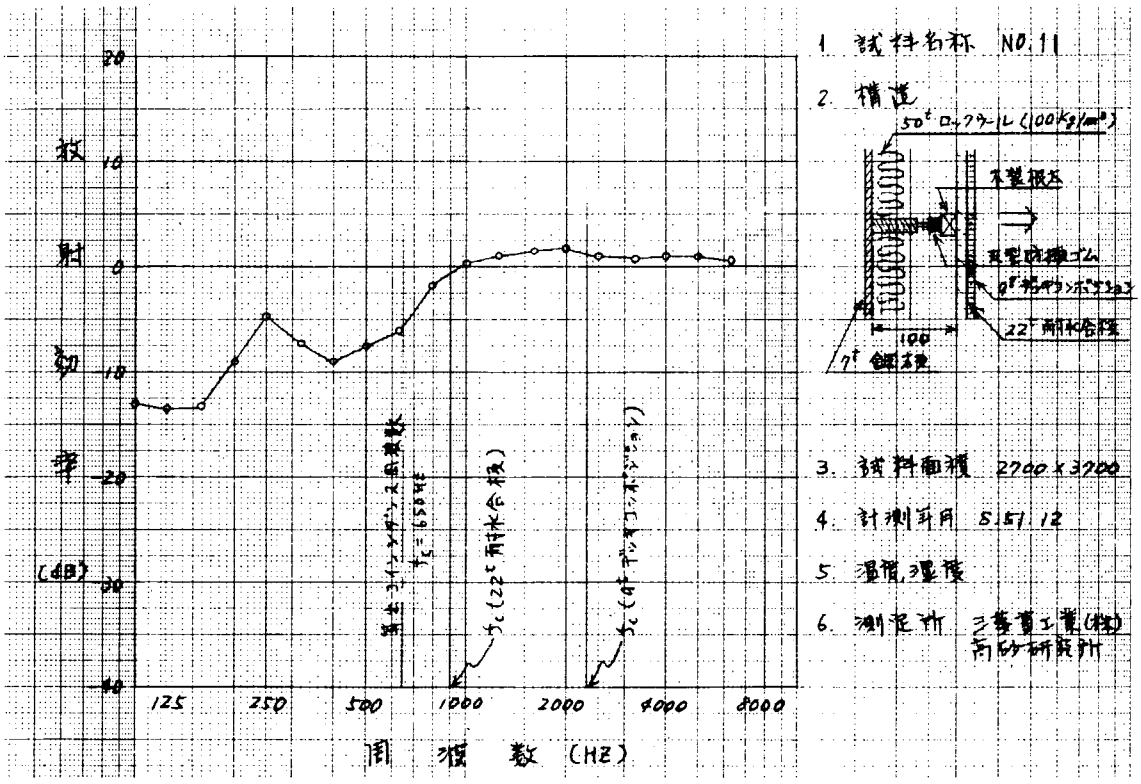


図 5. 3. 14　放射効率計測値

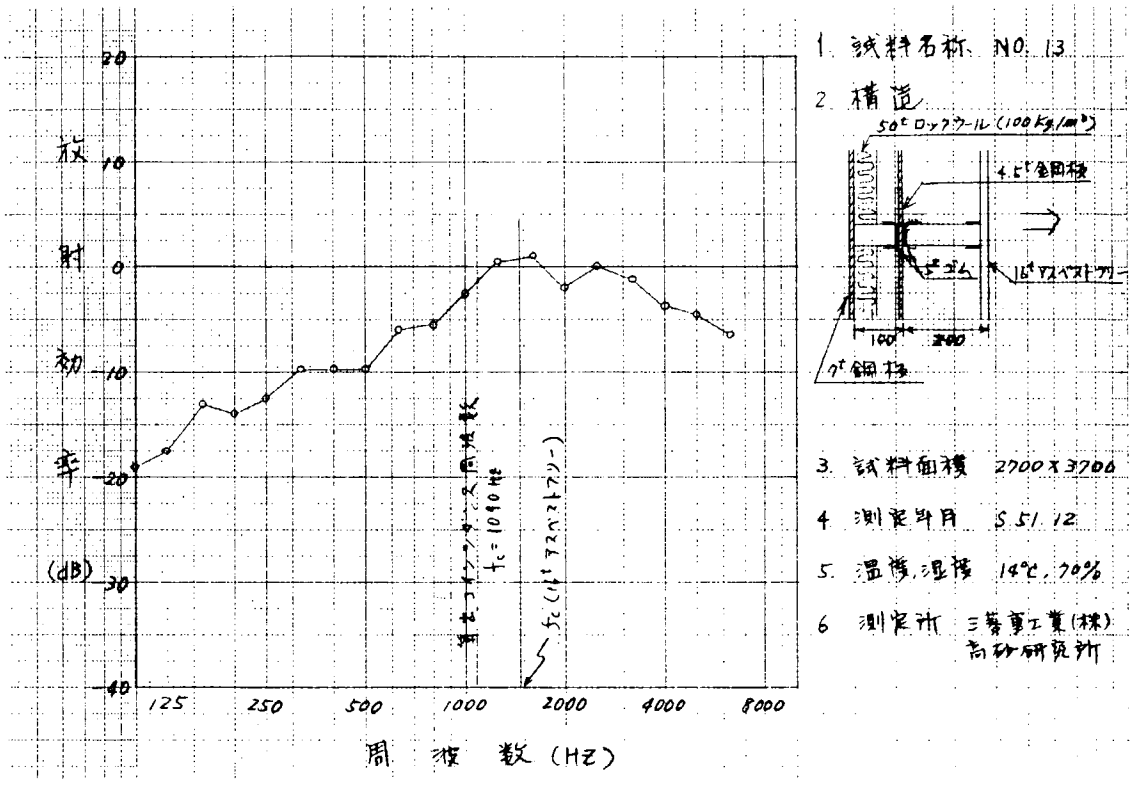


図 5. 3. 15　放射効率計測値

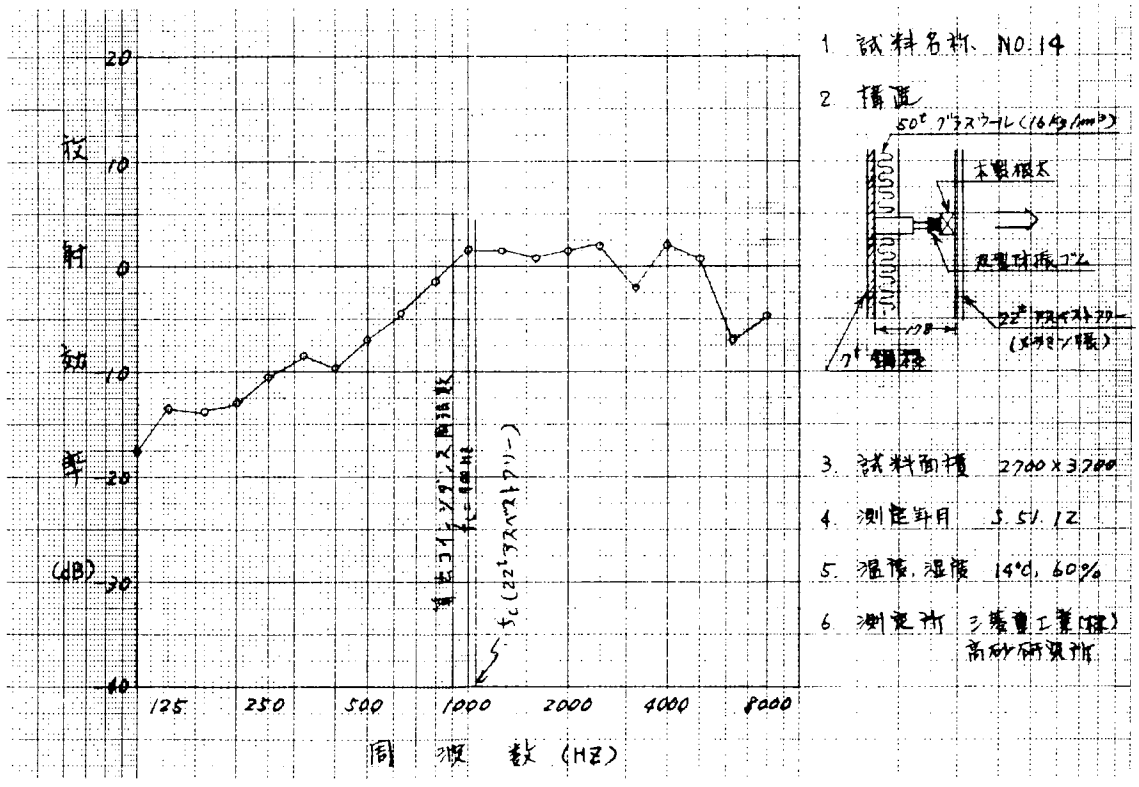


図 5. 3. 16　放射効率計測値

5.4 空気伝搬音の解析

空気音対策を行なう場合

A．音源の騒音レベル

B．伝搬経路での減衰

B.1 二次固体音

B.2 透過損失 { 実験室でのパネルのT．L計測
＊実船の居住区での遮音度の計測 }

C．室内への音の放射と吸音

C.1 室内各周壁（天井・床を含む）の音響放射率

C.2 室内吸音率 { 実験室でのパネルの吸音率の計測
＊実船の居住区での室内平均吸音率の計測 }

以上のような要素の検討が必要と考えられるが，この中で＊をつけた2項については未着手であったので今回これらについて検討した。

5.4.1 内装構造の遮音度の測定

船舶居住区に用いられる防音構造は実験室で計測するパネルと端部や周辺条件が異なるため，その遮音度は実験室で計測したものより悪いのが普通である。そこで今回数隻の船について各種内装構造の遮音度を計測し，その中数例については実験室で計測したＴＬと比較してみた。

(1) 計測方法

図 5.4.1に示すように遮音度を計測しようとするパネルの一方で雑音信号発生器により音を出し，パネルの両側で指示騒音計，分析計により各周波数に於る音圧レベルを計測しその差をとる。使用計器は次の通りである。

雑音信号発生器　　リオン製　ＳＦ－04

騒音分析計　　〃　　ＮＡ－13

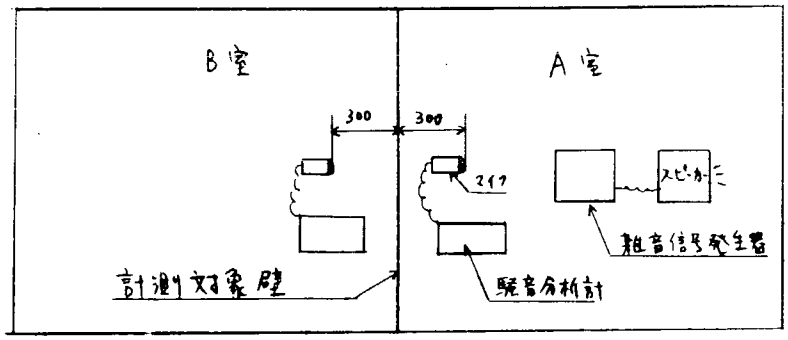


図 5.4.1　遮音度計測要領

(2) 計測結果と考察

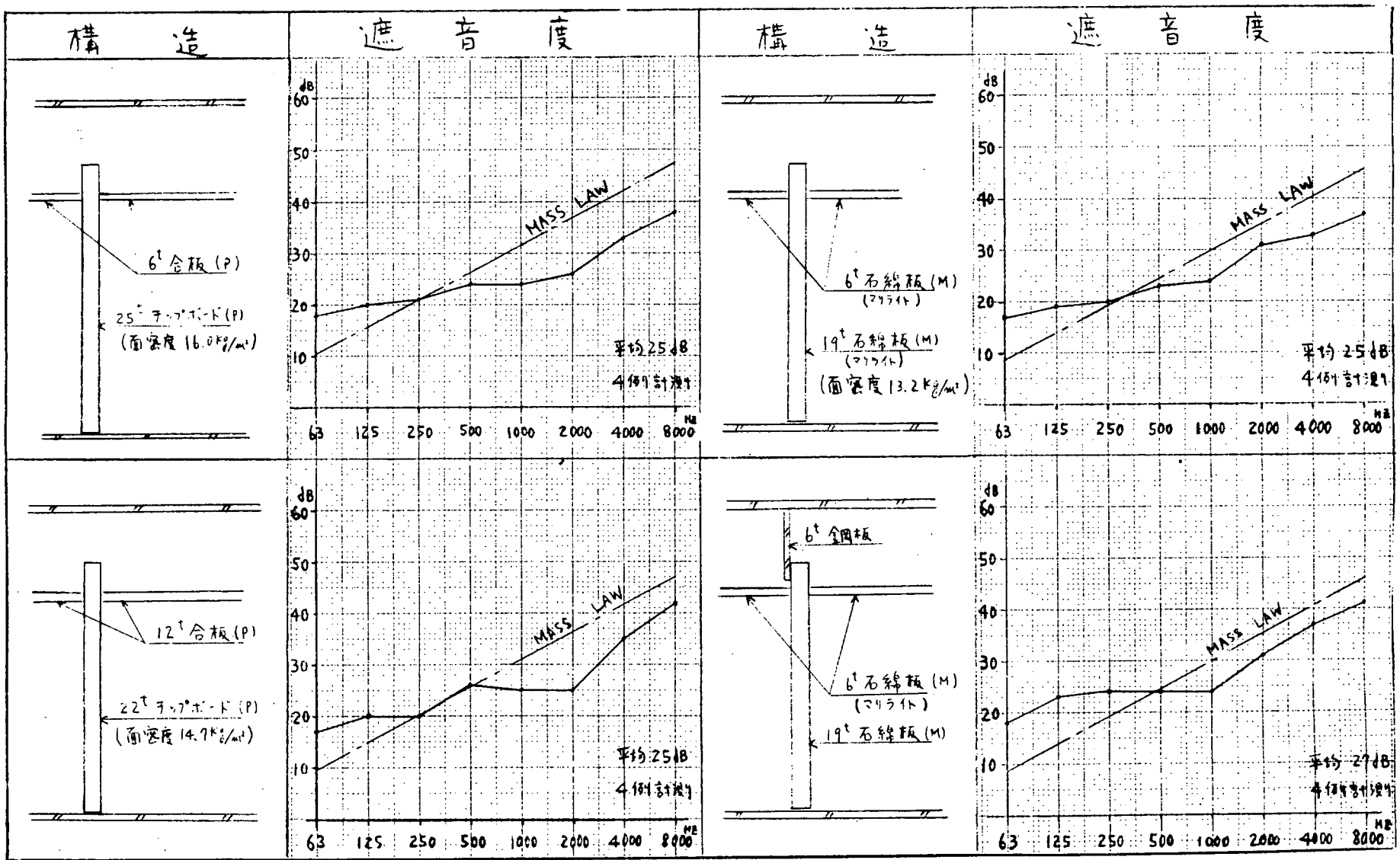
1枚壁の遮音度計測結果を図 5.4.2に，2枚壁の場合を図 5.4.3 ～ 5.4.4に3枚壁の場合を図 5.4.5に，また床構造の場合を図 5.4.6 ～ 5.4.7に示す。これらの計測結果から分ることをまとめると次のようになる。

(a) 1枚壁の遮音度は22t，25tチップボード，19t石綿板（仕上り寸法22t）でほとんど変らず25dBである。

(b) 2枚壁，3枚壁の場合，間にグラスウールを入れる方が遮音度は大きくなる。

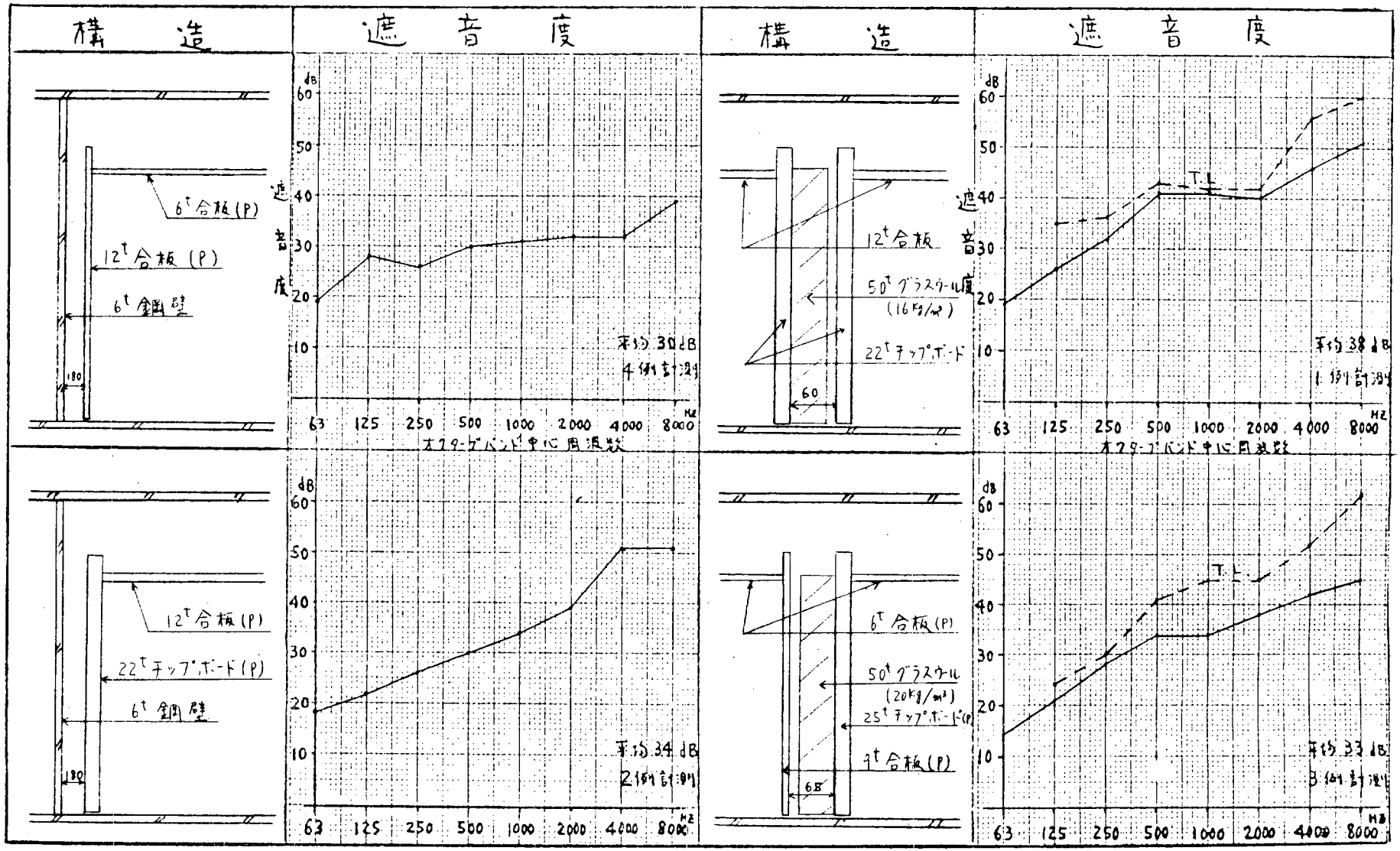
(c) 甲板の場合デッキコンポジションを施工するより，天井内張りを施工する方がずっと遮音度が大きくなる。

(d) 実験室で計測したＴＬと実船で計測した避音度を比べると後者の方が各周波数とも約10dB程度小さくなる。



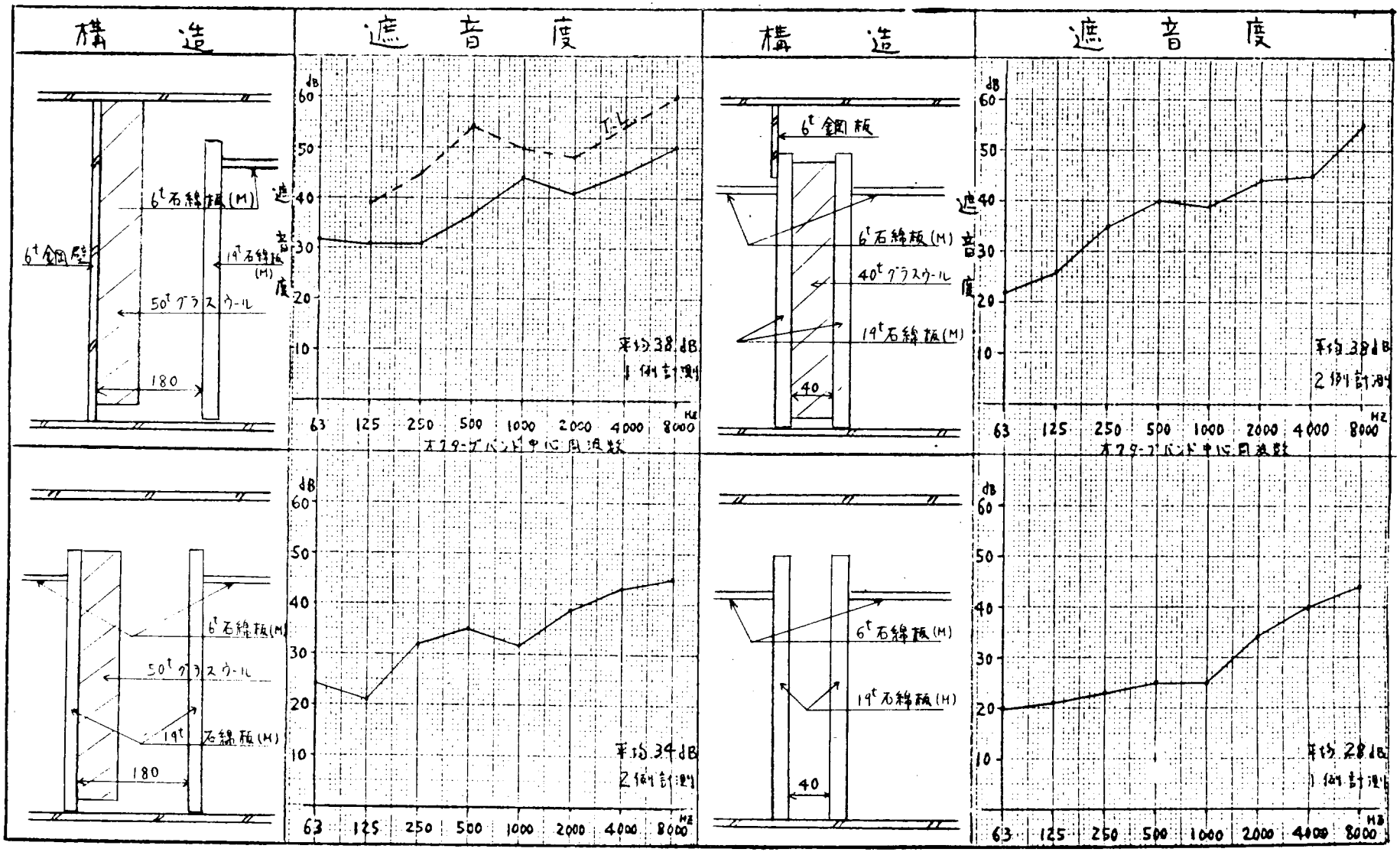
注) 1. 図中のPはPOLYESTER化粧、MはMELAMINE化粧を示す。
2. 図中の平均遮音度は125Hz～4000Hzの算術平均を示す。
3. 図中の——・—は MASS LAW による計算値を示す。

図 5. 4. 2　船舶内装構造の遮音度実測値



注) 1. 図中 --- は実験室で計測したTLを示す。

図 5. 4. 3　船舶内装構造の遮音度実測値



注) 図中 --- は実験室で計測したTLを示す

図 5. 4. 4　船舶内装構造の遮音度実測値

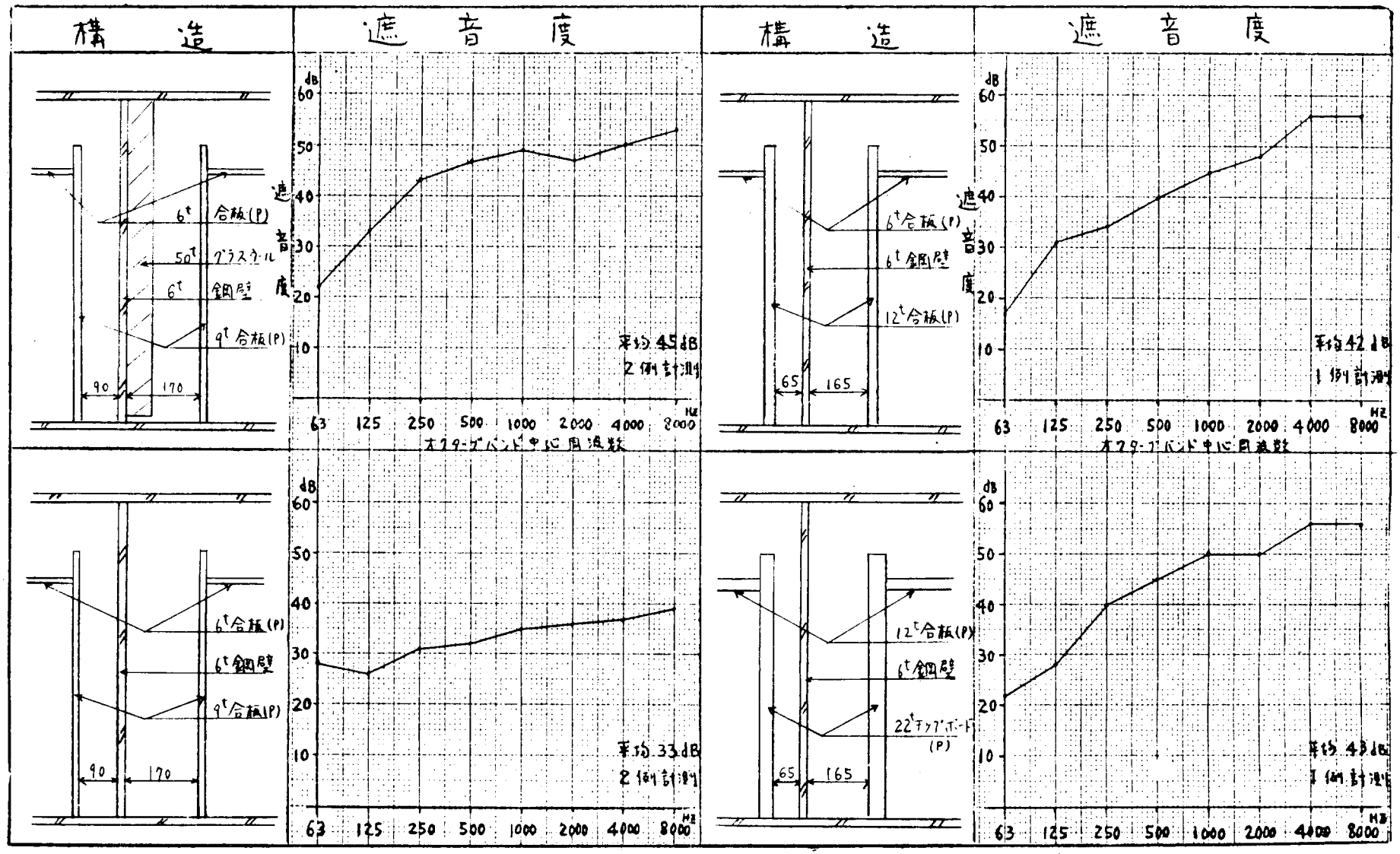
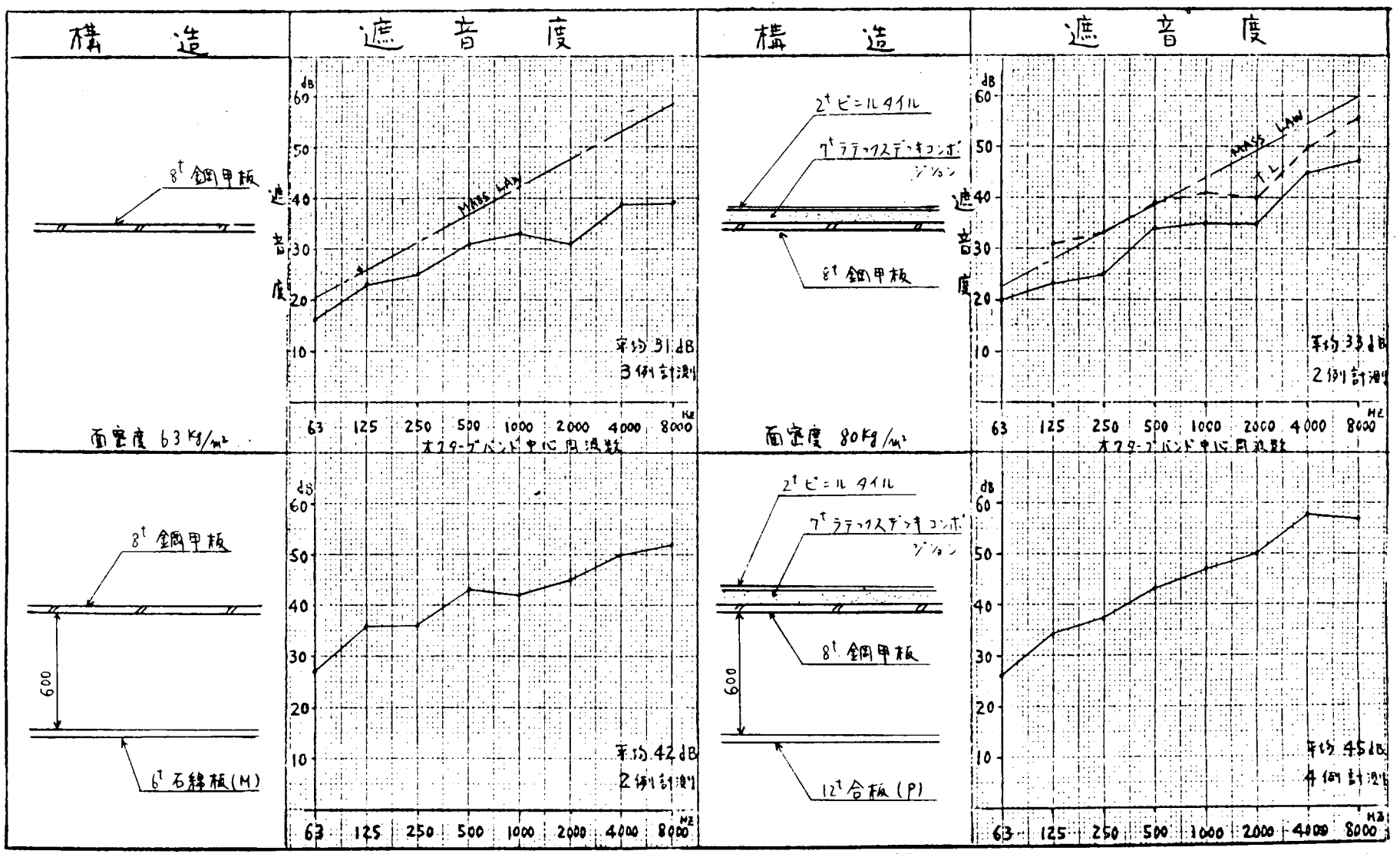
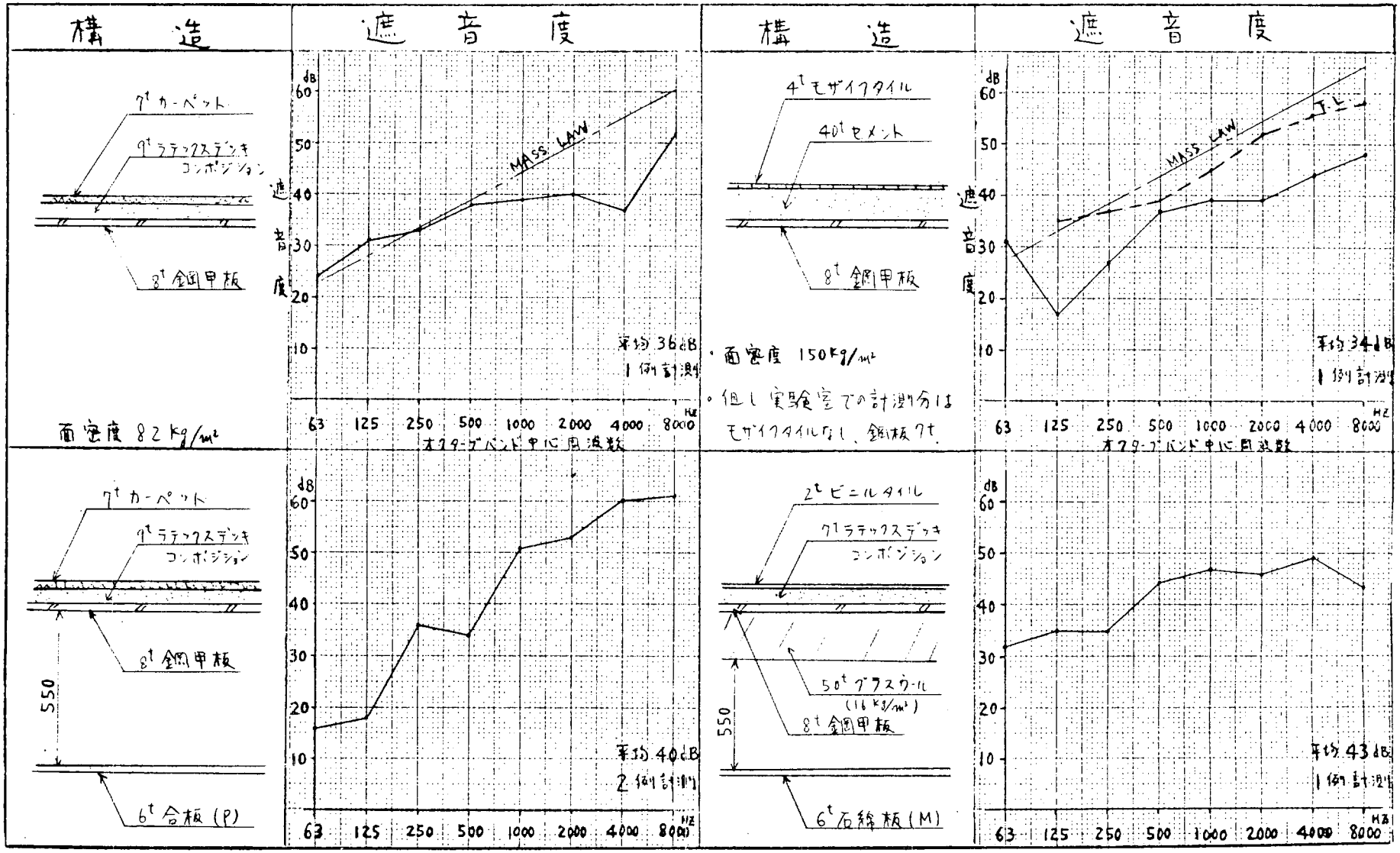


図 5. 4. 5　船舶内装構造の遮音度実測値



注) 図中 —·—·— は MASS LOW による計算値を示す。
- - - - は実験室で計測したTLを示す。

図 5.4.6 船舶内装構造の遮音度実測値



注) 図中 —·— は MASS LOW による計算値を示す。
- - - - は実験室で計測した TL を示す。

図 5. 4. 7　船舶内装構造の遮音度実測値

5.4.2. 室内平均吸音率の測定

室内騒音の予測，防音対策効果の予測，騒音・振動計測結果の解析等の際に室内平均吸音率が必要になるが，これについての計測資料はほとんど見当らないので，今回数隻の船について実船計測を行なった。

(1) 吸音率の算出方法

或る室の平均吸音率はその室の残響時間を計測することにより次式にて計算できる。

$$T = \frac{0.161\,V}{-S\log_e(1-\bar{\alpha})} \qquad \cdots\cdots (5.4.1)$$

ここに　T：残響時間（室内の平均エネルギー密度が最初の1/100万になる時間　即ち音の強さのレベルが60 dB下がるのに要する時間）（sec）

V：室の容積（m^3）

S：室の全表面積（m^2）

$\bar{\alpha}$：室内平均吸音率　　$\bar{\alpha} = A/S$

$A = \sum S_i \alpha_i + \sum a_j$

α_i：吸音率　S_i：その材料の面積　a_j：人間・家具などの吸音力

(2) 残響時間の計測方法

室内で雑音発生器により白雑音を発生させておき，スイッチを切る寸前から切って1秒間位の間をテープレコーダに録音し，その結果を高速度レベルレコーダでペン書きさせて残響時間を調べ5.4.1式から$\bar{\alpha}$を求める。室内での音の拡散が完全でないと考えられるので，同一室内で大きさに応じて2～3ケ所で録音し，その平均値をとった。

(3) 計測器

雑音信号発生器	リオン　SF－04型
騒音振動分析計	リオン　NA－13型
テープレコーダ	KUDELSKI　NAGRA　3BH
周波数分析器	B＆K　TYPE2112
レベルレコーダ	B＆K　TYPE2305

（紙送り速度30㎜/sec，ペン応答速度500㎜/sec）

(4) 計測結果と考察

残響時間の計測結果とそれにもとずく室内平均吸音率の計算値を表5.4.1～5.4.5に示す。またこれらの計測値の解析結果として，室内平均吸音率のカーペットの有無による差を図5.4.8に，居室と事務室の差を図5.4.9に，壁内張りの有無による差を図5.4.10に，居室の平均吸音率を図5.4.11に示す。これらの結果をまとめると次のようになる。

(a) 居室の室内平均吸音率は125Hz以上では0.12～0.15位で周波数が高くなるにつれてやや吸音率が上がる傾向にある。

(b) 床にカーペットを敷いた場合吸音率の面から云えばDAY　RMでは250Hz以上で平均0.07位吸音率が上がり，このことにより室内騒音はこの周波数域では約2dB下がりBED　RMではこれが125Hz以上で平均0.03位吸音率が上がり，室内騒音は約1dB下がるといえる。

（上記騒音低減効果は$10\log \bar{\alpha} S$の差で計算した$\bar{\alpha}$，Sの値は下記を使用）

	S(m^2)	$\bar{\alpha}$（カーペット有り）	$\bar{\alpha}$（カーペット無し）
DAY　RM	85	0.21	0.14
BED　RM	55	0.18	0.15

(c) 居室と事務室の室内平均吸音率の差は 500Hz以上で約 0.03 位である。

(d) 壁内張りがあると鋼壁の場合に比べて 1000Hz以下で 0.05 位吸音率が上がる。

(e) 63Hzでの吸音率は室の容積がせまいので不正確なものしか得られなかった。

表 5. 4. 1　居室の室内平均吸音率

計測場所　A　船　　CAPTAIN'S DAY ROOM

室容積(V)：44.6 m^3　　室表面積(S)：84.2 m^2　　V/S = 0.53

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　　壁：9 t PLYWOOD　　床：7 tCARPET ON9tLATEX D. C.
- ソファー：2600×1700×720 1ケ　　カーテン：窓カーテン4組 ：扉カーテン2組 その他
- 椅　子：ARM CHAIR　3ケ　　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.867	0.534	0.385	0.360	0.371	0.351	0.318	0.327	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.094	0.148	0.199	0.211	0.206	0.216	0.235	0.230	0.192

計測場所　A　船　　CAPTAIN'S RED ROOM

室容積(V)：27.0 m^3　　室表面積(S)：56.3 m^2　　V/S = 0.48

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　　壁：9 t PLYWOOD　　床：7 tCARPET ON 9 t LATEX D.C.
- ソファー：なし　　カーテン：窓カーテン1組 扉カーテン1組　　その他：
- 椅　子：C. C. 1ケ　　ベッド：2000×1350 1ケ マットレス有

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.717	0.417	0.410	0.440	0.417	0.343	0.367	0.341	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.102	0.170	0.172	0.161	0.170	0.202	0.190	0.203	0.171

計測場所　B　船　　OWNER

室容積(V)：48.3 m^3　　室表面積(S)：86.5 m^2　　V/S = 0.56

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　　壁：22t PLYWOOD　　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×700　1ケ　　カーテン：窓カーテン3組　　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR　2ケ　　ベッド：2000×1070 1ケ(マットレスなし)

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.724	0.534	0.587	0.557	0.560	0.587	0.544	0.503	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.117	0.155	0.143	0.150	0.149	0.143	0.153	0.164	0.147

計測場所　C　船　　C/ENG'S DAY ROOM

室容積(V)：38.4 m^3　　室表面積(S)：72.5 m^2　　V/S = 0.53

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　　壁：25t PLYWOOD　　床：2t VINYL TILE ON 7tLATEX D. C.
- ソファー：2100×2100×700 1ケ　　カーテン：窓カーテン3組
- 椅　子：ARM CHAIR　3ケ　　ベッド：なし　　その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.680	0.667	0.607	0.580	0.573	0.554	0.533	0.533	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.118	0.120	0.132	0.137	0.139	0.143	0.148	0.148	0.136

表 5. 4. 2　居室の室内平均吸音率

計測場所　A 船　PILOT

室容積(V)：26.0 m^3　室表面積(S)：55.0 m^2　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　壁：9t PLYWOOD 25t CHIP BOARD　床：5t CARPET ON 9t LATEX D.C.
- ソファー：1830×670 1ケ　カーテン：窓カーテン2組，扉カーテン1組　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR 2ケ　ベッド：2000×1200 1ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.750	0.530	0.400	0.377	0.423	0.357	0.390	0.333	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.096	0.133	0.172	0.181	0.172	0.186	0.176	0.203	0.165

計測場所　B 船　4/ENG

室容積(V)：25.6 m^3　室表面積(S)：54.5 m^2　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×700 1ケ　カーテン：窓カーテン2組　その他：
- 椅　子：REVOLVING A.C. 1ケ　ベッド：2000×900 1ケ（マットレスなし）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.20	0.534	0.483	0.423	0.427	0.410	0.407	0.390	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.061	0.132	0.145	0.164	0.162	0.169	0.170	0.176	0.147

計測場所　B 船　SAILOR（2人部屋）

室容積(V)：34.6 m^3　室表面積(S)：69.8 m^2　V/S = 0.50

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×600 1ケ　カーテン：窓カーテン1組　その他
- 椅　子：SMALL CHAIR 2ケ　ベッド：2000×900 2ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.800	0.614	0.507	0.373	0.400	0.400	0.377	0.394	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.096	0.122	0.147	0.194	0.182	0.182	0.192	0.184	0.162

計測場所　B 船　CREW(E)

室容積(V)：24.6 m^3　室表面積(S)：53.6 m^2　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×600×1ケ　カーテン：窓カーテン1組　その他：
- 椅　子：SMALL CHAIR 2ケ　ベッド：2000×900 1ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.667	0.530	0.467	0.453	0.460	0.447	0.434	0.460	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.105	0.131	0.147	0.150	0.149	0.153	0.157	0.149	0.143

表 5. 4. 3　居室の室内平均吸音率

計測場所　A 船　P/OFF (D)

室容積(V)：24.2 m^3　室表面積(S)：52.5 m^2　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD
- ソファー：1,830×600 1ケ
- 椅　子：ARM CHAIR 1ケ
- 壁：9t PLYWOOD / 25t CHIP BOARD
- カーテン：窓カーテン2組 / 扉カーテン1組
- ベッド：2000×800 1ケ（マットレス有り）
- 床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D. C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.17	0.694	0.440	0.487	0.454	0.490	0.434	0.390	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.061	0.101	0.154	0.141	0.151	0.140	0.157	0.173	0.135

計測場所　C 船　2/ENG

室容積(V)：24.9 m^3　室表面積(S)：53.3 m^2　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×700 1ケ
- 椅　子：REV. ARM CHAIR 1ケ
- 壁：25t CHIP BOARD
- カーテン：窓カーテン2組 / 扉カーテン1組 / ベッドカーテン1組
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレス有り）
- 床：9t LATEX D.C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.713	0.590	0.467	0.453	0.453	0.467	0.466	0.433	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.100	0.119	0.149	0.152	0.152	0.149	0.149	0.159	0.141

計測場所　C 船　Q/MASTER (C)

室容積(V)：21.4 m^3　室表面積(S)：48.3 m^2　V/S = 0.44

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×650 1ケ
- 椅　子：REV. CHAIR 1ケ
- 壁：25t PLYWOOD
- カーテン：窓カーテン1組 / ベッドカーテン1組
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレス有り）
- 床：9t LATEX D.C.
- その他

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.933	0.634	0.510	0.390	0.440	0.387	0.475	0.467	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.073	0.106	0.129	0.166	0.149	0.167	0.138	0.141	0.134

計測場所　C 船　MOTOR MAN

室容積(V)：19.3 m^3　室表面積(S)：44.9 m^2　V/S = 0.43

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×650 1ケ
- 椅　子：SMALL CHAIR 1ケ
- 壁：25t PLYWOOD
- カーテン：な　し
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレスなし）
- 床：9t LATEX D. C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.567	0.467	0.543	0.497	0.527	0.560	0.500	0.533	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.115	0.138	0.120	0.130	0.123	0.116	0.130	0.122	0.124

表 5. 4. 4　公室の室内平均吸音率

計測場所　B 船　OFFICER'S MESS ROOM

室容積(V)：71.3 m^3　室表面積(S)：117.1 m^2　V/S = 0.61

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：なし　カーテン：窓カーテン4組　その他：2000×1900 ACORDION DOOR 1ケ
- 椅　子：ARM CHAIR 19ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.800	0.774	0.684	0.534	0.527	0.534	0.567	0.534	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.116	0.119	0.134	0.168	0.170	0.168	0.159	0.168	0.150

計測場所　C 船　OFFICER'S MESS ROOM

室容積(V)：71.1 m^3　室表面積(S)：120 m^2　V/S = 0.59

室内状態
- 天　井：12t PLY WOOD　壁：25t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：1200×1900 ACORDION DOOR
- 椅　子：ARM CHAIR 16ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.703	0.770	0.674	0.738	0.688	0.618	0.643	0.590	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.127	0.116	0.132	0.121	0.130	0.143	0.137	0.150	0.132

計測場所　C 船　ENG/OFFICE

室容積(V)：19.1 m^3　室表面積(S)：43.6 m^2　V/S = 0.44

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：25t CHIP BOARD　床：9t LATEX D.C
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR 4ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.753	0.513	0.480	0.534	0.500	0.507	0.566	0.566	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.119	0.128	0.137	0.124	0.131	0.130	0.117	0.117	0.125

計測場所　A 船　CAPTAIN'S OFFICE

室容積(V)：23.9 m^3　室表面積(S)：51.8 m^2　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　壁：9t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C
- ソファー：なし　カーテン：窓カーテン2組　その他
- 椅　子：ARM CHAIR 5ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.693	0.600	0.580	0.574	0.667	0.600	0.534	0.480	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.101	0.116	0.120	0.121	0.106	0.116	0.130	0.143	0.119

表 5. 4. 5　鋼壁で囲まれた部屋の平均吸音率

計測場所　B 船　SHIP'S LAUNDRY

室容積(V)：39.7 m^3　室表面積(S)：76.4 m^2　V/S = 0.52

室内状態
- 天　井：STEEL　壁：STEEL　床：4t MOSAIC TILE ON 40t CEMENT
- ソファー：な し　カーテン：なし　その他：天井を防熱材巻き ダクト多く通過
- 椅　子：な し　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.850	1.08	0.794	0.750	0.564	0.650	0.653	0.667	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.094	0.075	0.099	0.106	0.138	0.121	0.120	0.118	0.109

計測場所　B 船　OFFICER'S LAUNDRY

室容積(V)：27.3 m^3　室表面積(S)：58.5 m^2　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：STEEL　壁：STEEL　床：4t MOSAIC TILE ON 40t CEMENT
- ソファー：な し　カーテン：なし　その他：天井を防熱材巻き ダクト多く通過
- 椅　子：な し　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.20	0.967	1.13	0.867	0.600	0.694	0.560	0.513	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.061	0.075	0.065	0.083	0.108	0.103	0.126	0.137	0.104

計測場所　B 船　GALLEY

室容積(V)：88.1 m^3　室表面積(S)：145.2 m^2　V/S = 0.61

室内状態
- 天　井：6t ASBESTOS BOARO　壁：STEEL　床：10t GROOVED TILE ON 40t CEMENT
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：
- 椅　子：なし　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.6	1.10	1.09	1.06	1.17	1.19	0.873	0.600	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.059	0.085	0.086	0.087	0.080	0.079	0.106	0.151	0.092

計測場所　A 船　BONDED LOCKER

室容積(V)：16.5 m^3　室表面積(S)：40.3 m^2　V/S = 0.41

室内状態
- 天　井：STEEL　壁：STEEL　床：STEEL
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：3400×1850×800 2段　木製棚あり
- 椅　子：なし　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.30	1.80	1.40	1.13	0.810	0.580	0.507	0.434	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.050	0.036	0.046	0.056	0.078	0.108	0.122	0.141	0.080

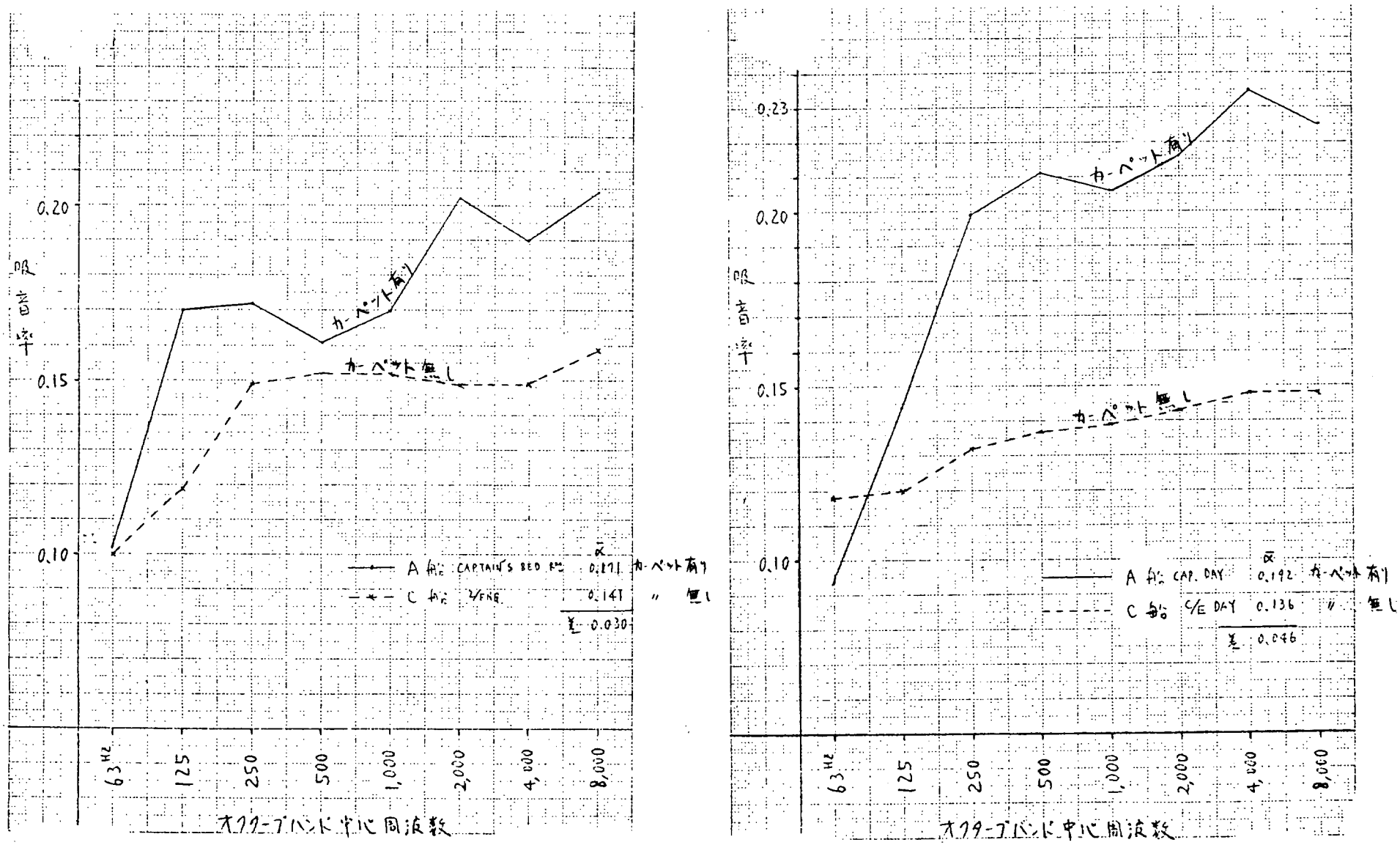


図 5. 4. 8　カーペットの有無による室内平均吸音率の違い

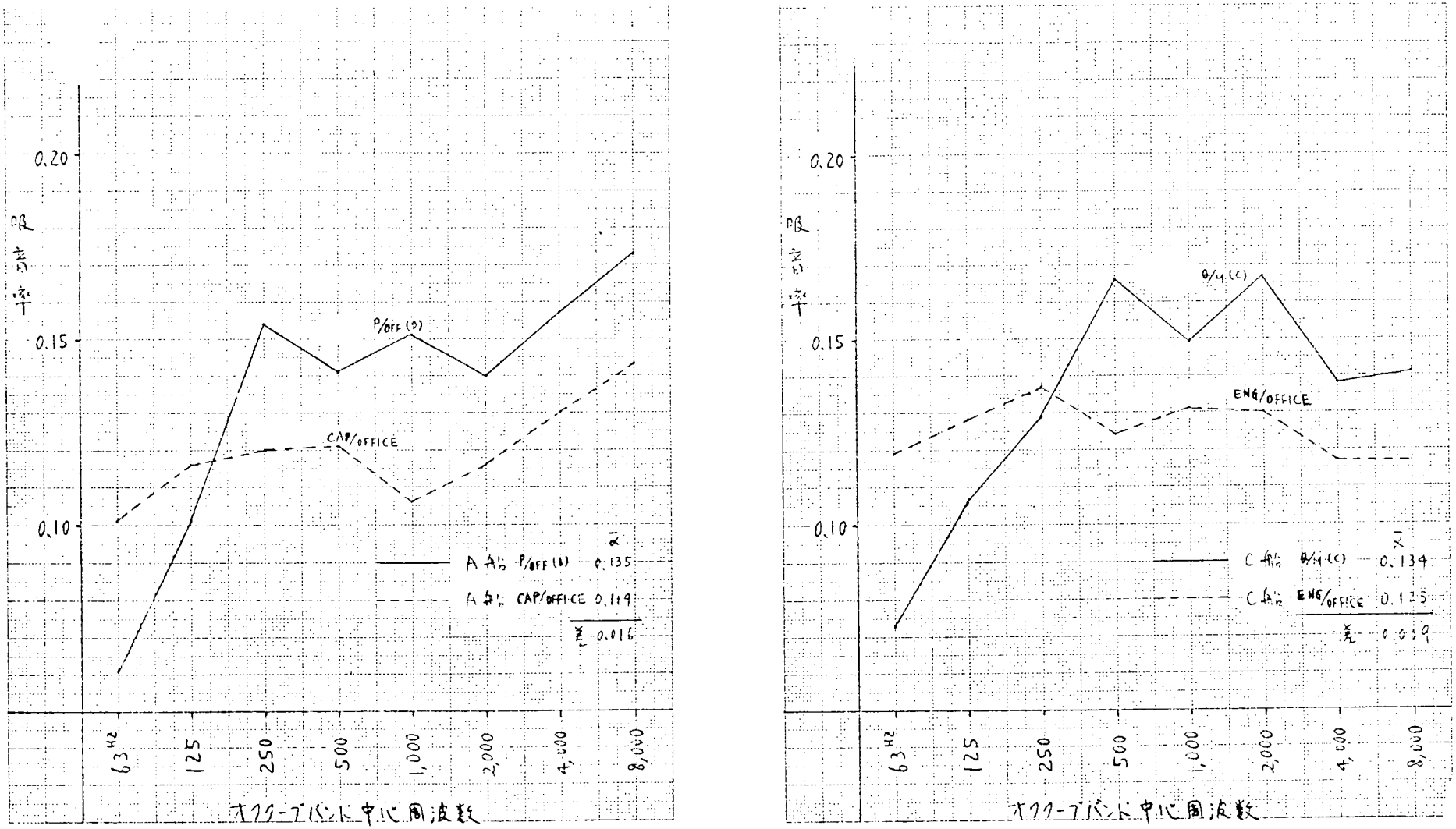
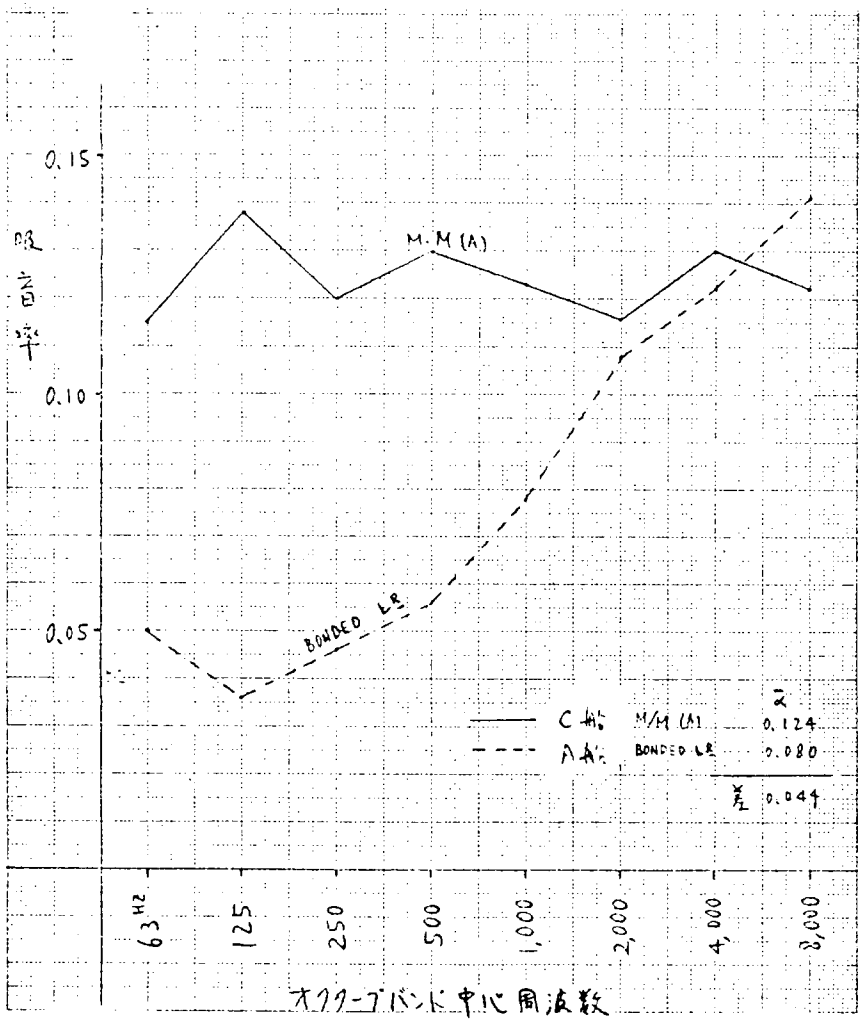


図 5. 4. 9　居室と事務室の室内平均吸音率の違い



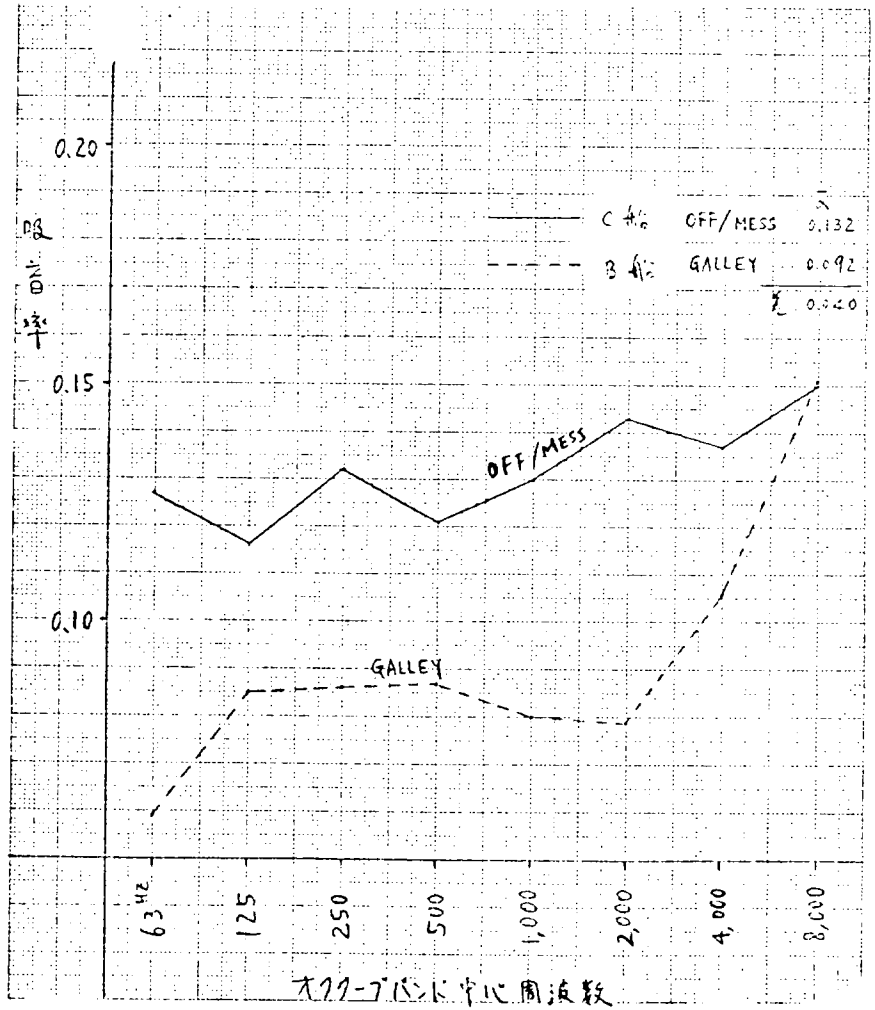


図 5. 4. 10　壁内張りの有無による室内平均吸音率の違い

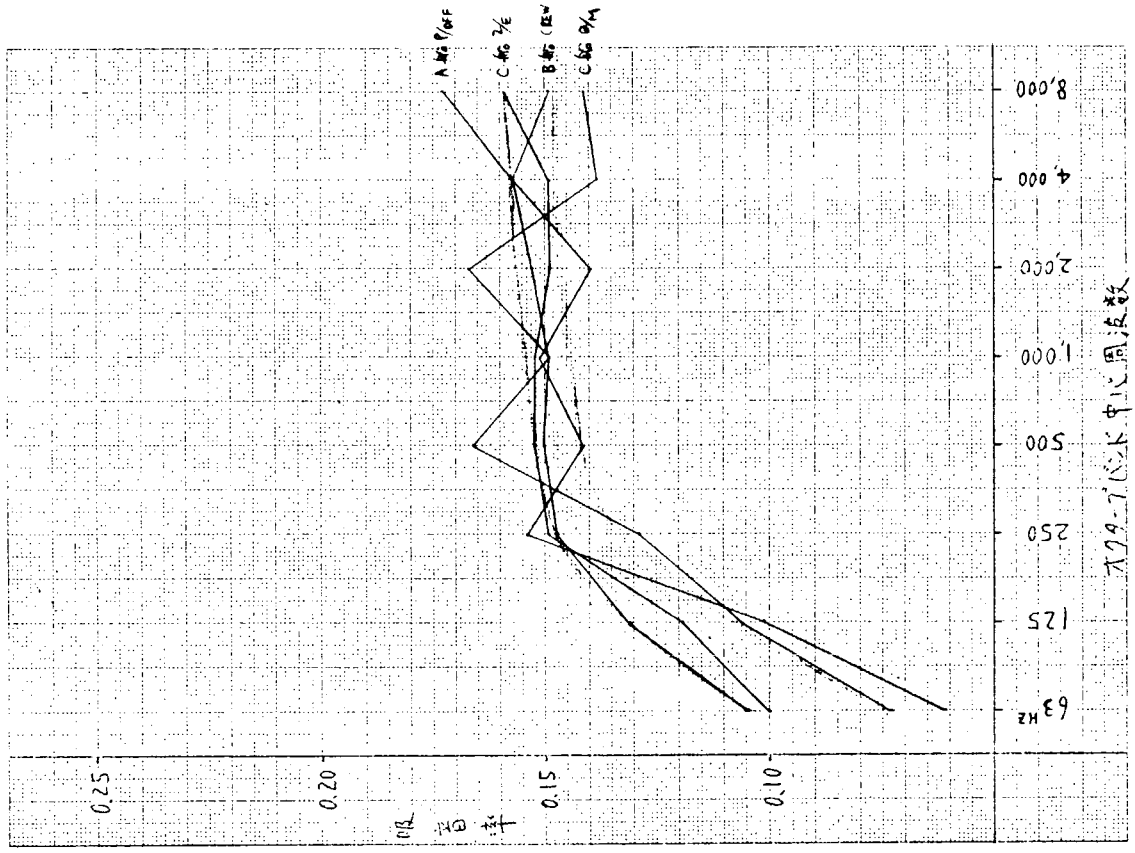


図 5. 4. 11　居室の平均吸音率

5.5　まとめ及び今後に残された問題

本章では船体関係空気伝播音についての研究成果を述べたがこれに関しS50，51年度を通じての成果と問題点を以下に述べる。

(1)　各種内装構造の透過損失の測定（壁 7 パネル，床 4 パネル，天井 3 パネル）

現在各造船所で一般的に用いられているもの及び今後用いられるであろうもののTLをJISに合致する方法で計測したもので，これまで文献に記載されていたデータに比べ，試験体が大きい（約10m^2）ことと構造詳細が実際船で用いられるものと同じである点でより有意義なデータが得られた。ただ費用と研究期間の制約により14パネルしか測定できなかったので，今後より多くのパネルのデータを集積すると共に，二重壁のＴＬに対し吸音材，空気層，板厚，壁の固定方法の夫々がどのように影響するかを調査する必要がある。

(2)　各種吸音材の吸音率の測定（吸音構造 5 パネル，壁内張材 2 パネル）

吸音材の吸音率の計測データは文献に沢山のっているが，船で良く用いられる構造のものについてはデータが見当らなかったので，それらを確認するために計測を行ない有意義なデータが得られた。

(3)　各種内装材の音響放射効率の確認

室内の騒音を予測したり，室の構成面のどの部分がより大きな騒音源であるかを判定する際，内装材の音響放射効率を知っておく必要があるが，これについて，船の試運転中に居室の騒音とその室の各構成面の振動加速度レベルを計測し，両者が良く合うような音響放射効率を求める一方，実験室でＴＬ計測時に各パネルの音響放射効率を求め，この違った方法で求めた音響放射効率が大体合うことが確認された。内装材に防振ゴムを挿入して支持すると振動伝達率は下がるが，音響放射率は上がる傾向にあるようなので，この両者の関係については今後調査の必要がある。

(4)　空気伝播音の解析

空気伝播音の解析として

(a) 居住区内で空気音がどういう経路で伝搬し，どの程度減衰するかをテストし，扉の換気等開口があればその部分からの伝搬が非常に大きいこと，音源室から直上の室への経路伝搬の割合が50%程度であること等が確認された。この割合については他の構造の場合どうなるか今後調査の必要がある。

(b) 戸開口閉鎖実験

戸と戸枠の隙間及び扉付換気口が航走中の居室騒音に与える影響を調べたところ，現在のように通路と居室の騒音レベル差が10dB位の場合は戸開口部は居室騒音にほとんど影響を与えないことが分かった。

(c) 空気音減衰量調査

ENGINE R$^{\underline{M}}$ に空気音源がある場合これが居住区内でどの程度減衰するかを調査し，空気音は上甲板で大きく（30～40 dB）減衰しその後上層へゆくに従がいゆるやか（4 ～ 6 dB）減衰することが確認された。

(d) 各種内装構造の遮音度の実測

内装構造のTL値と遮音度ではかなり後者の方が低いことが経験的に分かっているし，実際防音対策を行なう場合後者の値を知っておく必要があるため，これを実船計測し，TL値の分かっているものはこれと対比し大体各周波数とも10dB程度の差があることが分かった。今後ともより多くの遮音度の実測が望まれる。

(e) 室内平均吸音率の実測

室構成面の振動速度から室内騒音を予測する場合室内平均吸音率が必要になるので，これを実測し，普通の居室では$\bar{\alpha} \fallingdotseq 0.15$であることを確認した。

(5) バストイレの防音対策

バストイレの騒音が居室騒音にどの程度影響するかを調べ，実際の運行時にはほとんど問題のないことが確認された。

6. 機関室内単体機器の固体音対策の研究

昭和50年度の研究で機関室内単体機器から発生する固体伝播音は主機についで，ディーゼル発電機（D/G）が大きいことが判明した。従ってD/Gから発生する固体伝播音を減少させるため，D/Gの下に弾性支持を施した時，その方式の違いによる効果について，陸上および船上で調査した。また，それらを搭載した実船においてD/Gより発生する固体音が居住区にどのような影響を与えるかを調査することを目的として研究を行なった。以下それらについて述べる。

6.1 供試ディーゼル発電機の防振計画

6.1.1 防振ゴムの特徴

防振ゴムは振動や衝撃の防止及び振動伝達経路の遮断に広く用いられているが，その歴史は金属性の防振ばねに比較し40年程度とされている。

防振ゴムは金属バネに比較し多くの長所を有しているが特に著しい長所とされているのは

i）ばね常数が3方向任意に得られる。

ii）防振ゴム自体に内部減衰を有している

の2点である。

i）の特徴は防振ゴムの形状が任意選択できることからくるものでii)は図6.1.1に示すような変位力の特性を有していることからくる。すなわち図6.1.1の斜線で示した部分だけの仕事一（$\pi\gamma k a^2$で与えられる）をゴム自体が吸収する作用を持っていることによる。この特徴は共振時の振幅低下をもたらす。また防振ゴムの伝達特性は図6.1.2の実線で示す様に周波数の増加に対し40dB/decadeの割で減少していく性質を持っており音響域での著しい伝達防止特性を有している。これに対し金属ばねはある周波数以上でサージング現象を起こし始め，伝達率の周波数特性も20dB/decadeの右下がりの曲線で，防振ゴムに比べ音響域での特性が悪い。このため防振ゴムは防音（固体音の遮断）の目的に使用する際非常に有効である。

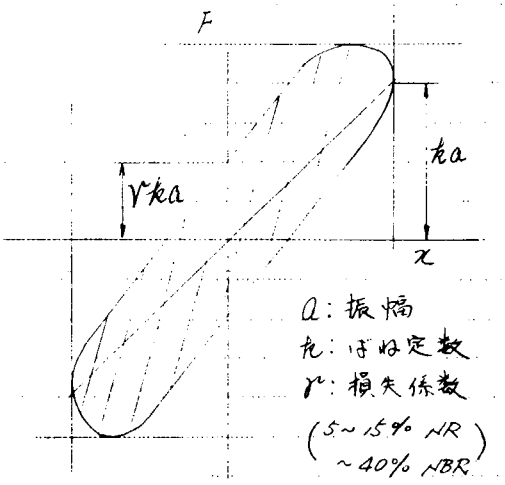


図6.1.1　防振ゴムの特性

一方防振ゴムの短所としてゴムの劣化の問題即ち寿命が金属ばねに比較して短いとされる点がある。ゴムの劣化は熱，オゾン，光，油等の外的要因及びゴムの混合物におけるポリマ充填剤，架橋形態などの内部的要因によって起こり，初期に有していたばね定数等の機械的性質が著しく変化する。ゴムの劣化は3～5年程度で起こるといわれているが実際には15年以上経ているものでも充分使用に耐えている例がある。

6.1.2 防振ゴムの材質

防振ゴムの材質はその使用目的，環境等によって充分吟味されなければならないが，一般的に各ゴムは表6.1.1のような使い分け或いはこれらの混合したものが選ばれている。

また目的の機械的性質や加工性等を得るために加硫促進剤，補強剤，充填剤および軟化剤等が配合される。

表6.1.1　ゴムの材質と使用場所

材　質	用　途
NR	一　般　用
SBR	〃
BR	〃
IR	〃
NBR	耐　油　性
CR	耐　候　性
IIR	内部減衰大
EPDM	耐　熱　性

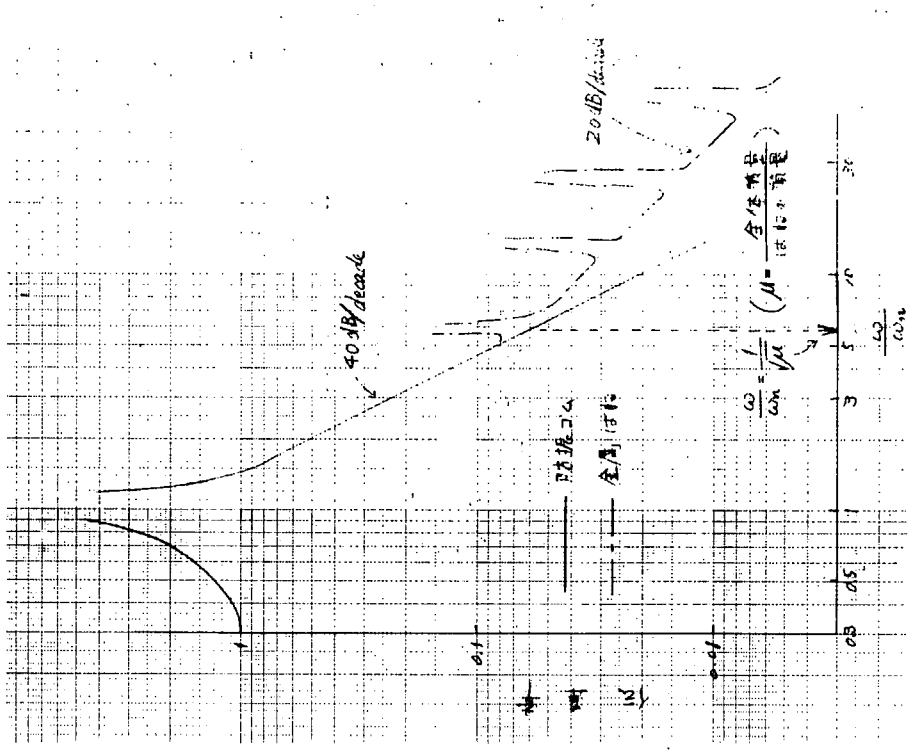


図 6. 1. 2　防振ゴムと金属ばねの伝達率

6. 1. 3　防振理論

図 6. 1. 3 に示すような一次元の振動系に対し P で示す外力が作用した場合のばねを介して機台へ伝達される力の比，伝達率は

$$\tau = \frac{\sqrt{1+\left(2\frac{c}{c_c}\cdot\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{1-\frac{\omega^2}{\omega_n}+\left(2\frac{c}{c_c}\cdot\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.1)$$

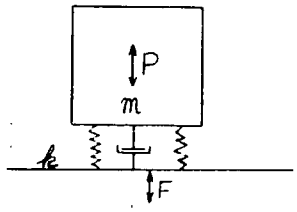


図 6. 1. 3　1 自由度振動系

で与えられる。ここで

$\omega_n = \sqrt{k/m}$　（固有角振動数）

$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n$　（臨界減衰係数）

である。この理論は線形のばね定数と線形の粘性抵抗を有する場合に適用できるが，防振ゴムの場合には，やや旨が異なる。すなわち，防振ゴムを使用した場合には ωc が近似的に定数とみなし得る性質をもっているからである。防振ゴムの伝達率は

$$\tau = \frac{\sqrt{1+\ell^2}}{\sqrt{\left\{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2+\ell^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.2)$$

となる。　ここで

$$\ell = \frac{\omega c}{k}$$

である。式（6. 2）が，式（6. 1）に比較して有利な点は，共通点における伝達率を下げるために粘性抵抗 c を大きくしても，高周波域での伝達率がさほど大きくならないことである。

6. 1. 4　防振支持設計理論

剛体を防振支持する場合に大別すると，一般に三つの方法が用いられている。すなわち水平形，傾斜形およびパッド形の三つの支持方法である。このうち傾斜形の場合には，一つのばね系を除き非連成とならしめることができ，

水平形の場合には二つのばね系が連成ばね定数として残存する。

剛体とばねとを組み合わせた振動系のある微小位内における運動方程式は

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \qquad \cdots\cdots (6.3)$$

で与えられる。ここで，

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & -I_{xy} & -I_{zx} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_y & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{yx} & I_z \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{26} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{61} & K_{62} & & K_{66} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \\ \theta \\ \varphi \\ \phi \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ N_x \\ N_y \\ N_z \end{bmatrix}$$

であり$\mathbf{X}$は重心の変位および，各軸まわりの角変位K_{ij}は各軸方向および各軸まわりの復原係数，mは質量，Iは慣性モーメント，Fは外力，Nは外力（モーメント）である。

この運動方程式を解き，固有振動数を求めれば理論的な伝達率が求められる。

次に先に述べた三つの形について具体的に述べるものとする。

6.1.5 防振支持設計法

a. 水平形支持

水平形の特徴は，図6.1.4に示すようにyz平面で対称かつxz平面において$\sum a_i = 0$となるようにゴムの配置をすることにある。この場合，座標軸を慣性主軸に一致させれば，I_{xy}，I_{yz}，I_{zx}はすべて0となり，また連成復数もK_{15}，K_{24}以外はすべて0となる。

このときの復元係数K_{ij}は

$$K_{11} = nk_{\mathrm{I}}$$

$$K_{22} = nk_{\mathrm{II}}$$

$$K_{33} = nk_{\mathrm{III}}$$

$$K_{44} = n(k_{\mathrm{II}} \cdot h^2 + k_{\mathrm{III}} b^2)$$

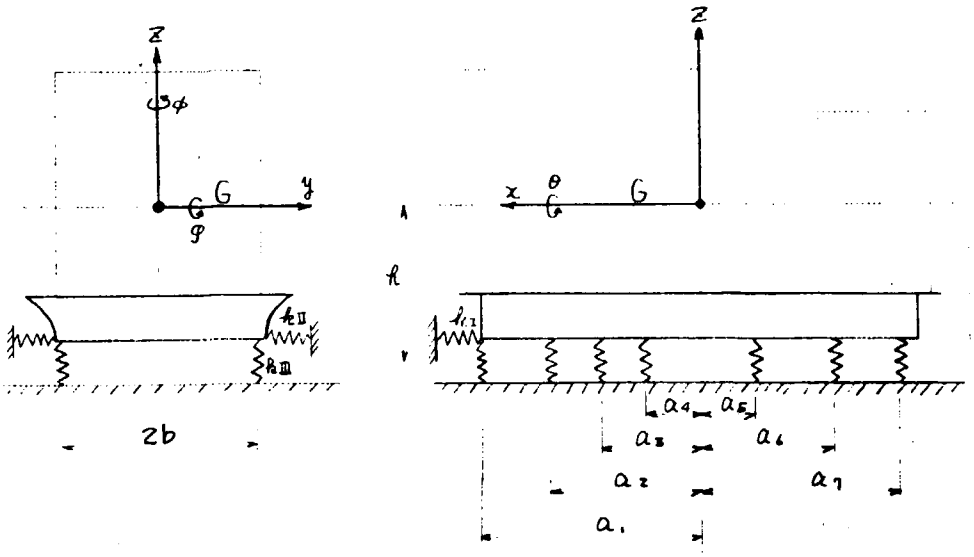


図 6. 1. 4　水平形支持

$$K_{55} = k_{III} \sum a_i^2 + n k_I b^2$$

$$K_{66} = n k_I b^2 + k_{III} \sum a_i^2$$

$$K_{15} = -n k_I h$$

$$K_{24} = n k_{II} h$$

で与えられる。また固有振動数は，式（ 6. 3 ）から

$$\omega_{14}^2 = \frac{1}{2}\left\{ (\nu_{22}^2 + \nu_{44}^2) \pm \sqrt{(\nu_{22}^2 - \nu_{44}^2)^2 + 4(K_{24}^2/mI_x)} \right\} \quad \cdots\cdots (6.4)$$

$$\omega_{15} = \frac{1}{2}\left\{ \nu_{11}^2 + \nu_{55}^2) \pm \sqrt{(\nu_{11}^2 - \nu_{55}^2)^2 + 4(K_{15}^2/mI_y)} \right\} \quad \cdots\cdots (6.5)$$

$$\omega_3^2 = \frac{K_{33}}{m} \quad \cdots\cdots (6.6)$$

$$\omega_6^2 = \frac{K_{66}}{I_z} \quad \cdots\cdots (6.7)$$

の六つが得られる。ここで

$$\nu_{11} = \frac{K_{11}}{m}$$

$$\nu_{22} = \frac{K_{22}}{m}$$

$$\nu_{44} = \frac{K_{44}}{I_x}$$

$$\nu_{55} = \frac{K_{55}}{I_y}$$

である。実際に防振支持を設計する手順は，

(1)　$\sum a_i = 0$ となるように配置を決定する。

(2)　K_{III} をある値に仮定し，また k_I / k_{III}，k_{II} / k_{III} を 1/6 程度の値として式（ 6. 4 ）～（ 6. 7 ）より固有振動数を求める。

(3)　求めた固有振動数が，起振力の最低次周波数の $1/\sqrt{2}$ 以下となるように K_{III} の値の修正を行なう。k_{III} の修正だけの場合は修正される各固有振動数は，修正前の各固有振数に $\sqrt{k_{III}}$ 倍すれば簡単に求められる。

(4)　k_I / k_{III}，k_I / k_{III} の値を適当に修正し，共振が起きないような値とする。

以上の手順にて防振ゴムのばね定数及び配置を決めるのが一般的であるが，この他に防振ゴムの特性からばね定数がある値以下には下げられないことも考慮しなければならない。

実　例

本章にて水平形の支持法を施工する対象機は，ディーゼル発電機であり，主要諸元は次の通りである。

形　式	立形4サイクル単動過給機付
シリンダ数	6
シリンダ径×ストローク	180φmm× 230mm
定格回転数	900 rpm
定格馬力	600 ps
機関重量	6.3 ton
発電機重量	3.1 ton
共通台板	2.0 ton
総重量	11.4 ton
質　量	11.7 $kg\,cm^{-1}\ sec^2$
慣性能率	
x 軸→ I_x	3.70×10^4 $kg\ cm\ sec^2$
y 〃 I_y	1.75×10^5 〃
z 〃 I_z	1.51×10^5 〃

主要加振力としては，6筒であることから3次のクランク軸まわりの加振偶力を考えればよいが，その周波数は2700 cpmである。しかし，実際設計する場合には，機関の不釣合の残存を考慮し，1次の周波数をもつ加振力に対処できるように固有振動数を決定するのが望ましい。

したがって，目標固有振動数は

$$\omega < 900 \times \frac{1}{\sqrt{2}} = 643 \quad \text{cpm}$$

とする。

まず配置の決定であるが，共通台板の大きさの制限等から

$n = 14$ ケ

$a_1 = 143\,cm$

$a_2 = 98\,cm$

$a_3 = 53\,cm$

$a_4 = 8\,cm$

$a_5 = 37\,cm$

$a_6 = 97\,cm$

$a_7 = 172\,cm$

$b = 65\,cm$

$h = 114\,cm$

とする。次に $k_{III} = 1{,}000\,kg/cm$ として各固有振動数を求めると

$N_{33} = 331$ cpm

$N_{66} = 140$ cpm

${}_1N_{15} = 118$ cpm

$_2N_{15}$ = 305 cpm

$_1N_{24}$ = 107 cpm

$_2N_{24}$ = 473 cpm

が得られる。（ここで$N_{ij} = \frac{60\omega_{ij}}{2\pi}$）$k_{III}$ = 1,000 kg/cm と仮定したときの固有振動数が目標固有振動数よりも低い値であることから，さらに硬いばねが使用できる。そこで，ここでは静定ばね定数が 2000 kg/cm のものを使用するものとする。採用する防振ゴムの形状は図 6. 1. 5 に示す。

このゴムの各定数は

圧縮方向ばね定数

静的 k_{cst} = 2,000 kg/cm

動的 k_c = 2,400 kg/cm

剪断方向ばね定数

静的 k_{sst} = 320 kg/cm

動的 k_s = 380 kg/cm

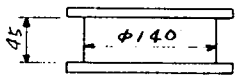


図 6. 1. 5　防振ゴム形状

となる。この場合の各固有振動数は

N_{33} = 513 cpm

N_{66} = 217 cpm

$_1N_{15}$ = 183 cpm

$_2N_{15}$ = 473 cpm

$_1N_{24}$ = 166 cpm

$_2N_{24}$ = 733 cpm

となる。

ゴム 1 ケに加わる静的圧縮荷重

$$w_c = \frac{w}{n} = \frac{11.43 \times 1000}{14} = 816 \text{ kg}$$

w：総重量

静的歪

$$\varepsilon = \frac{w_c}{k_{cst} \cdot t} = \frac{816}{2000 \cdot 45} = 0.0091$$

t：ゴム厚さ

面　圧

$$P_c = \frac{w_c}{S} = \frac{816}{\frac{\pi}{4} \times 14 \times 14} = 5.3 \text{ kg/cm}^2$$

s：ゴム断面積

b. 傾斜形支持

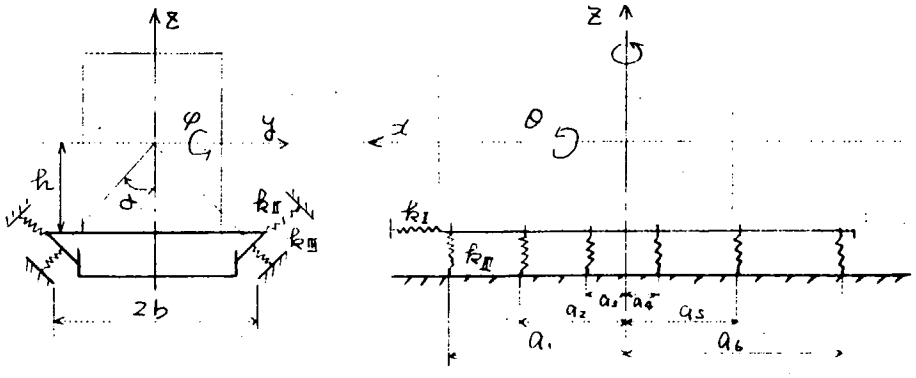


図 6. 1. 6　傾斜形支持

傾斜形の特徴は図 6. 1. 5 に示すように α の角度を適当な値に選び $y-\theta$ 系の連成をなくすことにある。その場合の条件は

$$\frac{\left(1-\frac{k_{\mathrm{II}}}{k_{\mathrm{III}}}\right)\cot\alpha}{\left(1+\frac{k_{\mathrm{II}}}{k_{\mathrm{III}}}\right)\cot^2\alpha}=\frac{h}{b} \qquad \cdots\cdots (6.8)$$

を満足させることである。

この場合の復元系数 $\mathbf{K}_{ij}$ は

$$\mathbf{K}_{11}=nk_{\mathrm{I}}$$

$$\mathbf{K}_{22}=n(k_{\mathrm{II}}\cos^2\alpha+k_{\mathrm{III}}\sin^2\alpha)$$

$$\mathbf{K}_{33}=n(k_{\mathrm{II}}\sin^2\alpha+k_{\mathrm{III}}\sin^2\alpha)$$

$$\mathbf{K}_{44}=\mathbf{K}_{33}b^2-\mathbf{K}_{22}h^2$$

$$\mathbf{K}_{55}=(k_{\mathrm{II}}\sin^2\alpha+k_{\mathrm{III}}\cos^2\alpha)\sum a_i^2+nk_{\mathrm{I}}h^2$$

$$\mathbf{K}_{66}=(k_{\mathrm{II}}\cos^2\alpha+k_{\mathrm{III}}\sin^2\alpha)\sum a_i^2+nk_{\mathrm{I}}h^2$$

$$\mathbf{K}_{15}=-nk_{\mathrm{I}}h$$

で与えられる。また固有振動数は

$$\omega_2^2=\frac{\mathbf{K}_{22}}{m} \qquad \cdots\cdots (6.9)$$

$$\omega_3^2=\frac{\mathbf{K}_{33}}{m} \qquad \cdots\cdots (6.10)$$

$$\omega_4^2=\frac{\mathbf{K}_{44}}{m} \qquad \cdots\cdots (6.11)$$

$$\omega_6^2=\frac{\mathbf{K}_{66}}{\mathrm{I}_z} \qquad \cdots\cdots (6.12)$$

$$\omega_{15}^2=\frac{1}{2}\left\{(\nu_{11}^2+\nu_{55}^2)\pm\sqrt{(\nu_{11}^2-\nu_{55}^2)+4(\mathbf{K}_{15}^2/m\mathrm{I}_y)}\right. \qquad \cdots\cdots (6.13)$$

で与えられる。

実際に防振ゴムを設計する場合の手順は水平形の場合と同様である。

実　例

本章にて傾斜形の支持法を施工する対象機はディーゼル発電機で主要諸元は次の通りである。

形　式	立形 4 サイクル単動過給機付
シリンダー数	6
シリンダー径×ストローク	260 ø mm × 320 mm
定格回転数	720rpm
定格馬力	740 ps
機関重量	10.5ton
発電機重量	4.0ton
共通台板	1.8ton
総重量	16.3ton
質　量	16.6 kg cm^{-1} S^2
慣性モーメント	
x 軸まわり　I_x	8.46 × 10^4 kgcmS^2
y 〃　I_y	3.59 × 10^5 〃

z 軸まわり　I_z　　3.11×10^5　kgcmS^2

主要加振力としては水平形と同様であり，また目標固有振動数としては

$$720 \times \frac{1}{\sqrt{2}} = 509 \text{ cpm}$$

とする。

以下防振支持設計をした結果のみを記述すると

$n = 12$

$a_1 = 174$ cm

$a_2 = 114$ cm

$a_3 = 54$ cm

$a_4 = 21$ cm

$a_5 = 101$ cm

$a_6 = 221$ cm

$b = 76.5$ cm

$h = 80$ cm

防振ゴム形状 180 mmø × 50 mm × 2（図 6. 1. 7 参照）

圧縮方向ばね定数

静的 k_{cst} = 2140　kg/cm

動的 k_c = 2568　kg/cm

剪断方向ばね定数

静的 k_{sst} = 300　kg/cm

動的 k_s = 360　kg/cm

$\alpha = 30°$

N_2 = 245cpm

N_3 = 371cpm

N_4 = 277cpm

N_6 = 253cpm

${}_1N_{15}$ = 148cpm

${}_2N_{15}$ = 345cpm

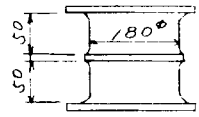


図 6. 1. 7　防振ゴム形状

となる。

ゴム 1 ケに加わる静的圧縮荷重

$$w_c = \frac{w}{n} \frac{\cos\alpha}{\cos^2\alpha + \frac{k_s}{k_c}\sin^2\alpha} = 1495 \text{ kg}$$

w：総重量

静的歪

$$\varepsilon = \frac{w_c}{2\,k_{cst} \cdot t} = 0.0699$$

t：ゴム厚さ

面　圧

$$P_c = \frac{w_c}{S} = 5.87 \text{ kg/cm}^2$$

S：ゴム断面積

c　パッド形支持

水平形および傾斜形の場合には，低周波振動の絶縁および音響域振動の絶縁を兼ねた設計であるが，パッド形の場合には低周波域振動を無視し音響域振動の絶縁のみに焦点を絞った設計であるといえる。

一般に鋼板とゴムとを組合わせた場合の音響域振動の透過率Tはそれぞれの固有音響抵抗をR_1，R_2として

$$T = \frac{4 \quad R_1/R_2}{(1 + R_1/R_2)^2} \qquad \cdots\cdots (6.\ 14)$$

で与えられる。

具体的な数値を上式にあてはめてみると

$R_1 = \rho_1 C_1 \fallingdotseq 4 \times 10^6 \quad g/cm^2 \ sec^2$　（鋼板）

$R_2 = \rho_2 C_2 \fallingdotseq 1 \times 10^4 \quad g/cm^2 \ sec^2$

ρ：密度

C：音速

$R_1/R = 400$

$$T = \frac{4 \times 400}{401^2} \fallingdotseq 0.01$$

となり透過損失として20dBが期待できる。

実際にパッド形の防振ゴムを設計する場合に用いる理論は水平形支持法と同じであるが，設計指針としては低周波域の共振を固有振動数を高くすることによって逃れ，音響域振動の伝達は，鋼板とゴムの組合せによって遮断するという方法を採用する。

従って用いるゴムのばね定数は水平形と比べ大きな値となる。

6.2　計測要領および解析方法

6.2.1　低周波数域振動計測

(1)　計測目的

陸上試験にあっては，ディーゼル発電機（D/G）に弾性支持を施した場合と剛支持のものの定常運転時の低周波数域の変位測定を行なう。また，D/Gに弾性支持を施した場合，D/Gの起動，停止動作時の変位測定を行なう。

船上試験にあっては，D/Gを弾性支持することによりD/Gと船体振動との共振の有無を調査する。

(2)　計測要領

(a)　計測方案　　船上試験の方案については，「海上運転時におけるディーゼル発電機振動計測方案」によった。

陸上試験時においては，上記方案を準用した。特に起動停止試験では

a.（21y，22y，23y）　　b.（31y，36y，33y）

c.（11y，13y，33y）　　d.（13z，23z，33z）

e.（11x，13x，）　　を同時計測する。

負荷試験では

a.（21y，22y，23y）にて，各負荷（4/4　3/4　1/2　1/4　0）にて計測した。

(b)　使用計測器

(i)　振動計　AVZ 75　　（明石製作所）

(ii)　ピックアップ　213E　（ENDEVCO社）

(iii)　データ・レコーダ　R－70（TEAC）

(iv)　モニタ用シンクロスコープ

(V) ピックアップ固定用磁石　　BR－7（フジ磁工）

(c) 接続方法

上記計測器を図 6. 2. 1 のように接続した。

(3) 解析方法

解析はデータレコーダに収録したデータを再生し，SD330A（SD社）実時間周波数分析機（解析周波数範囲　0～100Hz，サンプリング間隔数 250）にて周波数分析を行なった。また，起動停止時の変位測定はR－70よりR－250にデータを移し速度を落して直接振動波形をレコーダにより作画し，それにより変位を測定した。

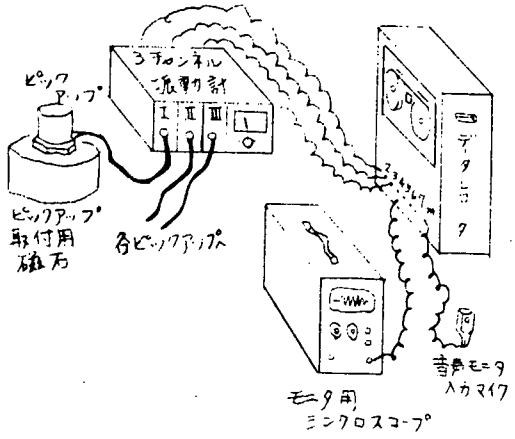


図 6. 2. 1　使用計測器接続図

6. 2. 2　音響域振動計測

(1) 計測目的

ディーゼル発電機に弾性支持を施すことにより，機関の音響域振動を補機台に伝える減衰の程度を陸上および船上試験において調査し，またそれに伴う居室内の音響域振動への影響を船上試験にて調査した。

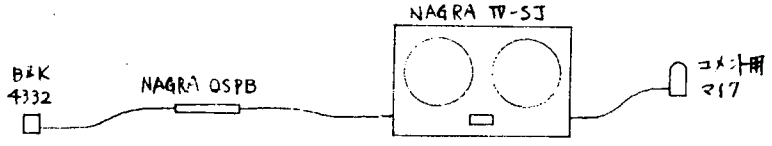
(2) 計測要領

(a) 計測方案　　船上試験時の方案については，「海上運転時におけるディーゼル発電機振動計測方案」によった。陸上試験時においては上記方案を準用した。

(b) 使用計測器　　データレコーダ　NAGRA IV－SJまたはIV－D 増幅器　NAGRA QSPB または B＆K 2209 加速度ピックアップ B＆K 4332

(c) 接続方法　　上記計測器を図 6. 2. 2 の様に接続した。

(i) NAGRA IV－SJを使用した場合



(ii) NAGRA IV－Dを使用した場合

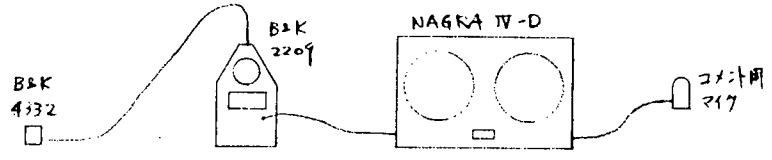


図 6. 2. 2　使用計測器接続図

(d) ピックアップの取付方法　　ピックアップは取付方法によりその周波数特性が異なる。最も望ましい方法はネジ止めであるが，壁，床等の商品に傷をつけるため，両面接着テープ（Permacel P－527）を用いた。両面接着テープを貼付する計測点は，予め油，水，ゴミ等を除き清浄とした。止むを得ず両面接着テープを使用できない個所は，磁石を使用した。

(e) データの収録　　振動加速度をデータレコーダに収録した。収録時間は約 1 分間とした。また，各計測点でのデータ収録前に計測点番号とデータレコーダのアテネータ値を録音するとともに計測用紙に記録した。

(3) 解析方法

解析は，オクターブバンド毎における振動の減衰と各周波数における伝達率を求めるスペクトル分析の二方法について行った。

(a) オクターブ分析

昭和50年度と同様に，振動加速度にて計測したデータをデジタル量に変換し，1/16 オクターブ分析を行ない，これよりオクターブ分析値を求め，さらにこのオクターブ分析値の10個の平均を求めた後速度レベルに換算した。使用した解析機器のブロック図を図 6. 2. 3 に示す。

(b) スペクトル分析

計測データをデジタル量に変換した後，ミニコンを用いてＦＦＴ法により処理を行ない，各計測点の加速度スペクトルおよび振動源，計測点間の伝達率を求めプロッターにより作図した。

ここで伝達率の算出は次式によった。

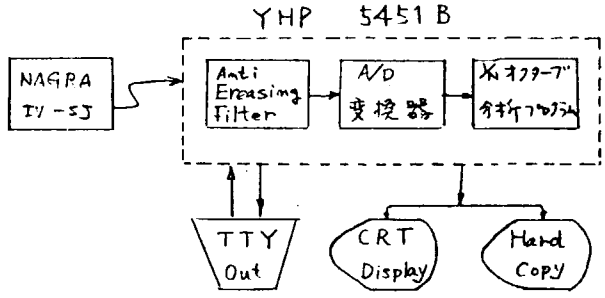


図 6. 2. 3　オクターブ分析ブロック図

$$\tau(f) = \left| \frac{\Phi_{xy}(f)}{\Phi_{xx}(f)} \right|$$

ただし

$\Phi_{xy}(f)$ ；信号 $x(t)$, $y(t)$の相互相関のフーリエ交換

$\Phi_{xx}(f)$ ；信号 $x(t)$の自己相関のフーリエ変換

用いたミニコンは，日本ミニコン　Model 01

解析周波数範囲　～ 10KHz

サンプリング点数　2048 点

サンプル間隔　$\Delta t = 0.05$ msec

にて解析を行なった。なお低周波数（可聴域外）をカットするため30Hzにて High Pass Filter を通した後 A/D 変換器へ入力した。解析に用いた機器のブロック図を図 6. 2. 4 に示す。

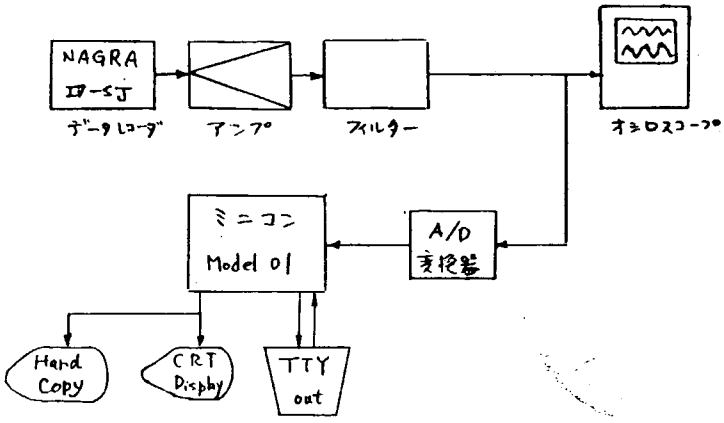


図 6. 2. 4　スペクトル分析ブロック図

6. 2. 3　騒音計測

(1) 計測目的

ディーゼル発電機に弾性支持を施すことによる船内騒音に対する影響を調査することを目的とした。

(2) 計測要領

(a) 計測方案　「海上運転時におけるディーゼル発電機振動計測方案」による。

なお，居住区における計測は概ねSR 156　SC3/WG1 － 4 「船舶船体部騒音計測方案」に倣った。

(b) 使用計測器　騒音計　B＆K　2209　または 2203

オクターブフィルタ　B＆K　1613

マイクロフォン　　B＆K　4145

(c) 聴感補正回路　　総合音はAおよびC特性を使用し，オクターブ分析はリニア特性を使用した。

(d) 動特性と針の読み　　Slowとし，針に振れがある時は中央値とした。

(e) マイクロフォンの位置　　高さは床上1.2 m

方向は機器まわりにおいて機器より約1 mの位置で機器方向とした。

居室においては部屋中央とした。

6.3 ディーゼル発電機防振効果確認陸上試験

6.3.1 計測状態

(1) 計測条件

陸上試験における計測は表 6.3.1 に示す条件にて行なわれた。

表 6.3.1

種類	支持方式	ディーゼル発電機形式	要目	運転状態
A	水平形	6DS−18	360 kw × 900 rpm	定格
B	傾斜形	6PSHTc−26D	560 kw × 720 rpm	同上

(2) 計測位置

(a) 低周波数域振動計測

低周波数域振動計測はD/G 本体，共通台板にて計測した。計測位置を図 6.3.1 に示す。

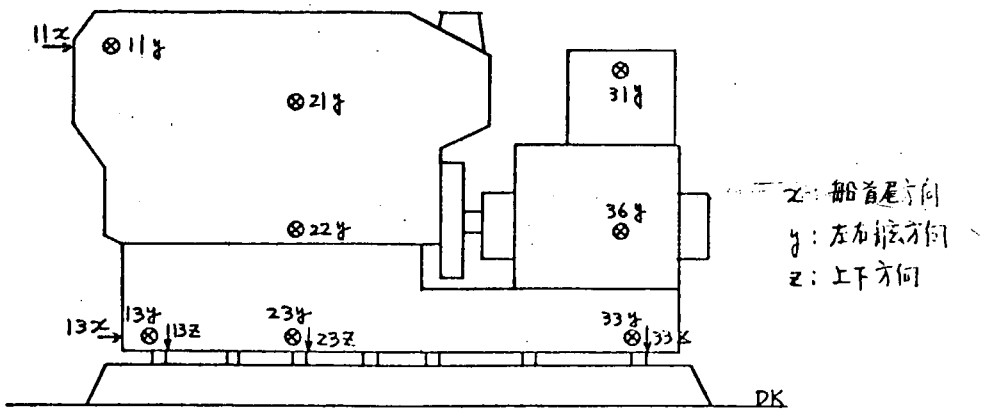


図 6.3.1　低周波域計測位置

(b) 音響域振動計測

音響域振動計測はD/G 本体，共通台板および補機台にて計測した。計測位置を図 6.3.2に示し，詳細図を図 6.3.3に示す。

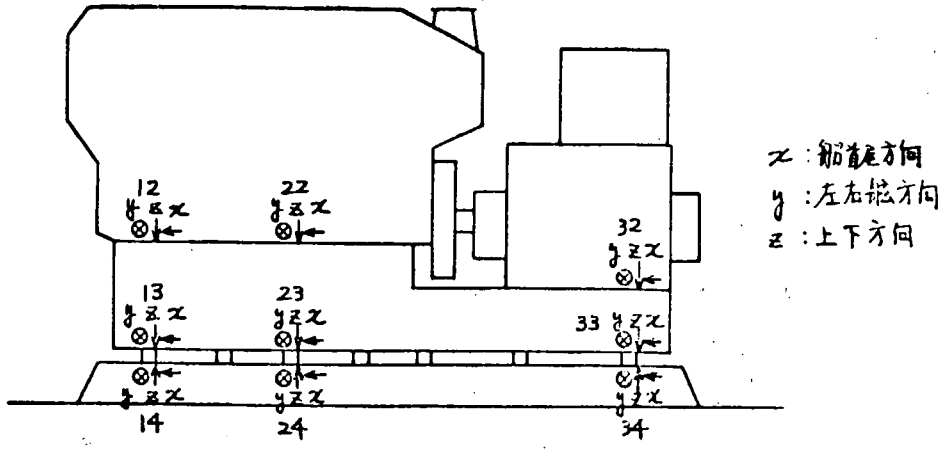


図 6.3.2　音響域振動計測位置

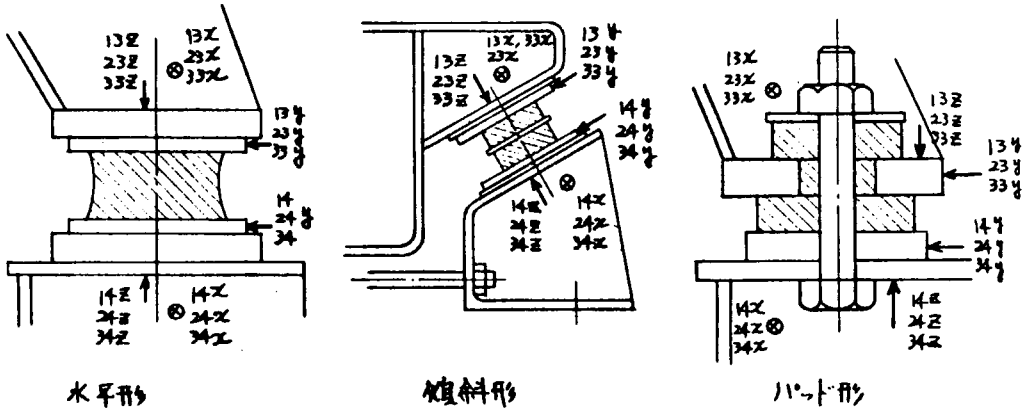


図 6. 3. 3　音響域振動計測位置（弾性支持部詳細）

6. 3. 2　低周波数域振動計測結果

(1)　起動停止試験

防振ゴムにて弾性支持した場合の一つの問題点として起動停止時における共振点の通過の問題がある。特に停止動作時においては，急速に共振点を通過できないこともあってかなり激しく揺れることが予想される。ここでは実際にどの程度の揺れが観測されたかについて述べる。

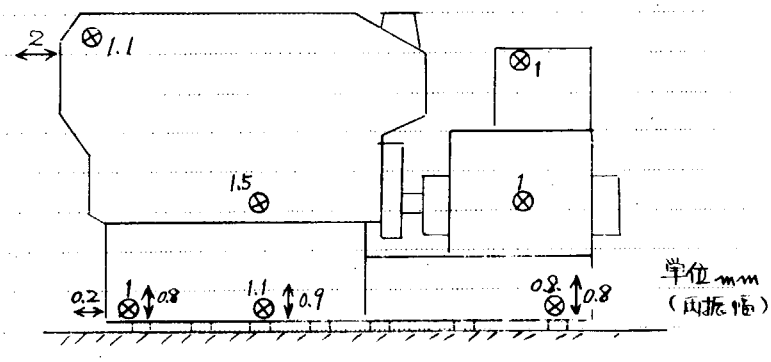


図 6. 3. 5　停止動作時各部の最大振幅（水平形）

(a)　水平形

図 6. 3. 4 は機関側中央，下部 y 方向の起動停止動作時の波形を示したものであるが，最大振幅約 1 ㎜（両振幅）程度の揺れが観測される。

また図 6. 3. 5 には停止動作時の各部の最大両振幅を示しているが各部とも 1 ～ 2 ㎜程度の揺れが発生することがわかる。（⊕印は y 方向を示す）

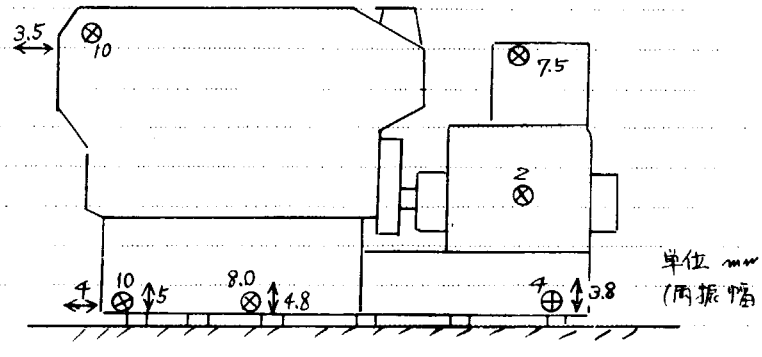


図 6. 3. 7　停止動作時各部の最大振幅（水平形）

(b)　傾斜形

図 6. 3. 6 は機関側中央下部の y 方向の起動，停止動作時の波形を示したものであるが，最大振幅は約 8 ㎜（両振幅）程度の揺れが観測される。傾斜形の場合ばねが軟かいこともあって水平形に比較し停止動作時の揺れが非常に大きくなる。また図 6. 3. 7 は停止動作時の各場所における最大両振幅を示したものである。

(2)　負荷試験

負荷試験は，定常運転時に負荷を 0，1/4，1/2，3/4，4/4 として試験を行なった。

(a) 水平形支持

弾性支持を施した場合，機関中央部中部（22y）の0～4/4負荷における振幅（両振幅）と周波数のグラフを図6.3.8に示す。（図中1/2 L，OLは4/4 L，3/4 L，1/4 Lと同じ周波数である。） この場合，各負荷変化による顕著なレベル差は見られない。

図6.3.9に機関中央部，下部（23y）において負荷4/4時における弾性支持と剛支持の比較図を示す。これよりゴムの効果が確認できる。

図6.3.10に機関中央部，上部，中部，下部，負荷1/2の時の各位置における周波数分析データを示す。機関上部において1～5Hzは爆発に起因する振動と考えられる。これらは中部，下部へ移るに従って小となっている。即ち機関本体の弾性により減じているものと考えられる。

（以下図表中の振幅とは両振幅を表わす）

(b) 傾斜支持

弾性支持を施した場合，各負荷変化によるレベル差は，(a)水平形支持と同様，著しい徴候は見られなかった（図6.3.11参照）

図6.3.12に，機関中央部中部において負荷1/2の時の弾性支持と剛支持の比較図を示す。これより明らかな如く典型的な防振ゴムの挙動が確認できる。

図6.3.13に機関中央部，上部，中部，下部の負荷3/4の各位置における周波数分析データを示す。3次及び1次の振動が観察される。表6.3.2に陸上運転・負荷試験時における水平形と傾斜形の変位を示す。

陸上試験にあって，水平形支持（図6.3.9）と傾斜形支持（図6.3.12）の比較をするに振幅の差はほとんどないため，この点から水平形と傾斜形の優劣を付けることは難かしい。

表6.3.2 負荷試験時の変位と周波数

水平形				傾斜形			
負荷	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)	負荷	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)
4/4	21y	0.033	25	4/4	21y	0.051 (0.021)	6 (12)
	22y	0.018	15		22y	0.014 (0.006)	6 (6)
	23y	0.010	75		23y	0.010 (0.007)	12 (6)
3/4	21y	0.062	7.5	3/4	21y	0.034 (0.042)	6 (6)
	22y	0.013	15		22y	0.012 (0.006)	6 (6)
	23y	0.011	45		23y	0.018 (0.012)	6 (6)
1/2	21y	0.065	7.5	1/2	21y	0.040 (0.046)	6 (6)
	22y	0.012	15		22y	0.010 (0.004)	6 (72)
	23y	0.006	45		23y	0.024 (0.005)	6 (12)
1/4	21y	0.006	75	1/4	21y	0.020 (0.012)	3 (3)
	22y	0.010	15		22y	0.010 (0.006)	2 (36)
	23y	0.003	15		23y	0.029 (0.006)	6 (6)
0	21y	0.005	15	0	21y	0.017 (0.017)	36 (36)
	22y	0.011	15		22y	0.014 (0.006)	6 (36)
	23y	0.002	15		23y	0.019 (0.006)	6 (36)

（カッコ内数値は剛支持のものを示す）

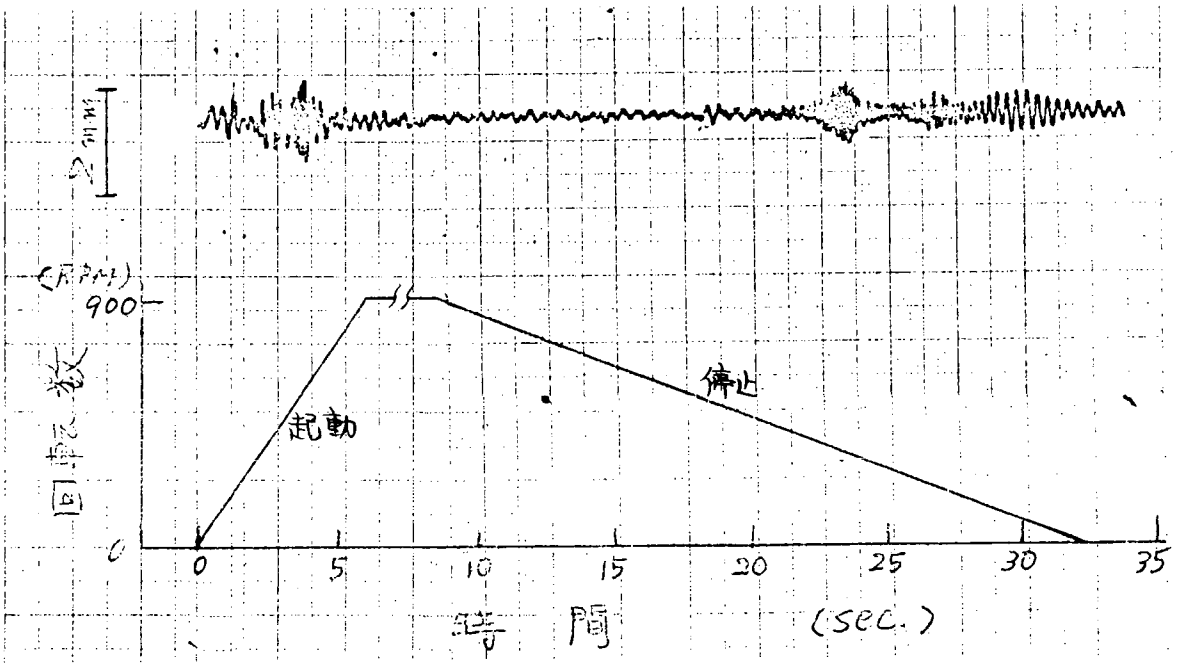


図 6. 3. 4　起動停止動作時の波形（水平形）　機関中央下部 y 方向

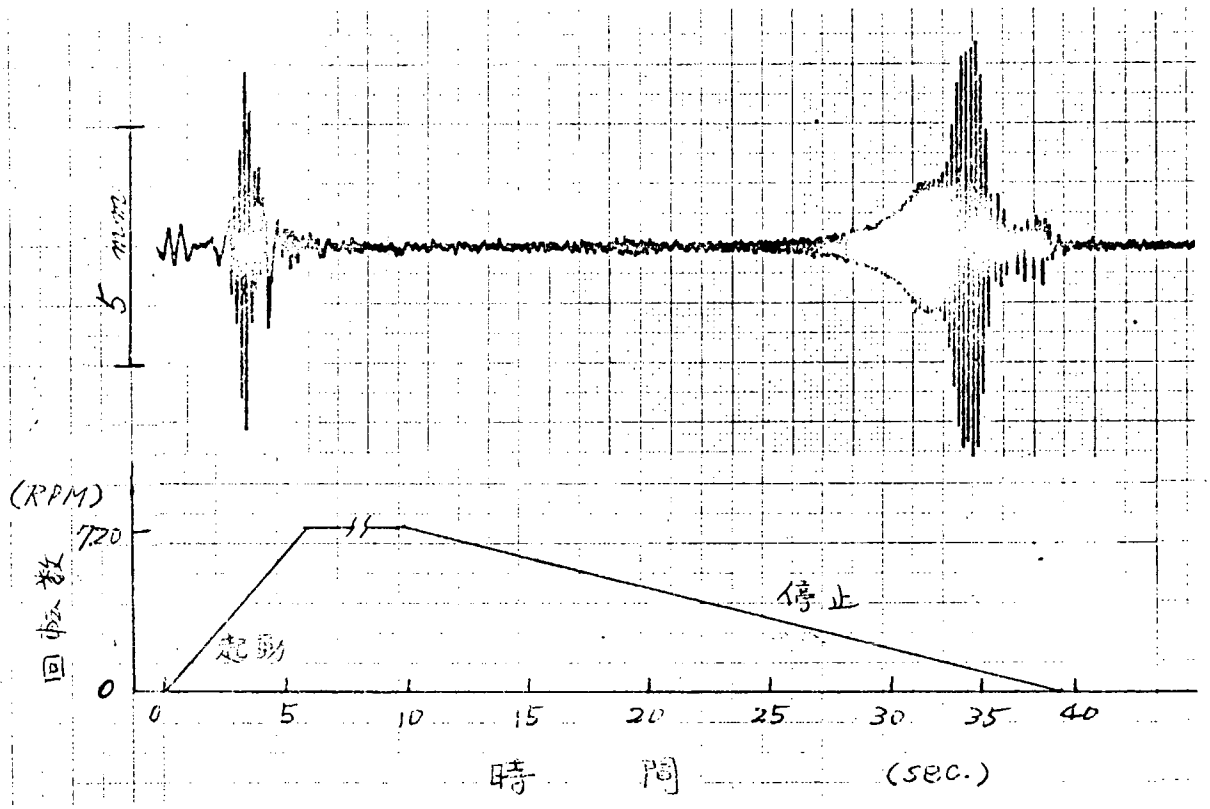


図 6. 3. 6　起動停止動作時の波形（傾斜形）　機関中央部下部 y 方向

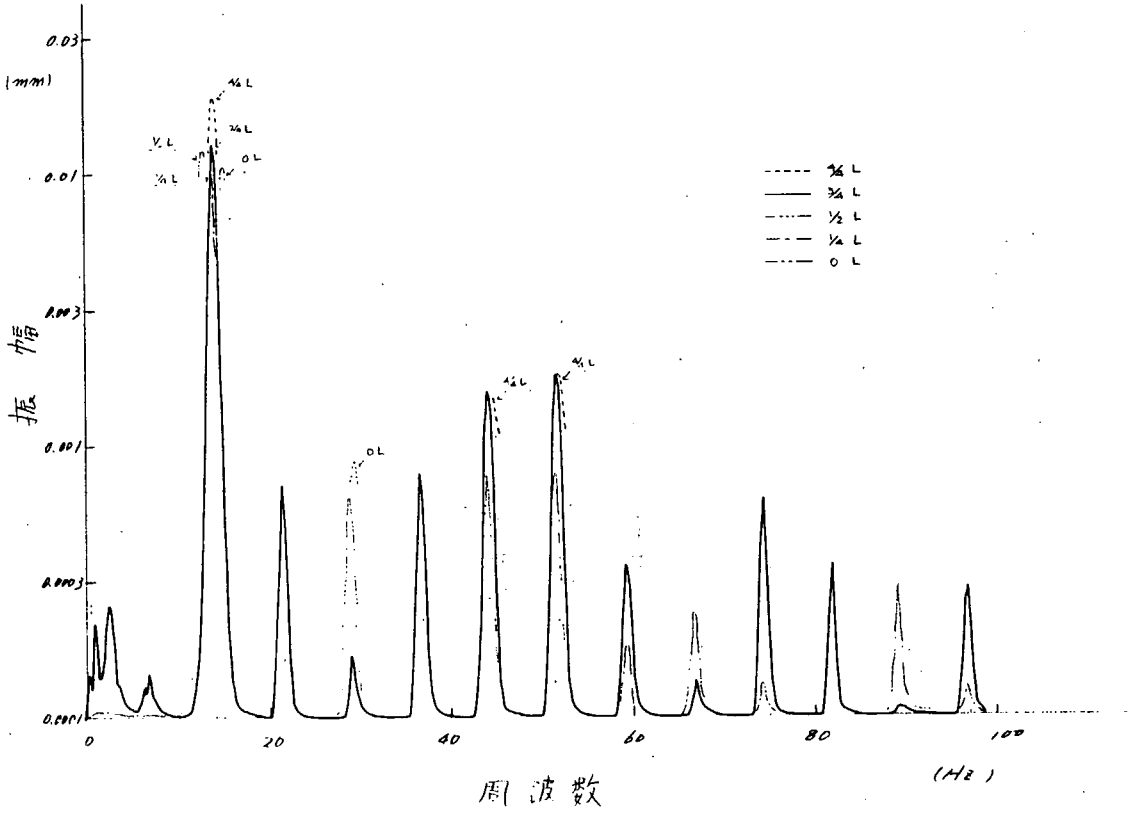


図 6. 3. 8　負荷変化による振幅（機関中央部・中部 22y）

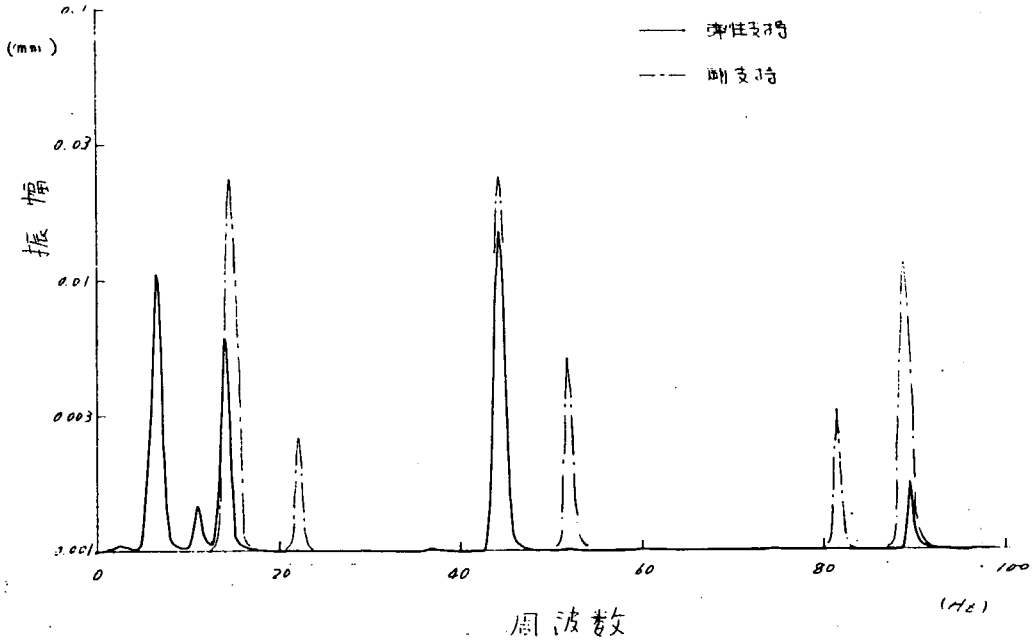


図 6. 3. 9　水平形支持の弾性支持と剛支持の比較（機関中央部・下部 23 y）

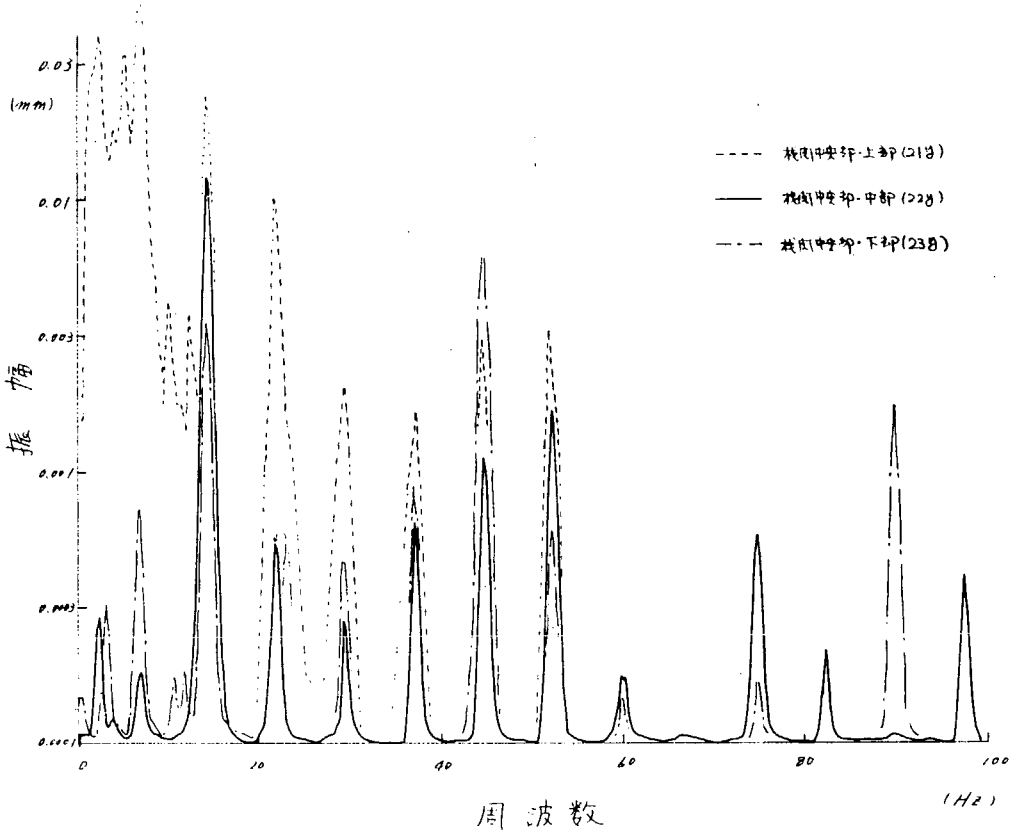


図 6. 3. 10　機関の上部・中部・下部における振幅の比較（21y・22y・23y）

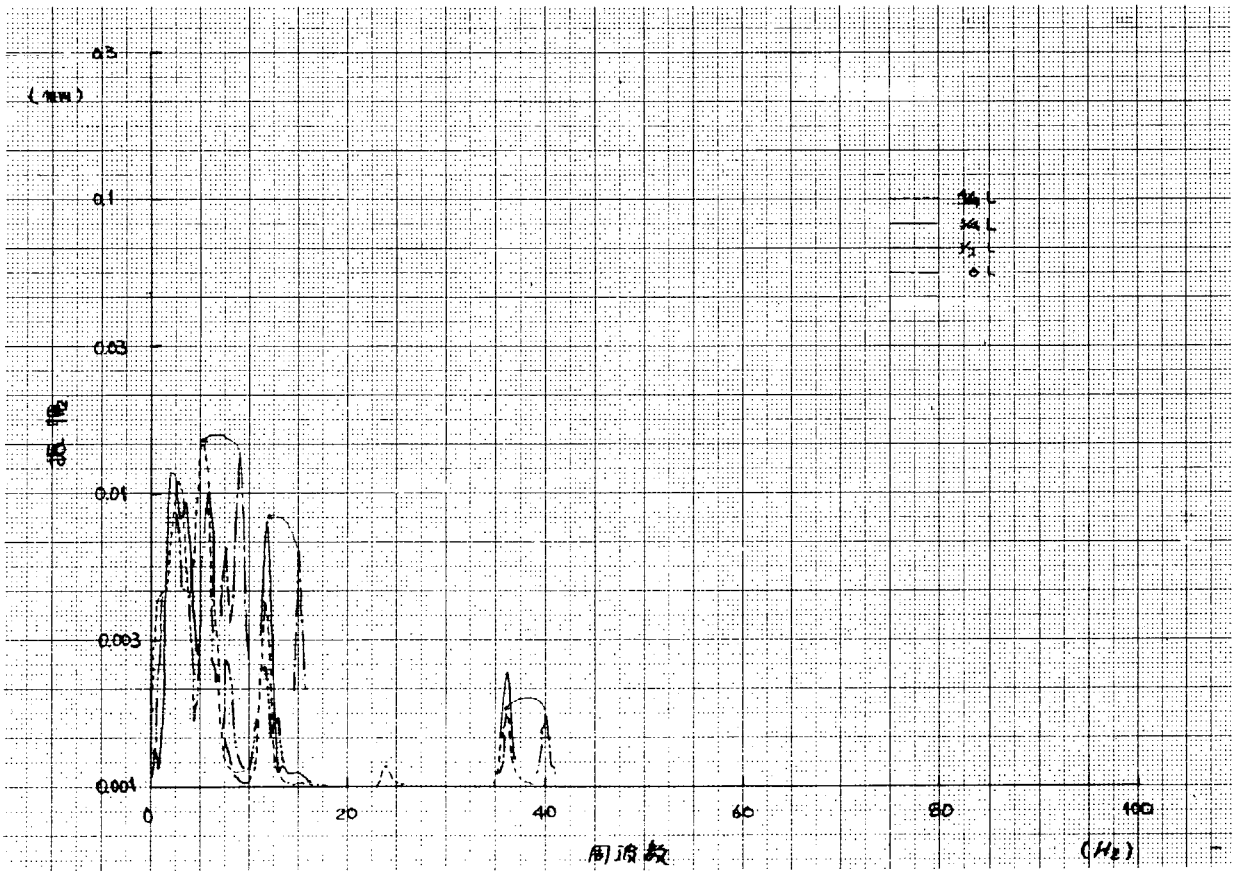


図 6. 3. 11　負荷変化による振幅（機関中央部・中部 22y）

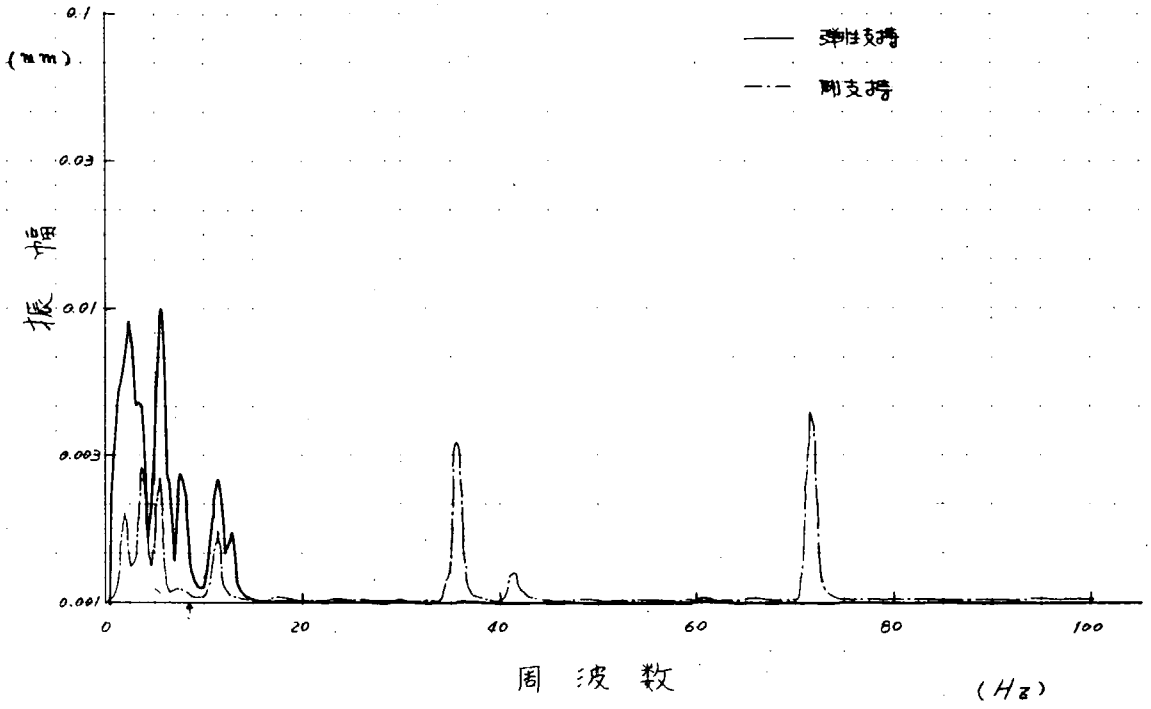


図 6. 3. 12　傾斜形支持の弾性支持と剛支持の比較（機関中央部・中部 22y）

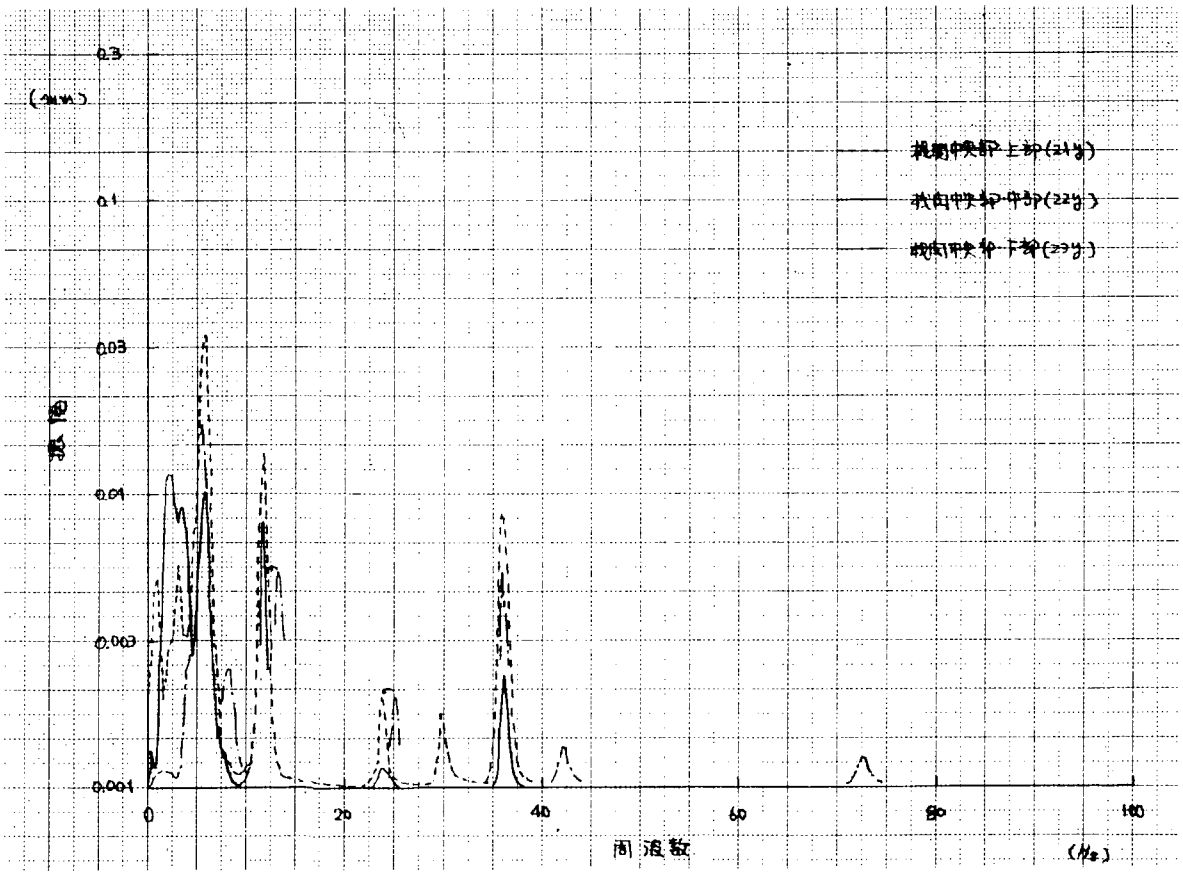


図 6. 3. 13　機関の上部・中部・下部における振幅の比較（21y, 22y, 23 y）

6.3.3 音響域振動計測結果

(1) オクターブ分析

(a) 測定位置の影響

図 6.3.14は補機台，Z方向の振動速度レベルを水平形，傾斜形について記したもので，D/Gの長手方向の3計測点の違いを示している。

傾斜形では，ほとんど違いがなく，水平形では機関前端のみ振動が大きく出た。

これはD/G長さと，支持点，計測点との位置関係や，構造上の差異等によるもので，供試D/G の状態によって変ると思われる。各形式や，各測定状態で比較するには，共通な点としてD/G中央部で論ずる。

(b) 振動方向の比較

図 6.3.15～6.3.17は x，y，z 方向の振動速度レベルを水平形と傾斜形防振支持に対して連記したものであり，図 6.3.18はその防振ゴム上下の振動速度レベル差についてD/G中央部の値を示す。

また，表 6.3.3 に弾性支持時の補機台中央部の振動速度レベルと，振動速度レベル差について，オーバーオール値を掲げる。

表 6.3.3 代表値（O.A.）

弾性支持の形式＼測定方向	振動速度レベル〔dB〕			振動速度レベル差〔dB〕		
	x	y	z	x	y	z
水平形	65	68	55	27	36	39
傾斜形	75	70	81	18	29	15

水平形においては，z 方向の振動速度レベルが小さく，水平方向（x，y）の振動速度レベルが大きく出たが，傾斜形の場合には，各方向に大差がないという予想通りの方向性がうかがわれた。

(c) 防振効果

図 6.3.15～6.3.18によれば，防振ゴム上下の振動速度レベル差は，水平形，傾斜形ともに15dB（O.A）以上と十分大きいので，音響域振動に対して防振効果が期待できる。

また，支持形式，水平形と傾斜形を比較すると，オーバーオール値では，水平形の方が防振効果が大きく，1,000Hz以下の音響域では水平形の振動レベル差が大きく，それ以上の高い周波数域では，傾斜形の振動速度レベル差が大きかった。補機台の振動速度レベルについて剛支持と弾性支持を比較すると弾性支持によって水平形で15～25dB（O.A.），傾斜形で9～26dB（O.A.）の振動速度レベルの低下が見られた。

(2) スペクトル分析

陸上試験におけるスペクトル分析の結果を図 6.3.19～図 6.3.22 に示す。これらの図は，解析周波数範囲を非常に広くとったため，サンプリング点数が少なめとなり，図が理解しにくくなっているが，図中に実線で示したような傾向の伝達率に近いものと推定し考察を行うこととした。

(a) 弾性支持をした場合

図 6.3.19に水平形，図 6.3.20に傾斜形の結果を示す。両面より弾性支持の効果がよくわかる。水平形支持の場合，伝達率は 5 KHz までは約 0.02，5～10 KHz で約 0.01 となっており，傾斜形支持では平均約 0.01程度である。よって～2 KHz では傾斜形がわずかに効果が大きいようである。

(b) 剛支持をした場合

図 6.3.21に水平形，図 6.3.22に傾斜形で剛支持をした場合の伝達率を示す。水平形では約 2 の伝達率で 3～8 KHz が 2.5 程度となっている。一方傾斜形では全体的に 1 程度であり，8 KHz 以上で 3 程度となっている。これらは剛支持をした時の取付法等の影響も入ったと考えられる。

以上より，弾性支持は振動低減の効果は大きいと期待できるが，その支持方式の優劣はつけ難い。

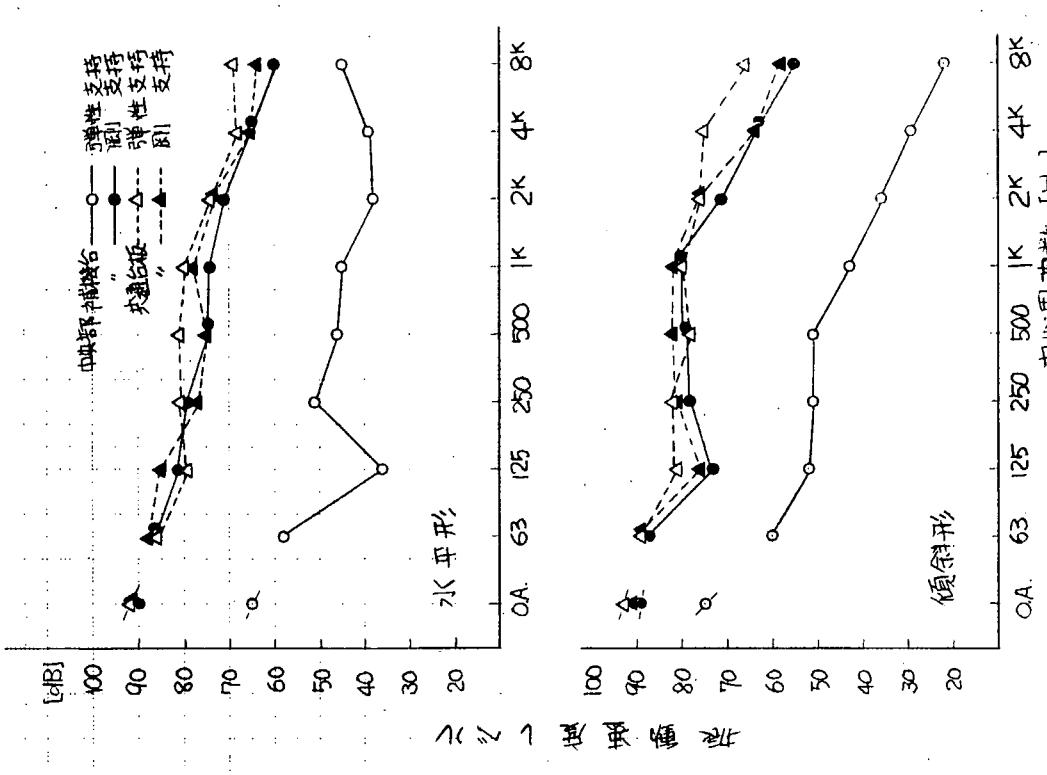


図 6. 3. 15　振動速度レベルの比較 — x 方向

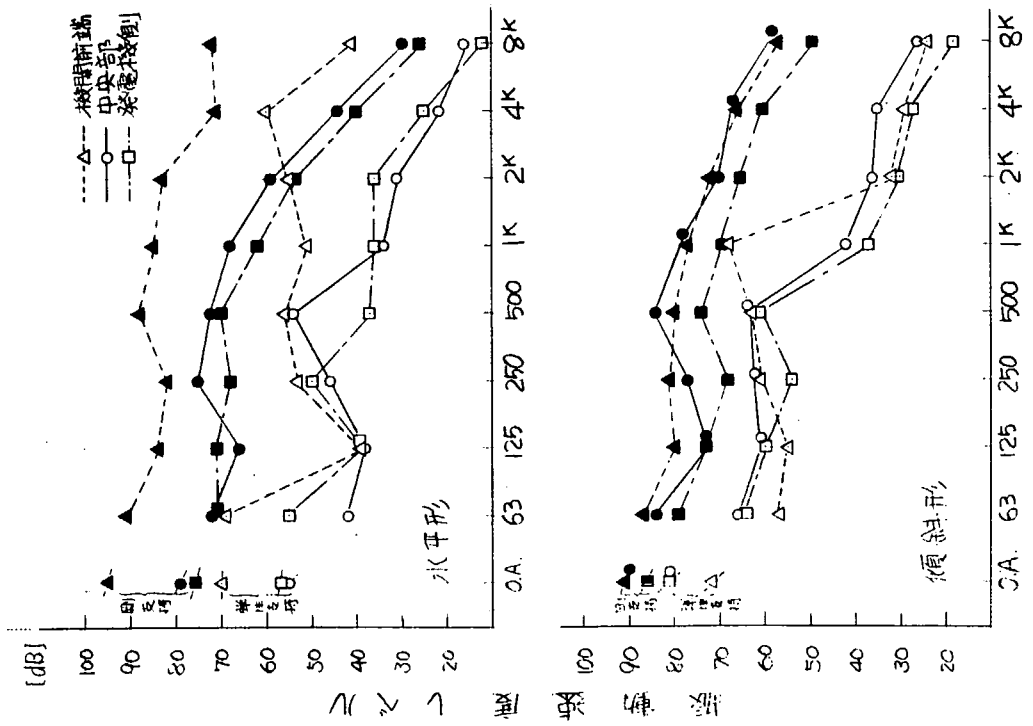


図 6. 3. 14　測定位置の影響，補機台，z 方向

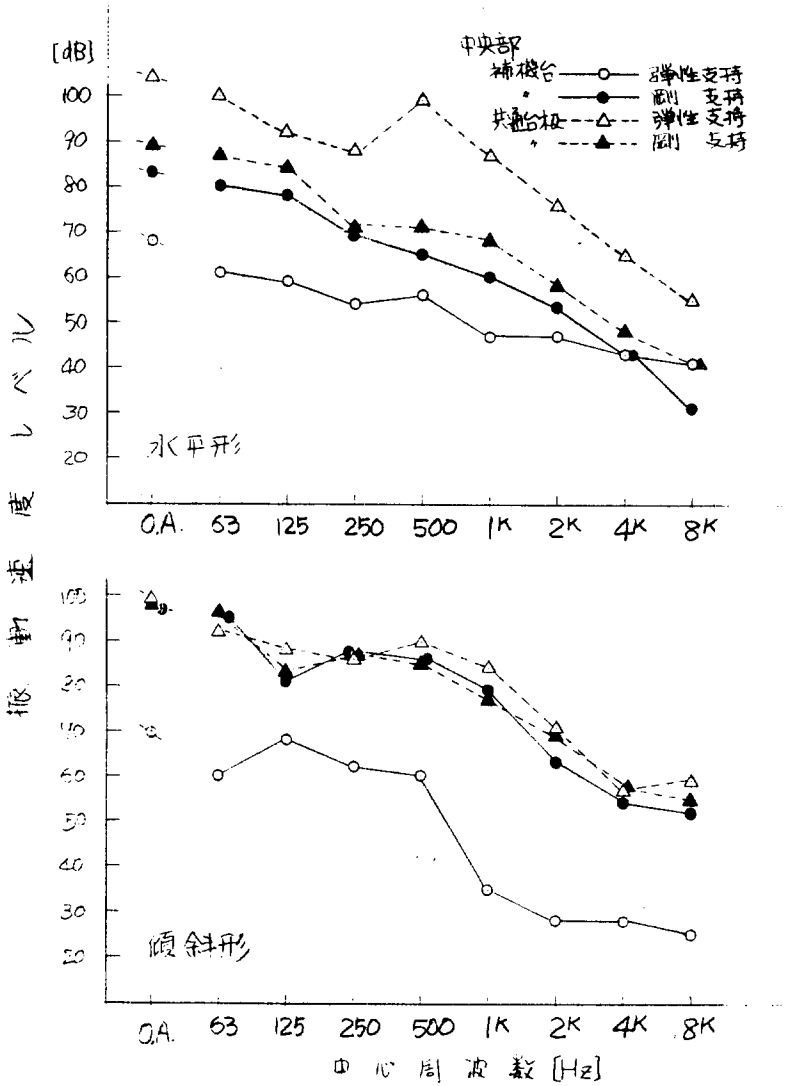


図 6. 3. 16　振動速度レベルの比較 — y 方向

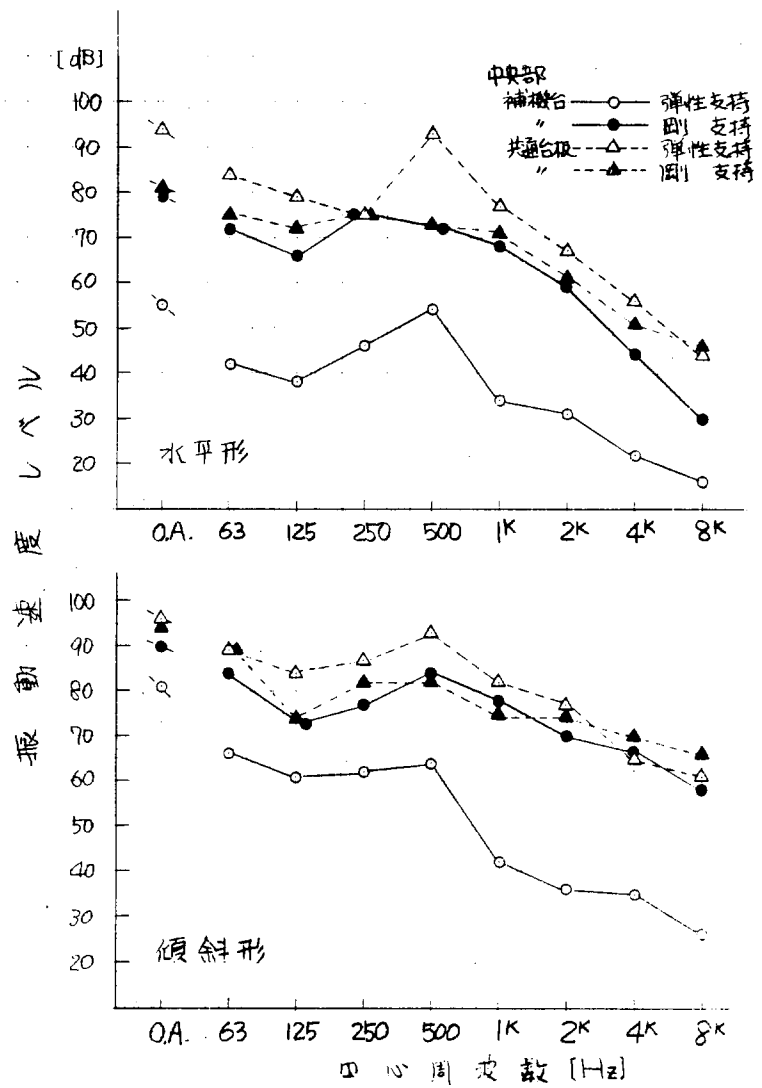


図 6. 3. 17　振動速度レベルの比較 — z 方向

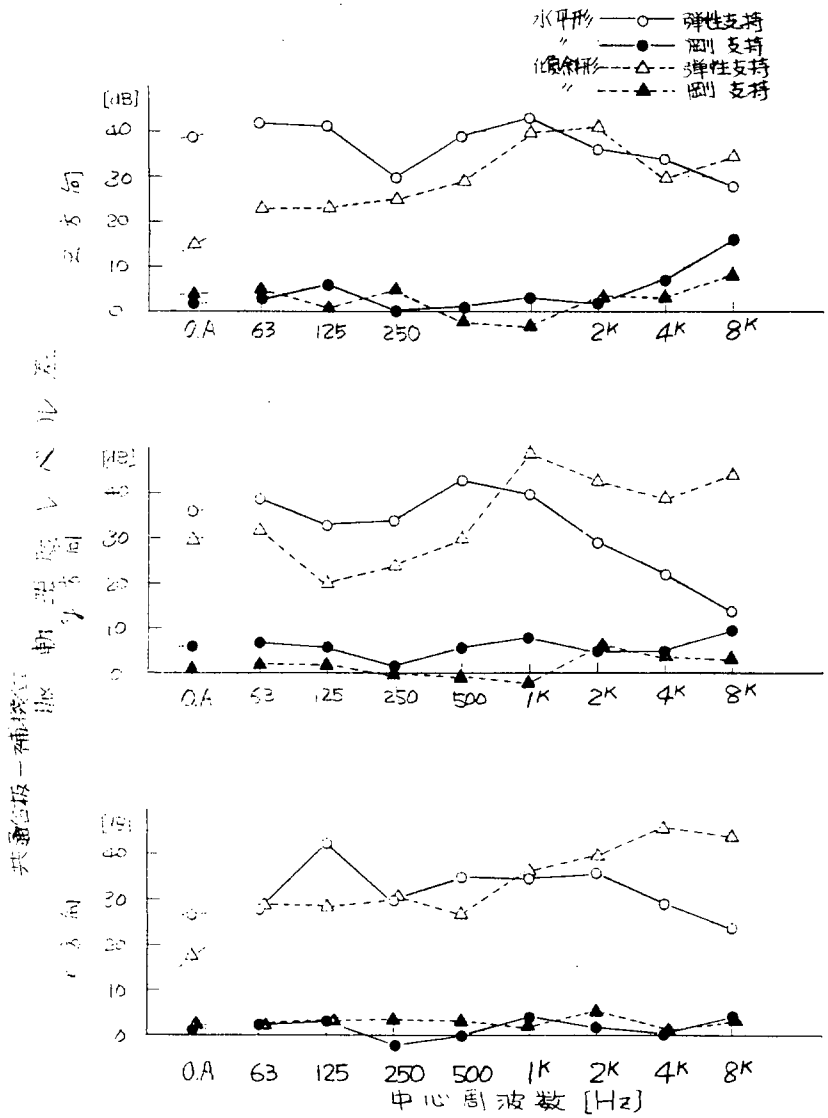


図 6. 3. 18　弾性支持の差異

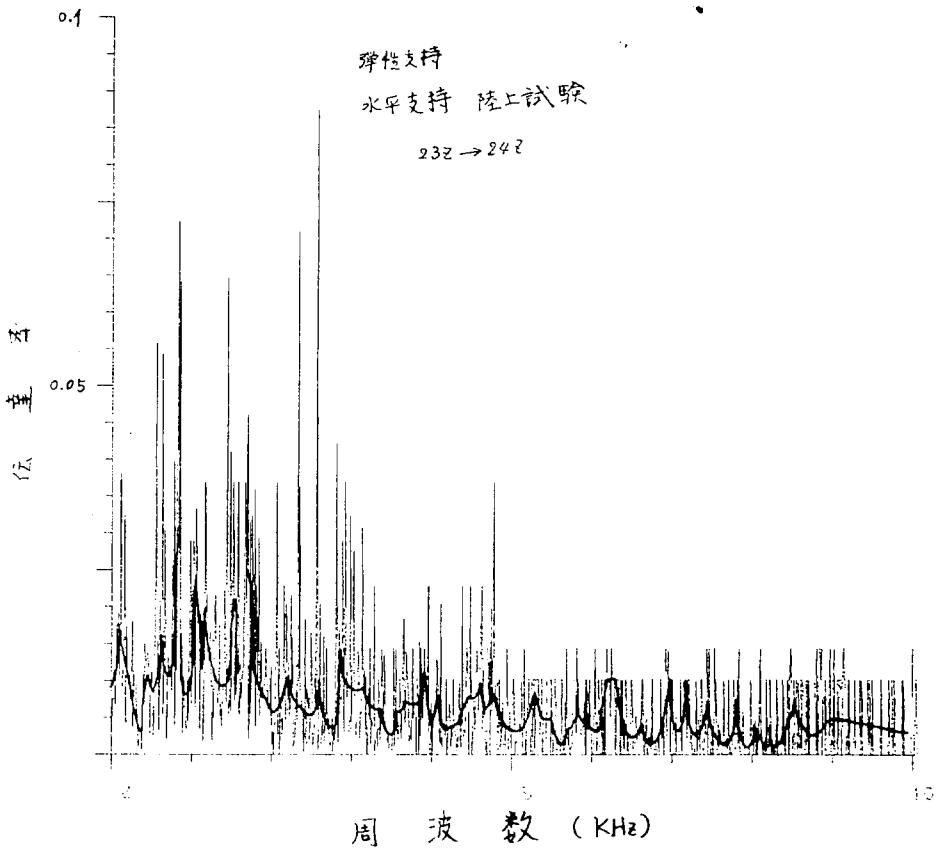


図 6. 3. 19　水平形弾性支持の伝達率（陸上試験）

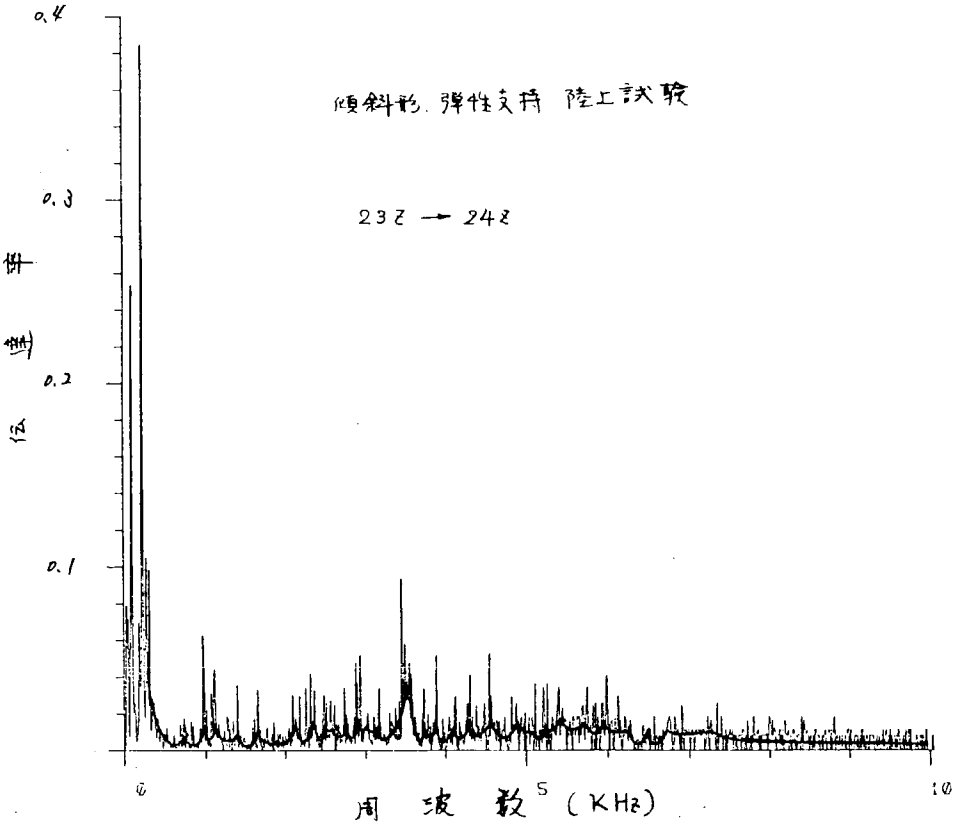


図 6. 3. 20　傾斜形弾性支持の伝達率（陸上試験）

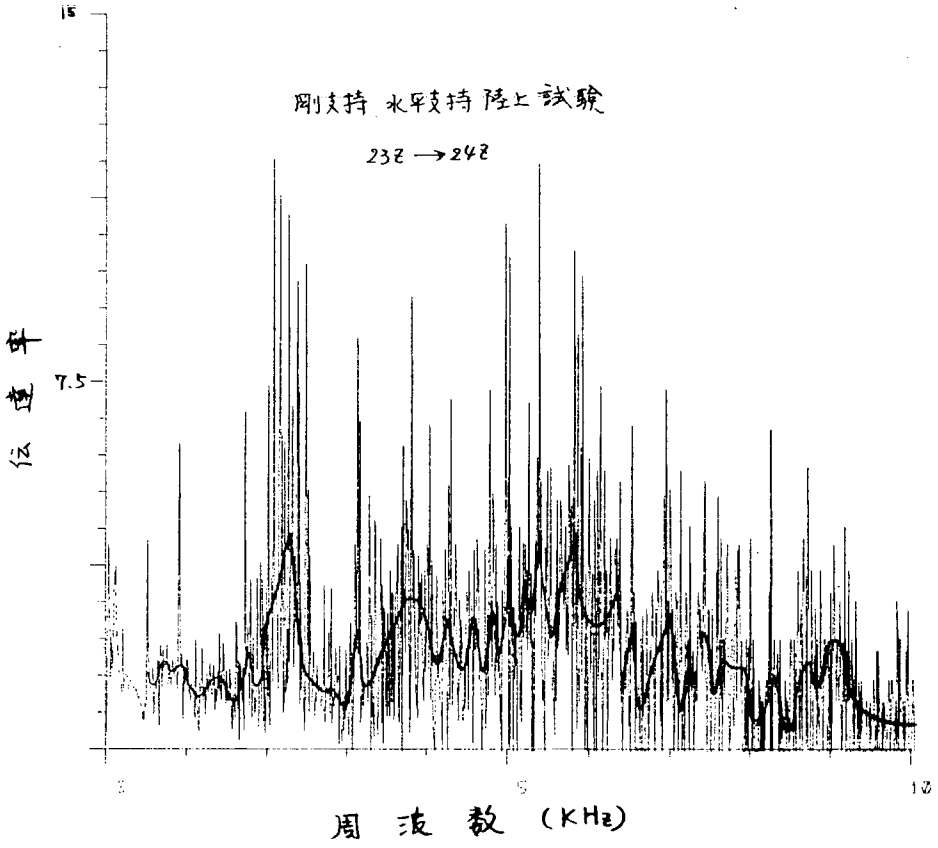


図 6. 3. 21　水平形・剛支持の伝達率（陸上試験）

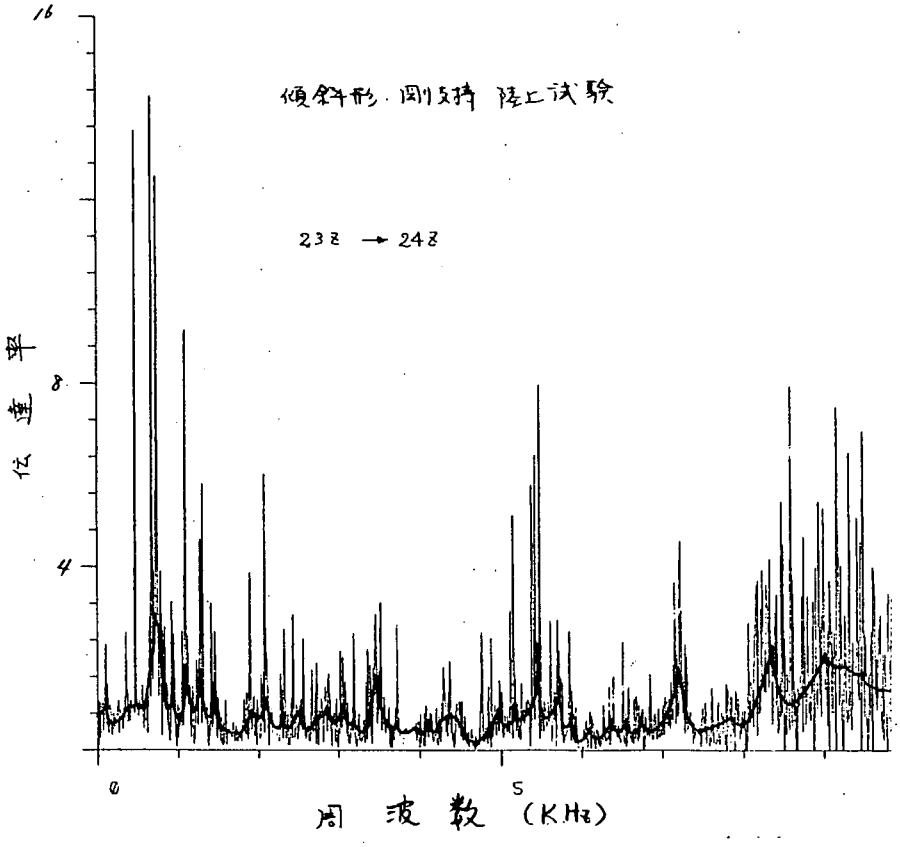


図 6. 3. 22　傾斜形・剛支持の伝達率（陸上試験）

6.4 ディーゼル発電機防振効果確認船上試験

6.4.1 計測状態

(1) 供試船および供試ディーゼル発電機

主なる仕様を表 6.4.1 に示す。

表 6.4.1 供試船および供試ディーゼル発電機仕様

供試船	A船	B船	C船
船種	貨物船	貨物船	貨物船
トン数	D/W 16,950KT	D/W 35,500KT	D/W 17,930LT
寸法	140×22.86×13 m	173.2×28.4×15.3 m	140×22.86×13 m
船級	NK	GL	LR
主機・形式×数 出力×回転数	B&W 7K62EF×1基 9,400PS×144 rpm	Sulzer 7RND68×1基 11,550PS×150 rpm	B&W 7K62EF×1基 9,400PS×144 rpm
D/G、形式×数 出力×回転数 弾性支持形式	6DS−18×3基 360 kW×900 rpm 水平形	6PSHTC−26D×3基 560 kW×720 rpm 傾斜形	6PSHT−26D×3基 400 kW×720 rpm パット形

(2) 計測条件

船上試験における計測は，表 6.4.2 に示す条件にて行なわれた。

表 6.4.2 計測条件

供試船 (弾性支持形式)	支持状態	D/G 単機運転時 (主機停止)	通常航海時 (主機運転)
A船 (水平形)	弾性支持	○	○
	剛支持	○	○
B船 (傾斜形)	弾性支持	○	○
	剛支持	×	×
C船 (パッド形)	弾性支持	○	○
	剛支持	○	○

(a) ディーゼル発電機支持状態

ディーゼル発電機の支持方法の違いによる振動伝搬の違いをより明確に把握するため，弾性支持としたディーゼル発電機と剛支持としたディーゼル発電機についてそれぞれ計測した。

剛支持とする場合については，供試船建造造船所の事情により下記の方法を採用した。

(i) A船：No. 3 D/Gを剛支持とし，合計14個の弾性支持ライナのうち8個を鋳鉄製ライナーに交換した。鋳鉄製ライナーの厚さは81mmとし，荷重時の弾性支持ライナの厚さ（計画81mm，実際はもう少し薄くなる）より厚くした。

弾性支持の場合は，剛支持としたNo. 3 D/Gと対称の位置にあるNo. 1 D/Gにて計測した。

(ii) B船：建造造船所の事情により，剛支持の場合の計測を行なわなかった。通常航海時にはNo. 1 D/G，D/G単機運転時にはNo. 2 D/Gにて計測した。

(iii) C船：No. 2 D/Gを剛支持とし，合計18個の弾性支持パッド全てを鋼製ライナに交換した。

弾性支持の場合は，試運転時にライナの交換を行ない剛支持のD/Gと同じNo. 2 D/Gにて計測した。

(b) 機関室機器の運転状態

D/G単機運転時および通常航海時においてそれぞれ計測した。

(i) D/G 単機運転時：ディーゼル発電機 1 台およびその運転に必要な補機のみを運転した。その他の補機は居住区関係補機を除きできる限り停止した。

(ii) 通常航海時：主機常用出力で可能な限り直進航行時に計測した。機関室内補機は通常航海時と同じ状態で運転し，D/G は 1 台のみ運転とした。

(c) 船の吃水

バラスト状態にて計測した。

(3) 計測位置

(a) 低周波数域振動計測

低周波数域振動計測は，D/G 本体，共通台板および近傍の甲板上にて計測した。計測位置は図 6. 3. 1 に示す陸上計測時のものに倣う。

15 z，25 z，35 z は甲板上の計測点で，原則として補機台から 500 ㎜程度離れた位置とした。

(b) 音響域振動計測

音響域振動計測は，D/G 本体，共通台板，補機台および居住区において計測した。D/G での計測位置は図 6. 3. 2，図 6. 3. 3 に示す陸上計測時のものに倣う。居住区での計測位置を図 6. 4. 1，図 6. 4. 2，図 6. 4. 3 に示す。

居住区における計測点のピックアップ取付位置は，下記の通りとした。

1 x，2 y，3 x，4 y：機関室ケーシング壁（鋼製）に直接取付けた。取付位置は甲板上 100 ㎜とした。

5 x，6 y，7 y，8 z：船体中央船首側の居室の壁または甲板を計測した。取付位置は壁面の中央とし，5 x は窓から届く範囲の居住区前端壁（鋼製）に，6 y および 7 y は居室内装材に，8 z はデッキコンポジションにピックアップを取付けた。

9 y：機関部制御室の船体中央向きの鋼壁に直接取付けた。取付位置は甲板上 100 ㎜とした。

(c) 騒音計測

(i) 代表点における計測：下記の位置にて計測を行った。

(イ) 運転中のディーゼル発電機の周囲

(ロ) 上甲板上 1 層または 2 層の音響域振動計測点（1 x，2 y，3 x，4 y）付近

(ハ) 上甲板上 2 層または 3 層の船体中央船首側居室中央

(ニ) 機関部制御室中央

(ii) C 船における居住区計測：C 船においては，代表点の計測と同時に図 6. 4. 4 に示す位置にて計測を行った。

6. 4. 2 低周波数域振動計測結果

(1) 水平形支持（A 船の場合）

主機停止時の発電機関中央部，上部，中部，下部の y 方向（船の左右舷方向）の変位と周波数の関係を図 6. 4. 5 に示す。また主機運転時のものを図 6. 4. 6 に示す。

主機運転停止にかかわらず，発電機関の中央部 y 方向の変位はほぼ同じである。

目標固有振動数は 10.7 Hz にて計画してある。図より明らかなように主機運転時，停止時共 10.7 Hz 付近では共振点となってない。また 15 Hz，45 Hz，90 Hz は，発電機関の 1 次，3 次，6 次が現れている。

主機停止時及び運転時において，弾性支持と剛支持の比較したものを図 6. 4. 7，図 6. 4. 8 に示す。図 6. 4. 7，15 Hz，1 次の振動がみられる。また図 6. 4. 8 でも同様な傾向がみられるが，10 Hz 以下に主機の回転に基づく振動が見られる。（2.5 Hz 付近）

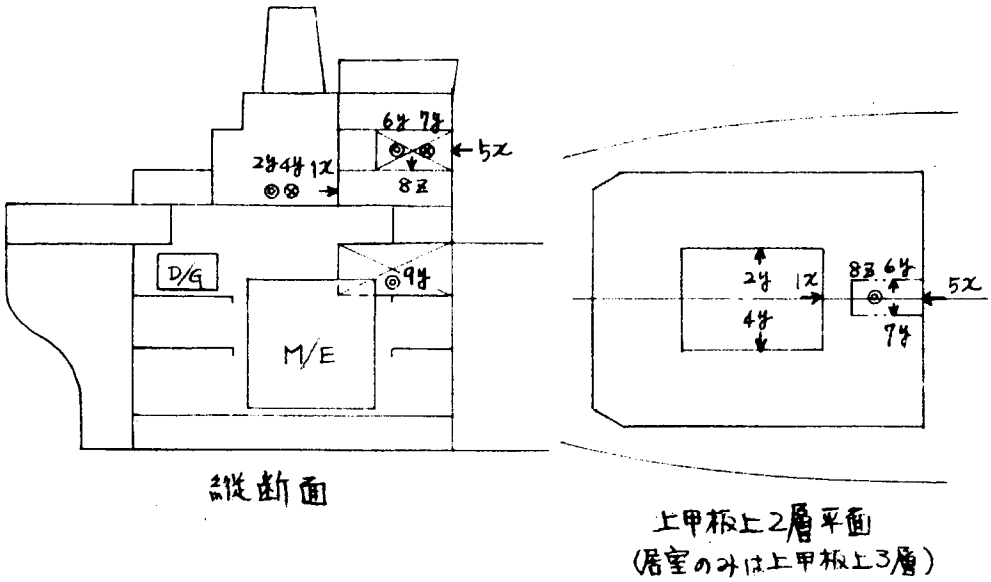


図 6. 4. 1　A船音響域振動計測位置（居住区）

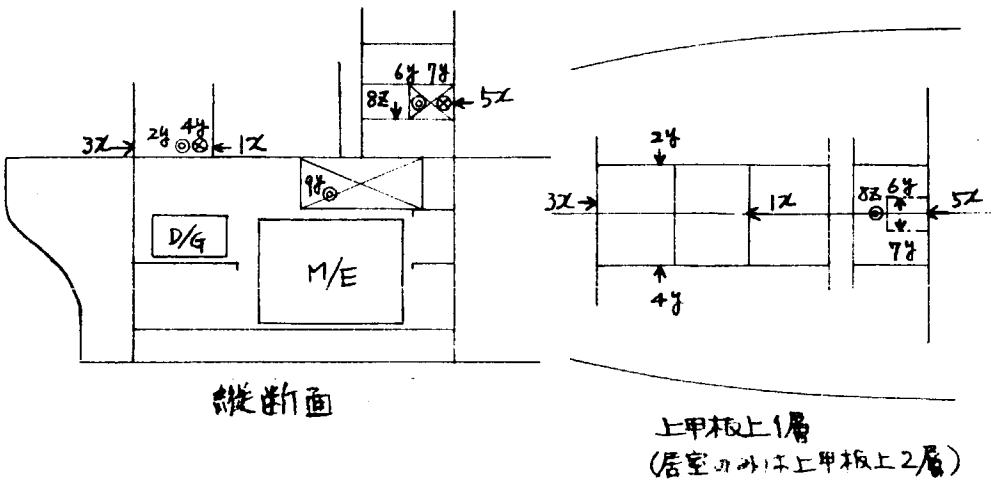


図 6. 4. 2　B船音響域振動計測位置（居住区）

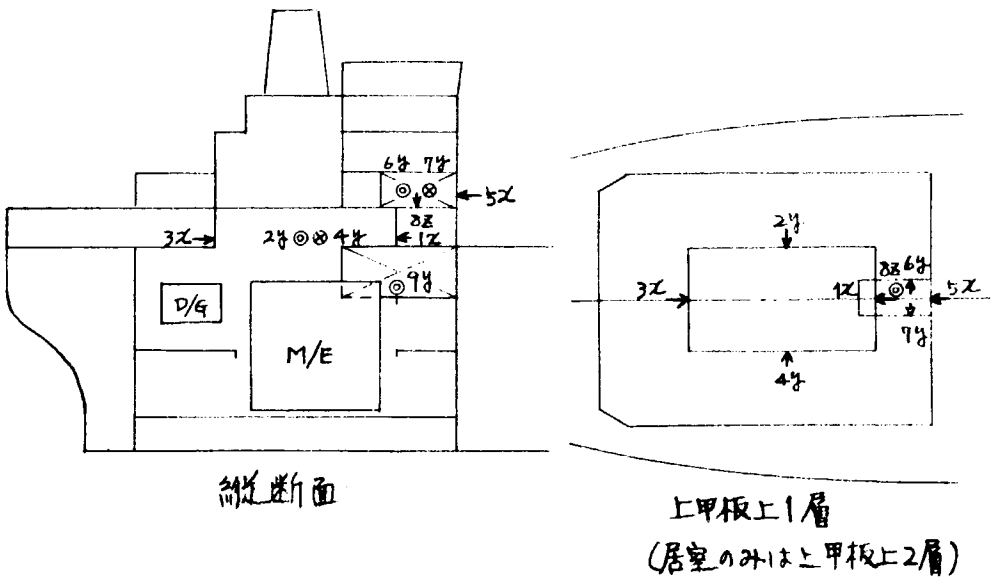


図 6. 4. 3　C船音響域振動計測位置（居住区）

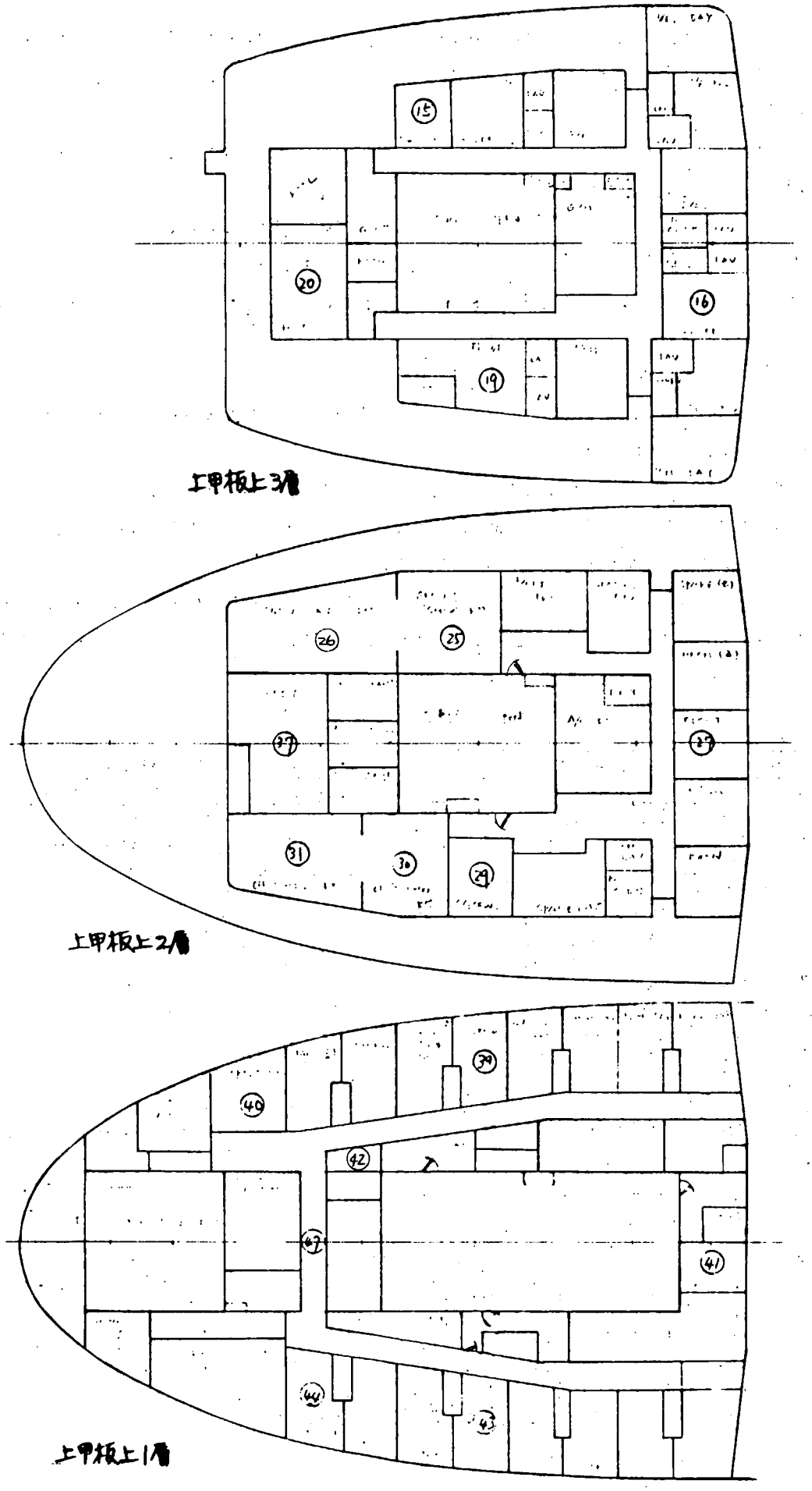


図 6. 4. 4　C船居住区騒音計測位置

図 6. 4. 9 に主機停止時の弾性支持の D/G（運転中）と弾性支持の D/G（停止中）間で停止中の D/G の中央部，下部（23 z ）と補機台（25 z ）の比較を示す。受動的防振の様子が観られる。

(2) 傾斜支持（B船の場合）

主機停止時の発電機関中央部，上部，中部，下部の y 方向の変位と周波数との関係を図 6. 4.10に示す。また主機運転時のものを図 6. 4.11に示す。

主機運転，停止にかかわらず，発電機関中央部，y 方向の変位はほぼ同じである。これは防振支持されているためゴムの働きとして能動的防振のみならず，受動的防振にも働いていることを示している。

目標固有振動数は 8.5 Hzにて計画してある。この付近では共振は起ってない。よって防振ゴムは当を得たものと判定される。

(3) パッド形支持（C船の場合）

主機停止時の発電機中央部，上部，中部，下部の y 方向の変位と周波数の関係を図 6. 4.12に示す。また主機運転時のものを図 6. 4.13に示す。

図 6. 4.14，図 6. 4.15に主機停止時及び運転時における弾性支持と剛支時の比較を示す。

主機停止時では起振源が D/G のみであり，また計測位置が機関中央部，中部故両者同様な傾向がみられる。

主機運転時では，5 Hz付近に主機による影響が表われている。

上下方向の比較を 3 支持方式にて行い，それらを主機停止及び主機運転に分けて図 6. 4.16，図 6. 4.17に示す。

表 6. 4. 3，表 6. 4. 4，表 6. 4. 5 に，水平形，傾斜形，パッド形の海上運転時における変位と周波数を示す。

表 6. 4. 3　海上運転時の変位と周波数（水平形）

水平形		（主機運転時）				水平形		（主機停止時）			
NO	計測場所	振巾（mm）		周波数（Hz）		NO	計測場所	振巾（mm）		周波数（Hz）	
1	1-21y	0.100	(0.062)	15	(15)	1	1-21y	0.110	(0.018)	15	(15)
	1-22y	0.130	(0.110)	15	(15)		1-22y	0.100	(0.100)	15	(15)
	1-23y	0.200	(0.048)	9	(9)		1-23y	0.260	(0.005)	15	(90)
2	1-31y	0.100	(0.031)	45	(15)	2	1-31y	0.033	(0.030)	45	(15)
	1-36y	0.019	(0.060)	15	(15)		1-36y	0.020	(0.038)	15	(15)
	1-33y	0.100	(0.019)	15	(7.5)		1-33y	0.013	(0.030)	15	(9)
3	1-11y	0.022	(0.034)	9	(9)	3	1-11y	0.013	(0.029)	15	(15)
	1-13y	0.160	(0.022)	9	(9)		1-13y	0.012	(0.038)	15	(15)
	1-33y	0.240	(0.019)	9	(9)		1-33y	0.013	(0.023)	15	(9)
4	1-13z	0.180	(0.030)	8.5	(8.5)	4	1-13z	0.030	(0.007)	15	(15)
	1-23z	0.280	(0.030)	8.5	(8.5)		1-23z	0.066	(0.029)	15	(15)
	1-33z	0.270	(0.030)	8.5	(8.5)		1-33z	0.062	(0.018)	15	(15)
5	1-11x	0.050	(0.140)	15	(8.5)	5	1-11x	0.012	(0.019)	15	(15)
	1-13x	0.077	(0.080)	9	(9)		1-13x	0.190	(0.003)	15	(15)
6	1-13z	0.220	(0.031)	9	(8.5)	6	1-13z	0.018	(0.007)	9	(30)
	1-15z	0.044	(0.057)	9	(9)		1-15z	0.0003	(0.007)	15	(30)
7	1-23z	0.190	(0.013)	9	(8.5)	7	1-23z	0.029	(0.007)	15	(15)
	1-25z	0.026	(0.024)	9	(9)		1-25z	0.0006	(0.003)	15	(90)
8	1-33z	0.190	(－)	8.5	(－)	8	1-33z	0.110	(0.007)	15	(15)
	1-35z	0.020	(－)	8.5	(－)		1-35z	0.0008	(0.011)	15	(30)
9	3-21y	0.001	(0.015)	8.5	(8.5)	9	3-21y	0.0001	(0.0002)	19	(2)
	3-22y	0.022	(0.050)	8.5	(2)		3-22y	0.0002	(0.0003)	19	(2)
	3-23y	0.051	(0.049)	8.5	(8.5)		3-23y	0.0001	(0.003)	16.5	(9)
10	3-23z	－	(0.025)	－	(8.5)	10	3-23z	0.0001	(0.0003)	5	(15)
	3-25z	0.031	(0.026)	8.5	(8.5)		3-25z	－	(0.0005)	－	(45)

（カッコ内数値は剛支持のものを示す）

表 6. 4. 4　海上運転時の変位と周波数（傾斜形）

傾斜形（主機運転時）				傾斜形（主機停止時）			
NO	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)	NO	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)
1	1-21y	0.025	12	1	2-21y	0.065	6
	1-22y	0.048	12		2-22y	0.080	6
	1-23y	0.080	6		2-23y	0.175	6
2	1-31y	0.064	6	2	2-31y	0.240	6
	1-32y	0.039	4.5		2-36y	0.100	6
	1-33y	0.120	4.5		2-33y	0.110	12
3	1-11y	0.059	12	3	2-11y	0.100	6
	1-13y	0.016	12		2-13y	0.022	6
	1-33y	0.019	12		2-33y	-	-
4	1-13z	0.155	7.5	4	2-13z	0.078	12
	1-23z	0.080	7.5		2-23z	0.023	12
	1-33z	0.190	7		2-33z	0.100	12
5	1-11x	0.091	1.5	5	2-11x	0.160	6
	1-13x	0.015	4.5		2-13x	0.015	12
6	1-13z	0.125	6	6	2-13z	0.018	12
	1-15z	0.019	6		2-15z	0.002	1.5
7	1-23z	0.100	6.5	7	2-23z	0.017	6
	1-25z	0.019	16.5		2-25z	0.001	36
8	1-33z	0.017	6	8	2-33z	0.011	12
	1-35z	0.013	2		2-35z	0.0003	12
9	2-21y	0.036	1.5	9	1-21y	0.002	36
	2-22y	0.035	4.5		1-22y	0.0015	1.5
	2-23y	0.055	4.5		1-23y	0.002	3.5
10	2-23z	0.064	4.5	10	1-23z	0.004	4.5
	2-25z	0.019	6.5		1-25z	0.001	1.

表 6. 4. 5　海上運転時の変位と周波数（パッド形）

パット形（主機運転時）				パット形（主機停止時）			
NO	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)	NO	計測場所	振巾(mm)	周波数(Hz)
1	2-21y	0.150 (0.042)	12 (36)	1	2-21y	0.050 (0.050)	12 (36)
	2-22y	0.024 (0.040)	12 (9)		2-22y	0.026 (0.027)	12 (36)
	2-23y	0.055 (0.022)	36 (9)		2-23y	0.076 (0.010)	36 (36)
2	2-31y	0.017 (0.037)	6 (9)	2	2-31y	0.068 (0.013)	12 (12)
	2-36y	0.080 (0.025)	12 (9)		2-36y	0.100 (0.022)	12 (36)
	2-33y	0.067 (0.014)	12 (18)		2-33y	0.080 (0.008)	12 (36)
3	2-11y	0.016 (0.040)	6 (30)	3	2-11y	0.120 (0.041)	12 (12)
	2-13y	0.120 (0.050)	36 (9)		2-13y	0.120 (0.047)	36 (36)
	2-33y	0.007 (0.018)	12 (18)		2-33y	0.072 (0.008)	12 (36)
4	2-13z	0.051 (0.020)	17 (18)	4	2-13z	0.120 (0.016)	36 (36)
	2-23z	0.054 (0.014)	19 (18)		2-23z	0.041 (0.028)	36 (36)
	2-33z	0.031 (0.011)	30 (9)		2-33z	0.025 (0.009)	30 (36)
5	2-11x	0.140 (0.034)	9 (18)	5	2-11x	0.160 (0.275)	12 (36)
	2-13x	0.035 (0.024)	12 (18)		2-13x	0.047 (0.051)	12 (12)
6	2-13z	0.038 (0.025)	36 (18)	6	2-13z	0.145 (0.015)	36 (36)
	2-15z	0.017 (0.026)	9 (18)		2-15z	0.008 (0.009)	12 (12)
7	2-23z	0.031 (0.018)	36 (45)	7	2-23z	0.016 (0.030)	36 (36)
	2-25z	0.008 (0.012)	12 (18)		2-25z	0.007 (0.012)	12 (36)
8	2-33z	0.031 (0.018)	36 (45)	8	2-33z	- (0.014)	- (36)
	2-35z	0.012 (0.020)	9 (9)		2-35z	- (0.005)	- (36)
9	1-21y	0.030 (0.040)	7 (5.5)	9	1-21y	0.004 (0.003)	36 (36)
	1-22y	0.013 (0.018)	7.5 (6.5)		1-22y	0.0006 (0.006)	12 (30)
	1-23y	0.020 (0.012)	6.5 (18.5)		1-23y	0.005 (0.008)	36 (30)
10	1-23z	0.029 (0.015)	18 (18)	10	1-23z	0.007 (0.005)	12 (36)
	1-25z	0.013 (0.032)	9 (18)		1-25z	0.007 (0.045)	12 (36)

（カッコ内数値は剛支持のものを示す）

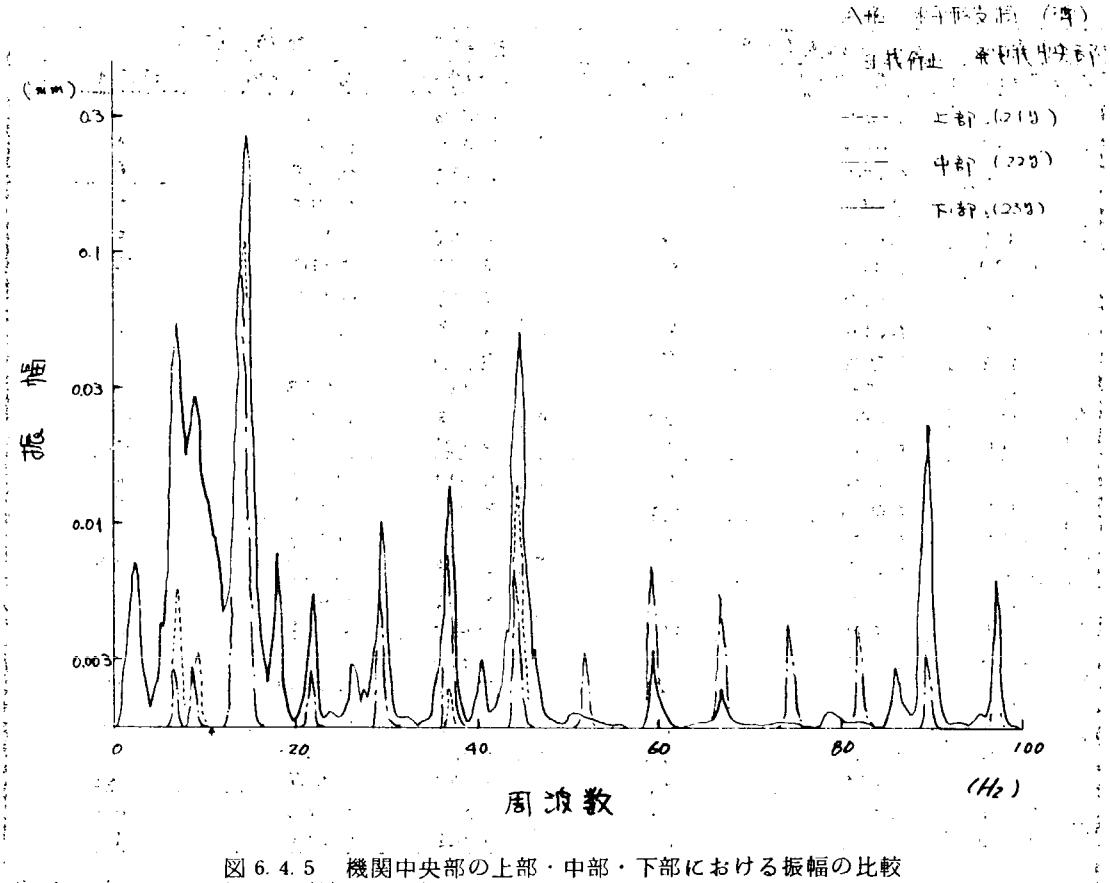


図 6. 4. 5　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

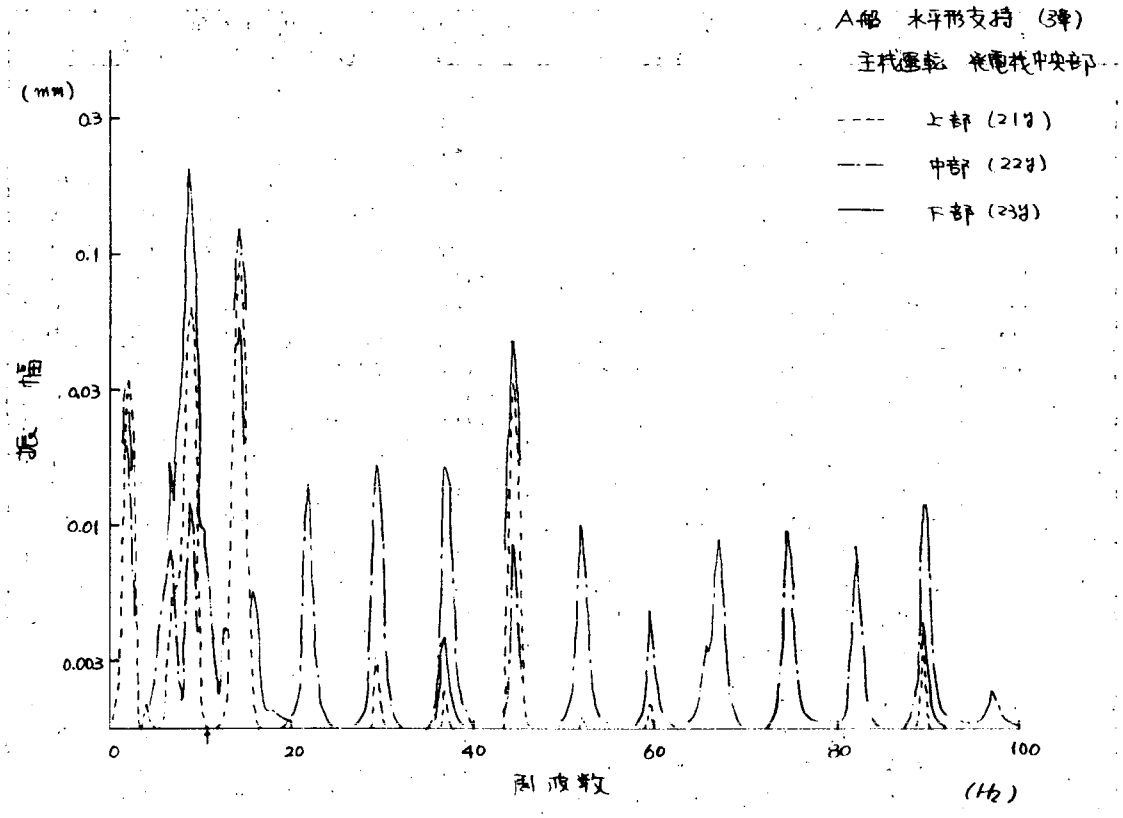


図 6. 4. 6　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

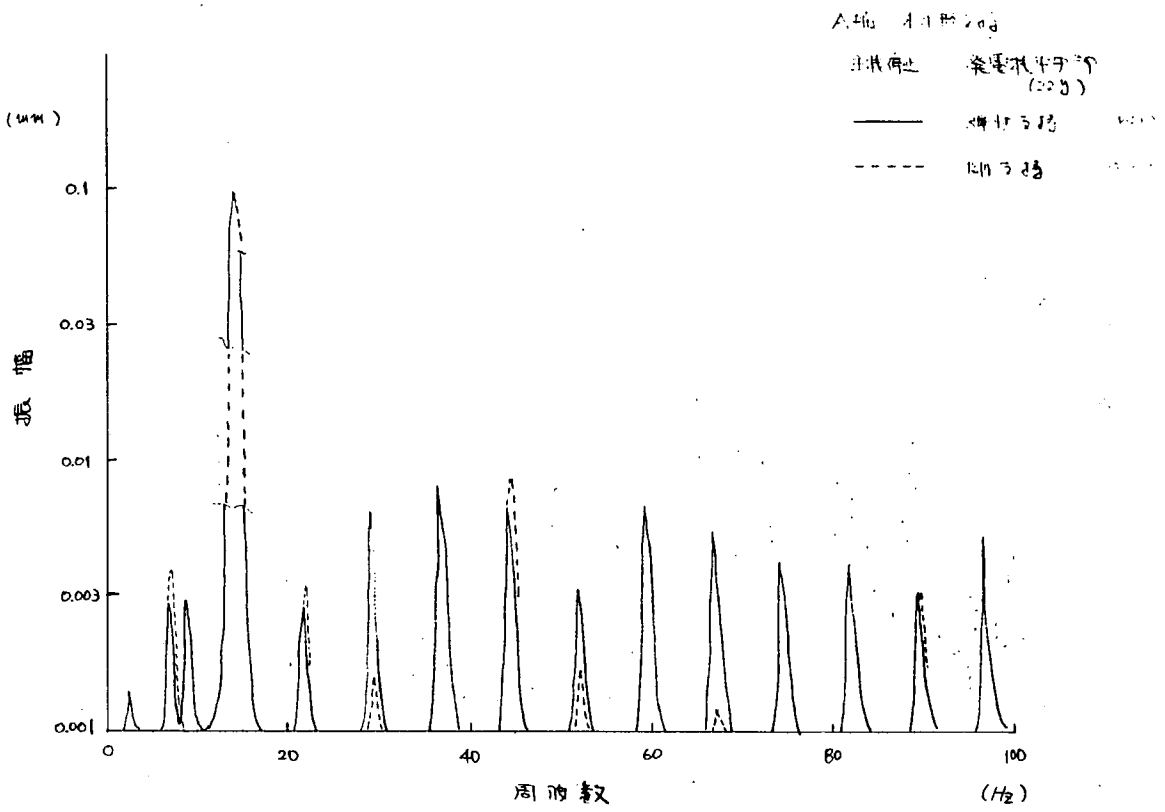


図 6. 4. 7　弾性支持と剛支持の比較（主機停止時　22 y）

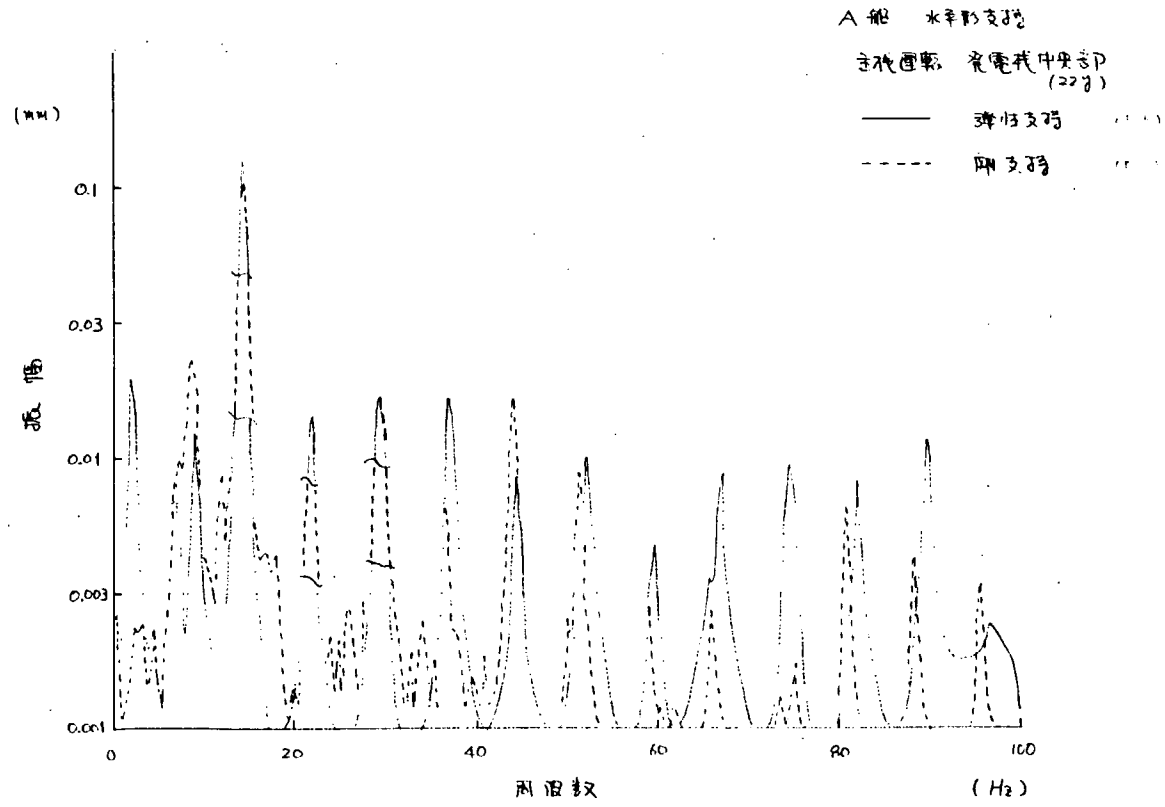


図 6. 4. 8　弾性支持と剛支持の比較（主機運転時　22 y）

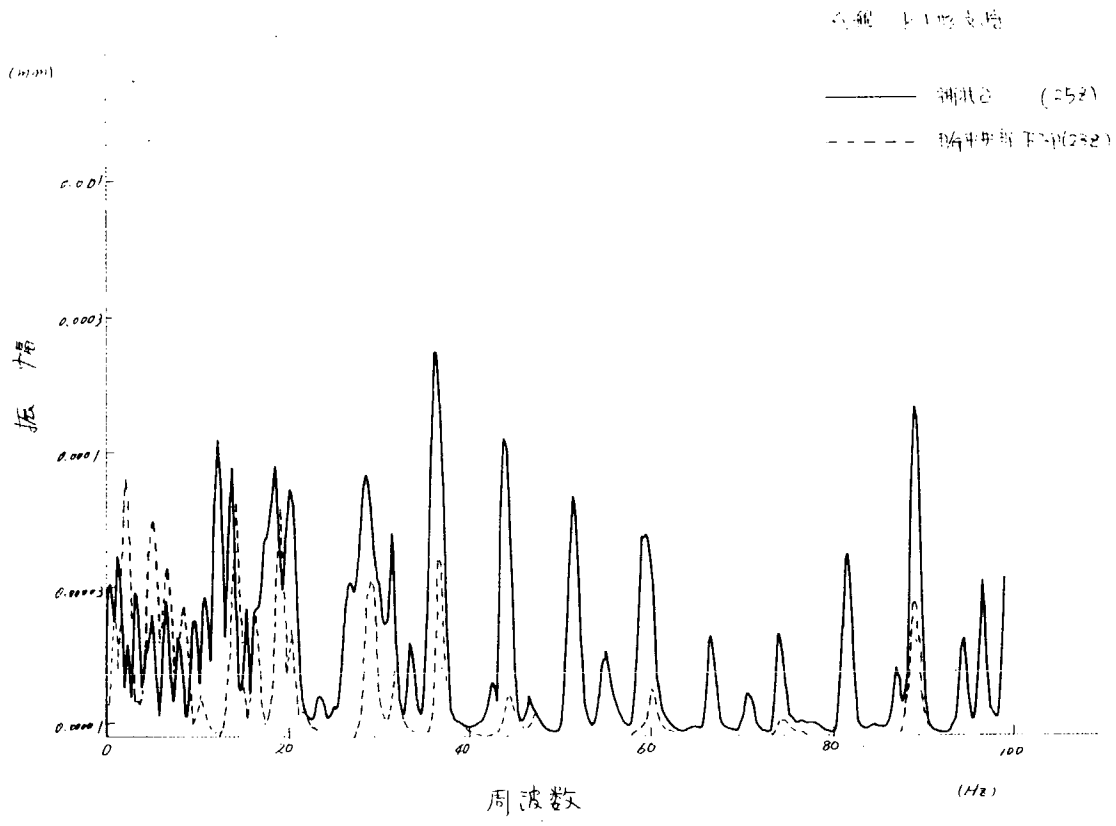


図 6. 4. 9　補機台（25 z ）と停止中のD/Gの比較

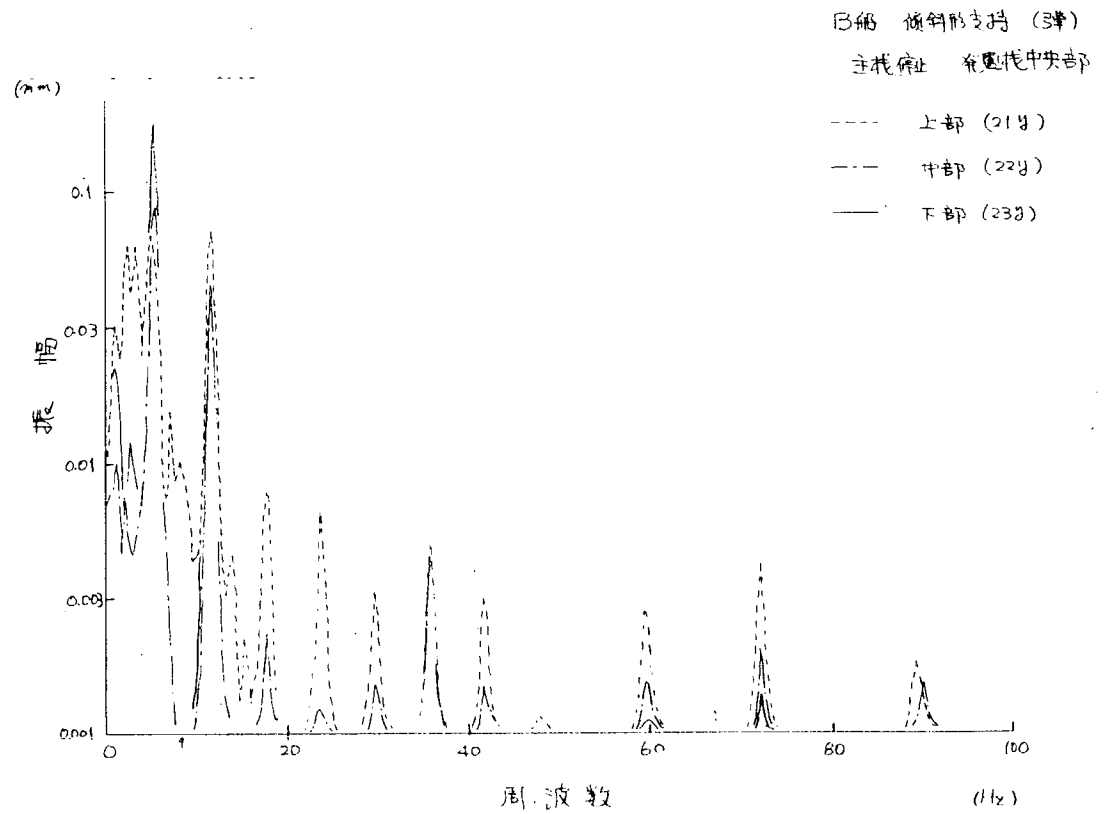


図 6. 4.10　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

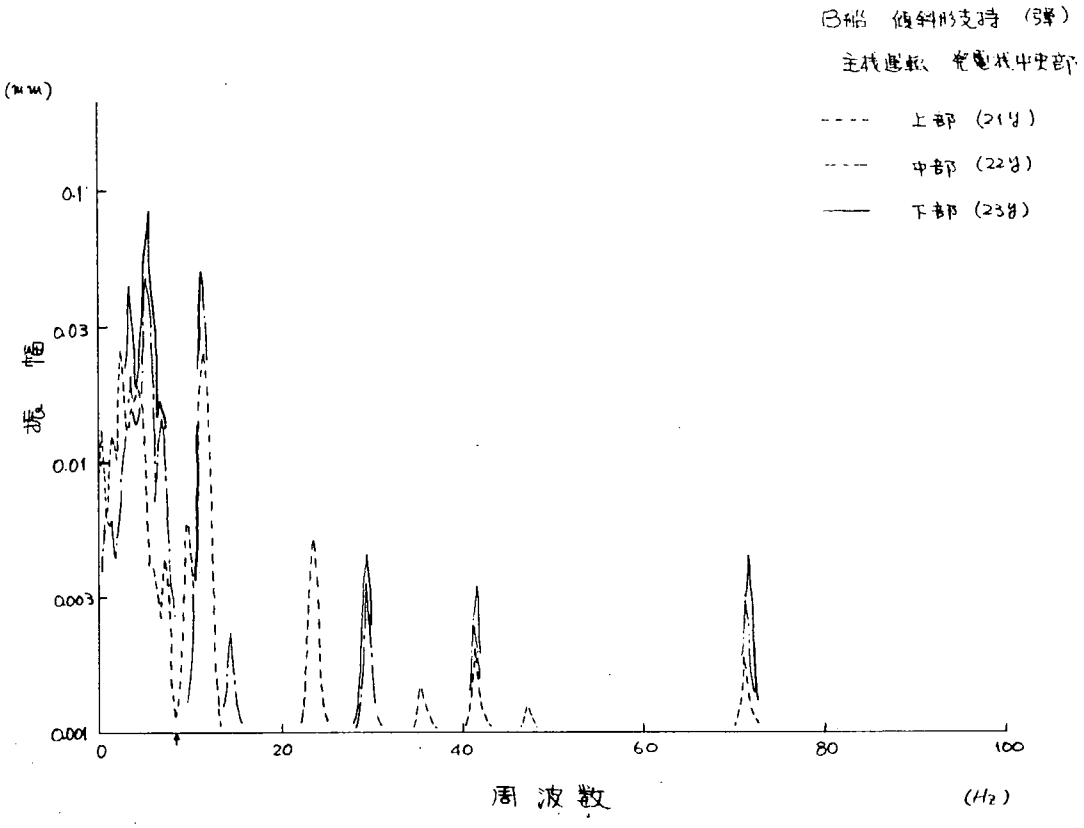


図 6. 4.11　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

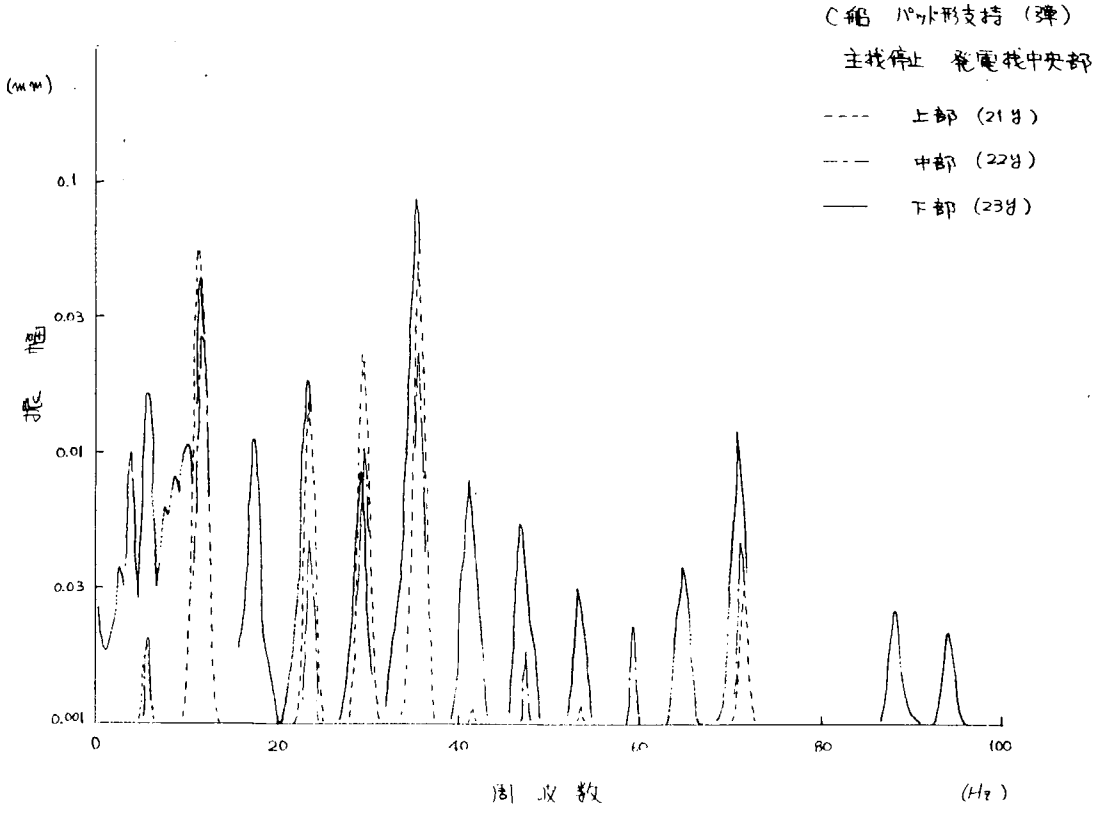


図 6. 4.12　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

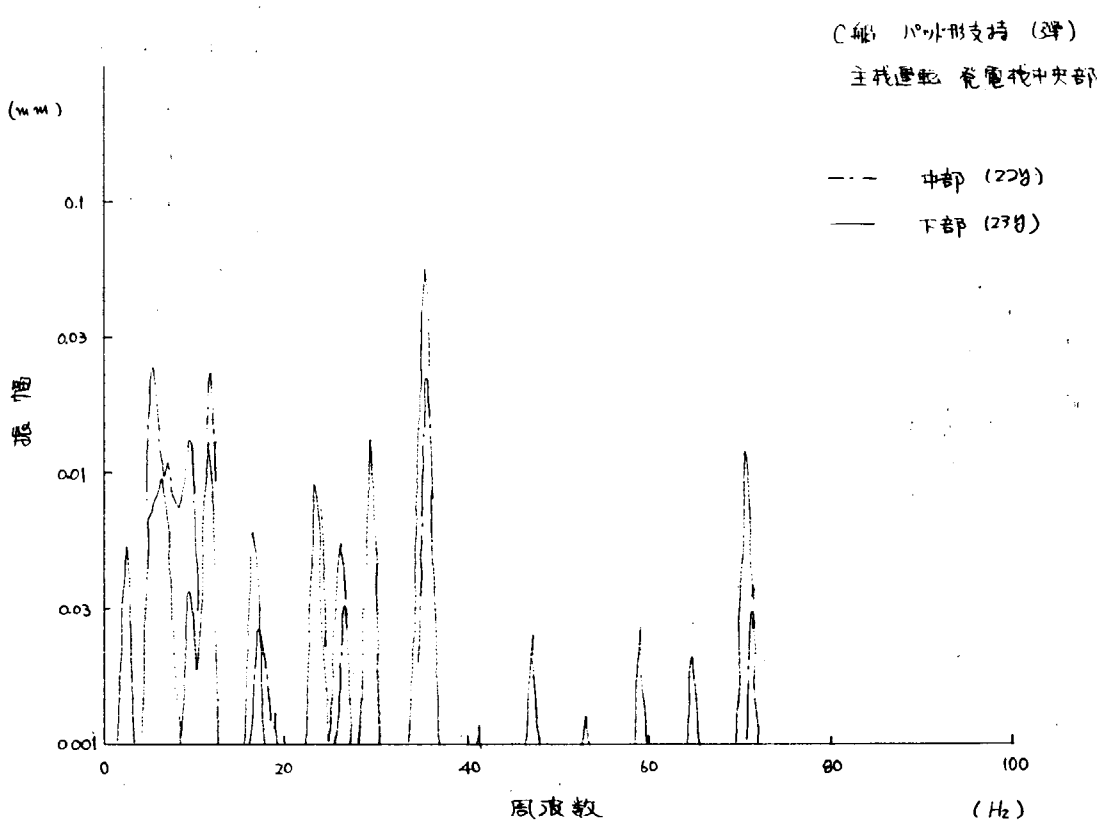


図 6. 4.13　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

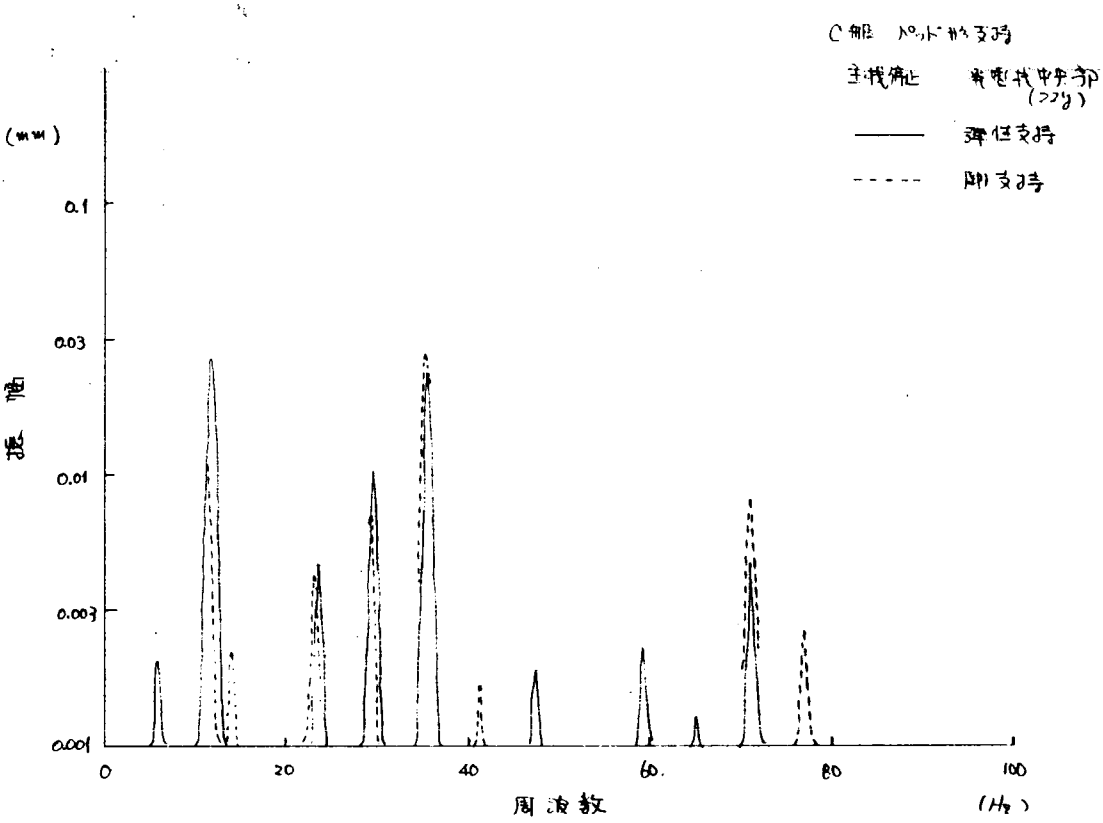


図 6. 4.14　弾性支持と剛支持の比較（主機停止時　22 y）

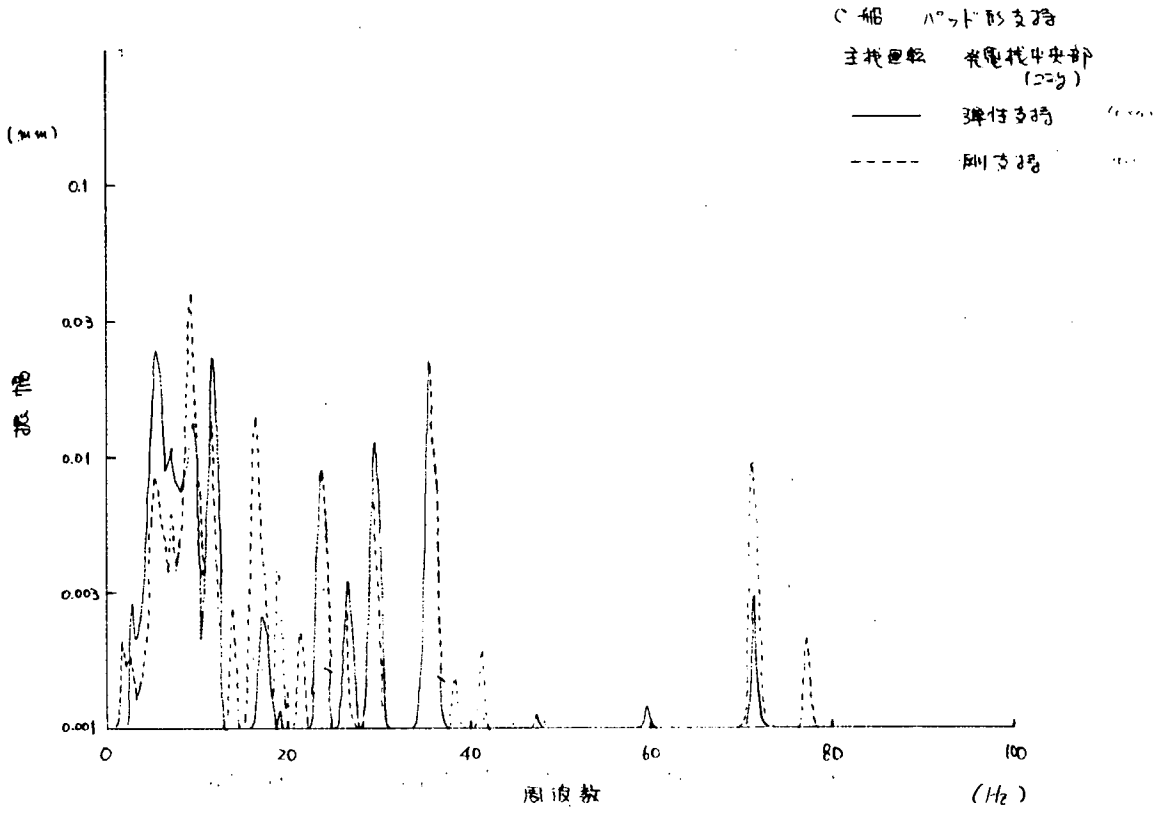


図 6. 4.15　弾性支持と剛支持の比較（主機運転時　22 y）

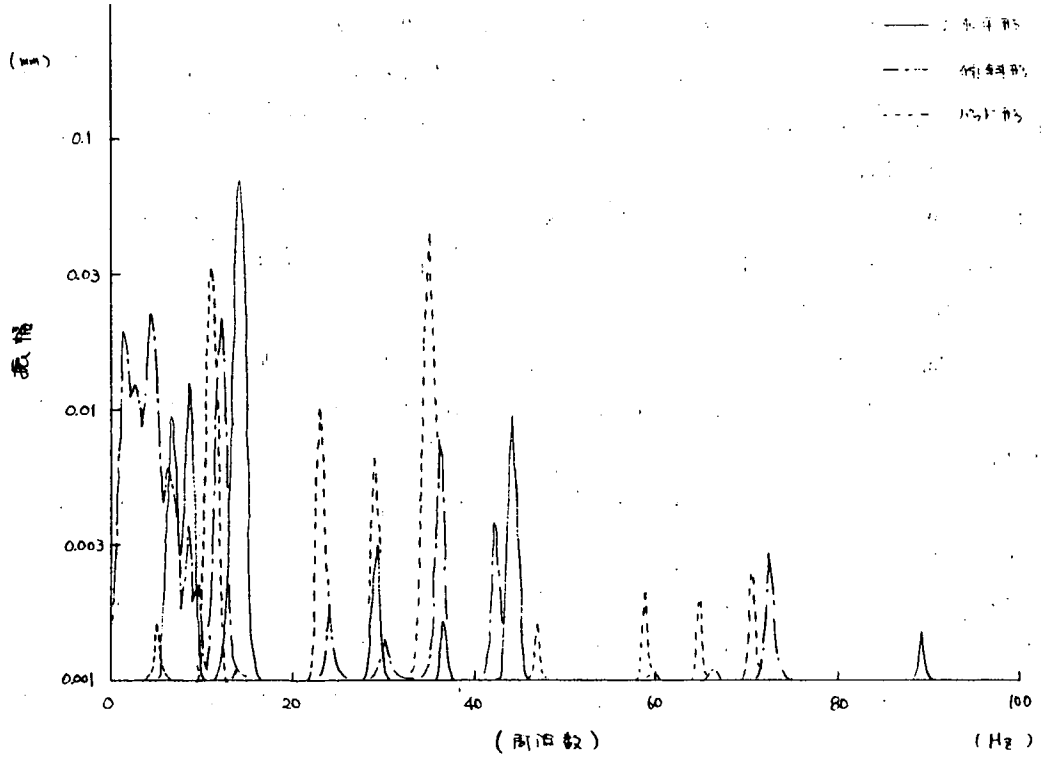


図 6. 4.16　機関中央部・下部（23 z ）における振幅の比較（主機停止時）

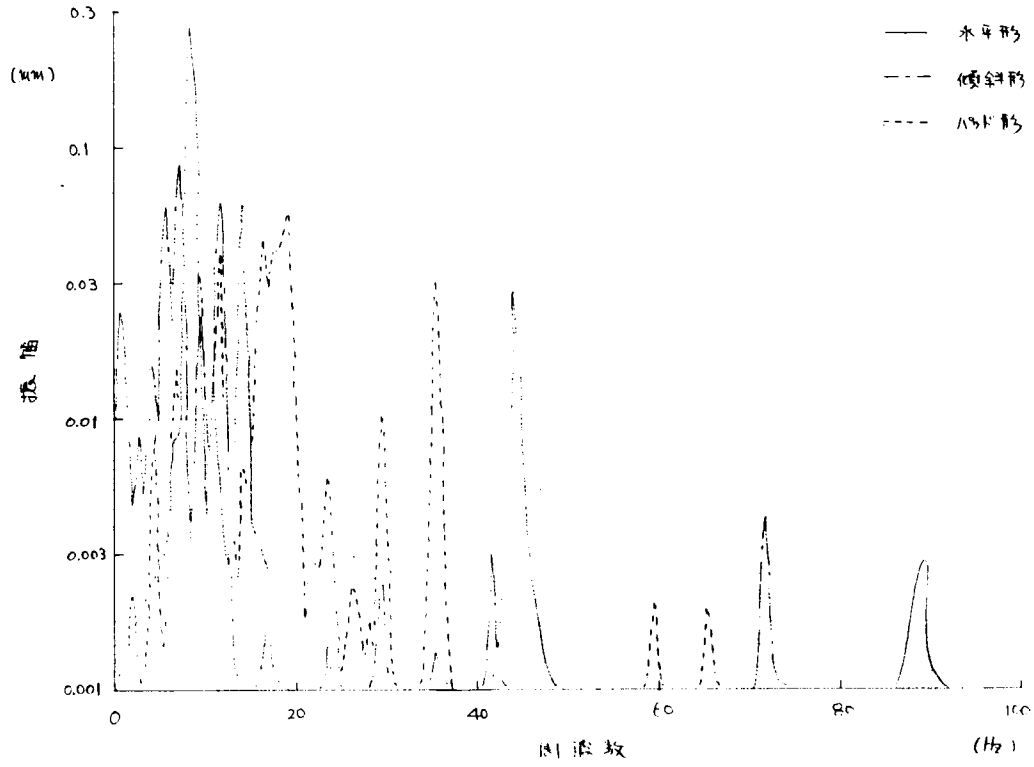


図 6. 4.17　機関中央部・下部（23 z ）における振幅の比較（主機運転時）

6. 4. 3　音響域振動計測結果

(1)　オクターブ分析

(a)　機側の振動

(i)　測定位置の影響

図 6. 4.18にD/G長手方向の測定位置の違いによる振動速度レベルの差異を示す。

図は代表的なものとして，補機台におけるz方向の弾性支持状態のデータであるが，各支持形式とも，顕著な傾向が見られず，従って以下は，代表値としてD/G中央部の値で比較する。

(ii)　振動方向の比較

図 6. 4.19～図 6. 4.21に，振動の測定方向（ x ， y ， z ）について，通常航海時の振動速度レベルを示す。

各支持形式において，特定の方向の振動が異なった性向を持つという事は，見られなかった。

(iii)　防振効果

図 6. 4.22，図 6. 4.23は，防振ゴム上下，すなわち補機台と共通台板の振動速度レベル差を，3支持形式について対比したものであり，図 6. 4.24～図 6. 4.26に，D/G単機運転時と通常航海時の振動速度レベル差を各支持形式について示す。

また，表 6. 4. 6 に，補機台の振動速度レベルと，防振ゴム上下の振動速度レベル差について，オーバーオール値を掲げる。

D/G単機運転時には，各支持形式，各測定方向の値の差がほとんどなく，振動速度レベル差も20dB(O. A.)以上と十分あるので，3支持形式とも，防振効果を期待できる。

一方，通常航海時には，全般に振動速度レベル差が減っているが，これは主機運転に伴う主機関連機器の影響によって，補機台の振動が増えたためで，図 6. 4.19～図 6. 4.21を見ると，弾性支持時の共通台板の振動速度レベルは，通常航海時とD/G単機運転時とでは大差ないので，受動的防振としては，十分に効果を発揮している事がわかる。

各支持形式を比較する場合D/Gの要目の違い，船体の違い，主機の違い等から防振効果の優劣はつけがたい。

グラフから言える事は，通常航海時すなわち主機運転時には傾斜形の場合，125 Hz以下の低い周波数域の振動については，防振ゴム上下の振動速度レベル差が少なくなっているという事であり，これは低周波数域の振動が大きく，測定においても低周波数域の振動を拾い，それに伴って振動速度レベルのオーバーオール値が増えたため，振動速度レベル差が大きく低下したと考えられる。またパッド形では主機運転の影響は，ほとんど無視できるほどであり，水平形では主機運転の影響により振動速度レベル差は低下するが，それでも15～25dBあるため実際の吸振量は，それ以上に期待できよう。

弾性支持の固縛方法の適・不適については，6.5.2で詳しく述べるが，剛支持の場合に防振ゴム上下の振動速度レベル差が大きく（約5dB以上）なるものは，固縛方法の不完全さによると思われる。

表 6.4.6　代表値（O. A.）

計測状態	データ / 測定方向 / 弾性支持の形式	振動速度レベル〔dB〕			振動速度レベル差〔dB〕		
		x	y	z	x	y	z
D/G 単機運転時	水平形	64	66	61	23	31	36
	傾斜形	67	72	72	26	20	23
	パッド形	76	72	76	19	31	22
通常航海時	水平形	81	76	77	14	26	25
	傾斜形	91	84	90	−5	7	3
	パッド形	81	75	80	13	27	18

(b)　遠隔地に対する弾性支持の影響

船上試験時の方案（「海上運転時におけるディーゼル発電機振動計測方案」による）に基づき，船内での遠隔地に対する弾性支持の影響を確認するため，代表的な計測点に機関部制御室，エンジンケーシング周囲および居室1室の3個所を選び，機側と遠隔地との同時計測を行った。

今回の計測結果からみると，全体的にいずれの計測条件および遠隔地に対しても顕著な防振効果を確認することはできなかった。

このことは後述する6.4.4　騒音計測結果にても触れるが，ディーゼル発電機の固体音の影響範囲は比較的近距離に限られることが推測される。

すなわち上甲板上二層目の船首側居室および上甲板上一層目のエンジン・ケーシング周辺では既にその影響度は小さく，その影響範囲はディーゼル発電機配置個所の近隣に限られる。

機関部制御室については，今回の様な船では固体音に比較して空気音の占める割合が大きすぎるため，効果の確認ができなかったものと思われる。

一方D/G防振効果の通常航海時騒音に対する影響度は小さく，D/Gの弾性支持の有無による差はほとんど確認できなかった。

(i)　機関制御室に対する影響

水平形の計測結果を図6.4.33（D/G単機運転時）および図6.4.41（通常航海時）に示す。

いずれもほぼ同じ傾向と値を示し効果は表われていない。

D/G単機運転時では500 Hz以上で大きな伝達損失を示すが，250 Hz以下では機側で低減されているにもかかわらず，機関制御室では反対に増加し，剛支持の場合と同様の傾向を示し，その結果，効果が表われていない。

この傾向は通常航海時にも小さいが表われ低減効果を損ねている。

パッド形の計測結果を図 6. 4.50（D/G単機運転時）および図 6. 4.59（通常航海時）に示す。

いずれの場合も前述の水平形計測結果と同様機側の効果はあるが，機関制御室には表われず，通常航海時では，機関制御室レベルは剛支持と弾性支持とで変化がみられず，これは又弾性支持時の機側のレベルと同等で低減は全くみられない。又図 6. 4.50のグラフにみられる様に機関制御室のレベルは 250 Hz以下の成分が支配的であり，これは弾性支持の有無に関係なく，同程度でかつ弾性支持時の機側の振動との差がみられない。

機側から機関制御室までの伝達損失は高周波部分で大きいが，弾性支持の有無による差はあらわれていない。

(ii) エンジン・ケーシングに対する影響

水平形の計測結果を図 6. 4.27 ～ 図 6. 4.29（D/G単機運転時）および 図 6. 4.35 ～ 図 6. 4.37（通常航海時）に示す。

D/G単機運転時では機側で約O.A 20dBの低減効果が認められるが，エンジン・ケーシングではその効果はみられず，弾性支持の有無にかかわらず同一傾向，同一レベルを示している。

500 Hz以上ではエンジン・ケージングでの弾性支持と剛支持のレベルはほぼ一致し，かつ弾性支持の機側のレベルと余り差がない。

又 250 Hz以下では，機側よりエンジン・ケーシングの方が増大していることが注目される。

一方通常航海時には，弾性支持の方が剛支持の場合より逆に振動が増大する傾向がみられる。

機側においては，主機の振動の影響が 250 Hz以下に顕著に表われ，みかけ上効果が相殺されている。

パッド形の計測結果を図 6. 4.43 ～ 図 6. 4.46（D/G単機運転時）および 図 6. 4.52 ～ 図 6. 4.55（通常航海時）に示す。

D/G単機運転時には 図 6. 4.44を除き，差はみられるが効果を得る程度にはいたっていない。

図 6. 4. 44では弾性支持の場合の方が振動が大きくなっており，エンジン・ケーシング周辺での複雑な振動がうかがえる。

一方通常航海時には，主だった効果はみられず，剛支持と弾性支持は同一傾向，同一レベルを呈している。

(iii) 居住区に対する影響

水平形の計測結果を 図 6. 4.30, 31, 32, 34,（D/G単機運転時）および図 6. 4.38, 39, 40, 42（通常航海時）に示す。

いずれも高周波成分の伝達損失が大きくでているが，防振効果が観察できるのはD/G単機運転時の図6.4.30のみで約 9 dB低減している。

他はほとんど効果がないのに比べ，低減がみられるのは 250 Hz以下の低減効果が大きくでているところより生じている。D/G単機運転時の 図 6. 4.31, 32, 34のグラフでは機側で低減されている。63, 125 Hzが居住区では逆に大きくなっていることが低減効果を妨たげており，弾性支持による効果は 3 ～ 4 dB程度に止まっている。

一方通常航海時では，弾性支持による効果はほとんど観察できず，又主機の影響が大きくD/Gの寄与度の少ないことがうかがえる。

パッド形の計測結果を 図 6. 4.47, 48, 49, 51（D/G単機運転時）および図 6. 4.56, 57, 58, 60（通常航海時）に示す。

D/G単機運転時には比較的良い傾向が得られている。

すなわち機側での低減効果は約13dBで居住区では 3 ～ 8 dB低減しており，機側と遠隔地で弾性支持による効果がそれぞれ確認できた。

一方通常航海時には，その効果が消え，ほぼ同一傾向，同一レベルになっているのは前述同様やはりD/Gの寄与度の少ないことが確認される。

(2) スペクトル分析

(a) 機側の振動

(i) ディーゼル発電機単機運転

弾性支持をした場合の伝達率を図 6. 4.61～図 6. 4.63に示す。水平形（図 6. 4.61）は全体的にみると平均0.06程度であるが，5.5 kHzまでは0.06～0.1であり，6 kHz以上では非常に小さなものとなっている。傾斜形（図 6. 4.62）は全体的に 0.1 となっているが，4～5 kHzでは約 0.3 と大きい。さらにパッド形（図 6. 4.63）は水平形および傾斜形と比べ伝達率が大きく 4 kHz以上では 0.5 またはそれ以上となり特に 8 kHz以上ではほぼ 1 とみなせる値となっている。

次に剛支持の結果を図 6. 4.64および図 6. 4.65に示す。前者は水平形で後者はパッド形である。傾斜形の剛支持における計測は行っていないためここには示されていないが，両図より推定すると伝達率はやはり 1 またはそれ以上であると思われる。特に水平形では陸上の場合と異なり 5 kHzの伝達率が大きくなっている点が注目される。

(ii) 通常航海時

通常航海時はディーゼル発電機単機運転時と異なり，主機その他の影響が入るが同じ解析法により行った。

図 6. 4.66に水平形，図 6. 4.67に傾斜形，図 6. 4.68にパッド形の結果を示す。これらの結果からみると伝達率は水平形で 1～2 kHzでは約 0.5 であるが他の周波数範囲では 0.2 程度である。傾斜形は 4～6.5 kHzでは約 0.4 その他では約 0.1 程度となっており，パッド形は～ 3.8 kHzで 0.2，それ以上で 0.7 程度である。いずれの支持方式も伝達率が 1 以下となっており効果があるが，他の機器の影響を受けているため，D/G単機運転時に比べ伝達率は大きくなっており防振支持の効果は減少している。また同じ理由から通常航海時における各支持方式の優劣は断言できない。

剛支持の場合は，ここでは図示しないが，水平形，パッド形ともに伝達率は 1 またはそれ以上でどちらも大差ない。

(b) 居室と補機台間の関係

補機台と居室の間における伝達率は，防振ゴムの支持方式によらずむしろ船体構造により決まる。本実験では供試船が同一でないためその差が現われることが予想されたが，解析結果は次のようになり詳しいことはわからなかった。

(i) ディーゼル発電機単機運転

図 6. 4.69，図 6. 4.70，図 6. 4.71に水平形（A船），傾斜形（B船），パッド形（C船）の弾性支持をした場合の伝達率を示す。これからB，C船はそれぞれ平均約 0.1，0.05程度の伝達率であることがわかる。しかしA船では特に 3 kHz以上で 1 より大きな値となっており疑問が感じられる。したがって剛支持の場合も伝達率は弾性支持と同程度であろうと予想されることから，これらについて水平形（A船，図 6. 4.72），パッド形（C船，図 6. 4.73）をみると，A船で 0.1 程度，C船で0.02程度となっている。これらよりA船における弾性支持をした時の伝達率は 0.2 程度とみるのが妥当でないかと思われる。

各支持方式の弾性支持，剛支持時の計測点の加速度の概略値を表 6. 4. 7 に示す。

(ii) 通常航海時

通常航海時における図は略す。各支持方式における伝達率は，弾性支持の場合，水平形（A船）で平均約 0.3（3.3～6.8 kHzでは 0.5，6 kHzで 1 と大きいが），傾斜形（B船）で平均約0.25（1 kHz以下で0.35，1～2 kHzで 0.2），パッド形（C船）で平均 0.2（一部 0.4 もある）。

剛支持の場合は，A船で平均 0.2（1K，2K，7.5Kが大きく 0.4），C船では平均0.25（0.5～2Kまでは大きく 0.4 ～ 0.5）となっている。またこのときの補機台，居室の加速度を表 6.4.8 に示す。

以上より船体の伝達率は約 0.2 ～ 0.3 程度であろう。また居室における加速度は特にピークとなる部分を除けば，平均10^{-3}～10^{-4} g 程度であり，D/G単機運転時，通常航海時の大きな差はない。

表 6.4.7　ディーゼル発電機単機運転時における補機台，居室の加速度（平均，単位：g）

計測場所 / 剛・弾 / 支持方式	補機台（24z）		居室床（8z）	
	剛支持	弾性支持	剛支持	弾性支持
水平形（A船）	1.16×10^{-2}	1.16×10^{-3} ～	1.74×10^{-3} ～ 3.47×10^{-4}	3.47×10^{-4} ～ 2.17×10^{-4}
傾斜形（B船）		3.5×10^{-2} ～ 1×10^{-3}		1×10^{-3} ～ 5×10^{-4}
パッド形（C船）	4.64×10^{-2} ～ 6.96×10^{-3}	1.39×10^{-2} ～ 2.76×10^{-3}	4.63×10^{-5} ～ 9.26×10^{-6}	4.63×10^{-4} ～ 9.26×10^{-5}

表 6.4.8　通常航海時における補機台，居室の加速度（平均，単位：g）

計測場所 / 剛・弾 / 支持方式	補機台（24z）		居室床（8z）	
	剛支持	弾性支持	剛支持	弾性支持
水平形	1.67×10^{-2} ～ 8.68×10^{-4}	4.5×10^{-3} ～ 4.3×10^{-4}	1.74×10^{-3} ～ 1.74×10^{-4}	3.5×10^{-4} ～ 2.2×10^{-4}
傾斜形		5×10^{-2} ～ 1.2×10^{-2}		3.3×10^{-3} ～ 3.3×10^{-4}
パッド形	1.38×10^{-2} ～ 8.28×10^{-3}	1.3×10^{-2} ～ 2.56×10^{-3}	5.8×10^{-3} ～ 4.64×10^{-4}	1.2×10^{-3} ～ 2.78×10^{-4}

6.4.4　騒音計測結果

(1)　代表点の騒音レベル

各計測条件におけるディーゼル発電機船首側，機関部制御室および船体中央船首側居室の騒音レベルは，表 6.4.9 の通りである。

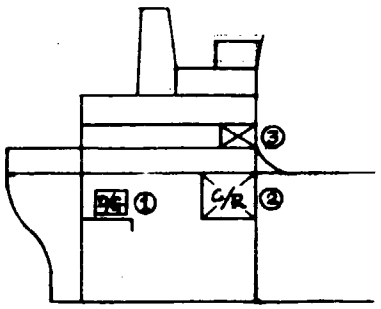


表 6.4.9 のうちA船・主機運転・弾性支持状態時の船体中央・船首側居室の騒音レベルは，低周波数域の雑音が有り他に比較して大きい値を示している。このため，表 6.4.10，表 6.4.11はおいてもこの計測点に該当する値は特異点となっている。

表 6.4.10によれば，A船C船では機関部制御室および船体中央船首側居室における騒音レベルに対するディーゼル発電機の支持状態（弾性－剛）の違いによる影響は，主機の運転状態の如何にかかわらず，ほとんど無い。

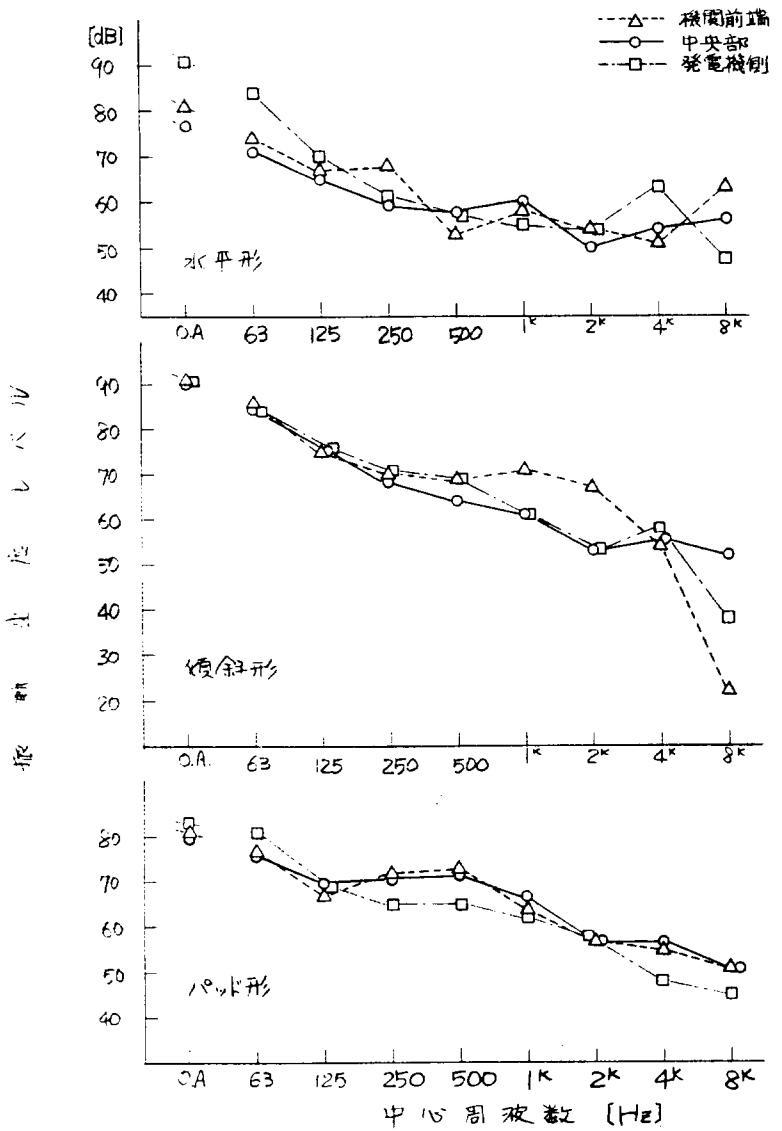


図 6. 4.18　測定位置の影響，補機台 z 方向

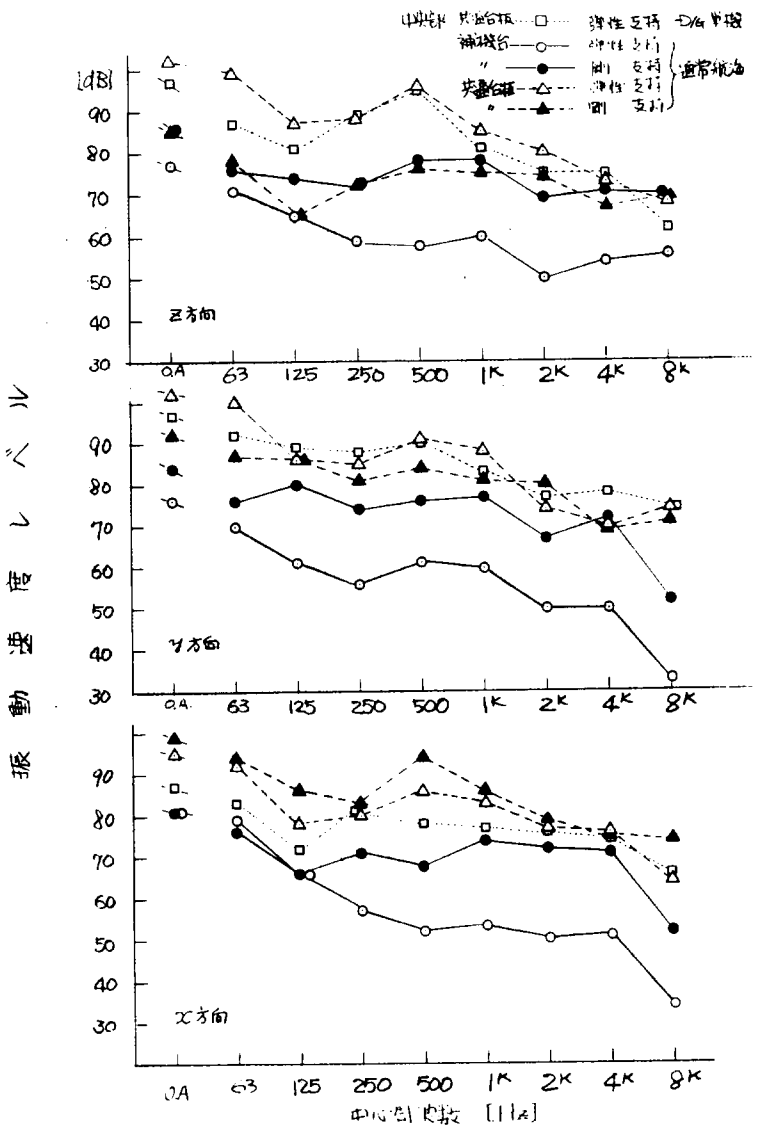


図 6. 4.19　振動速度レベル　　水平形

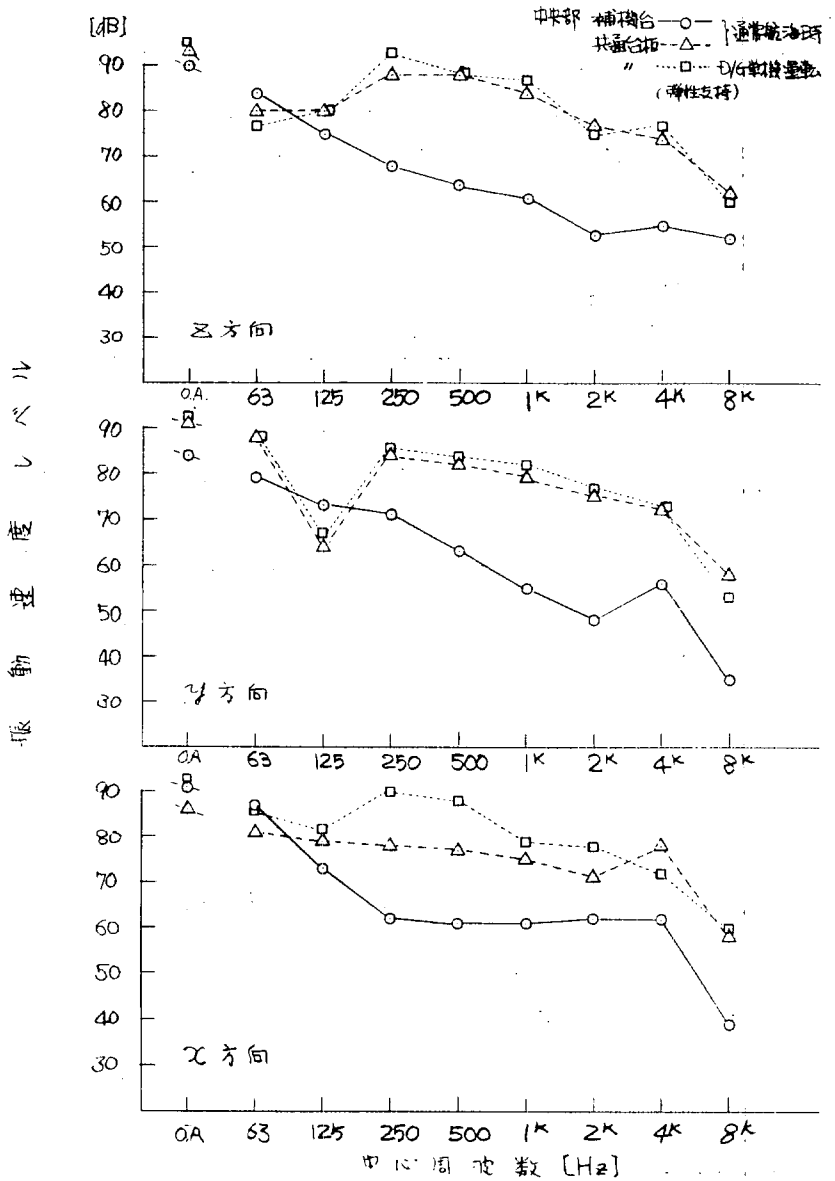


図 6. 4.20　振動速度レベル　　傾斜形

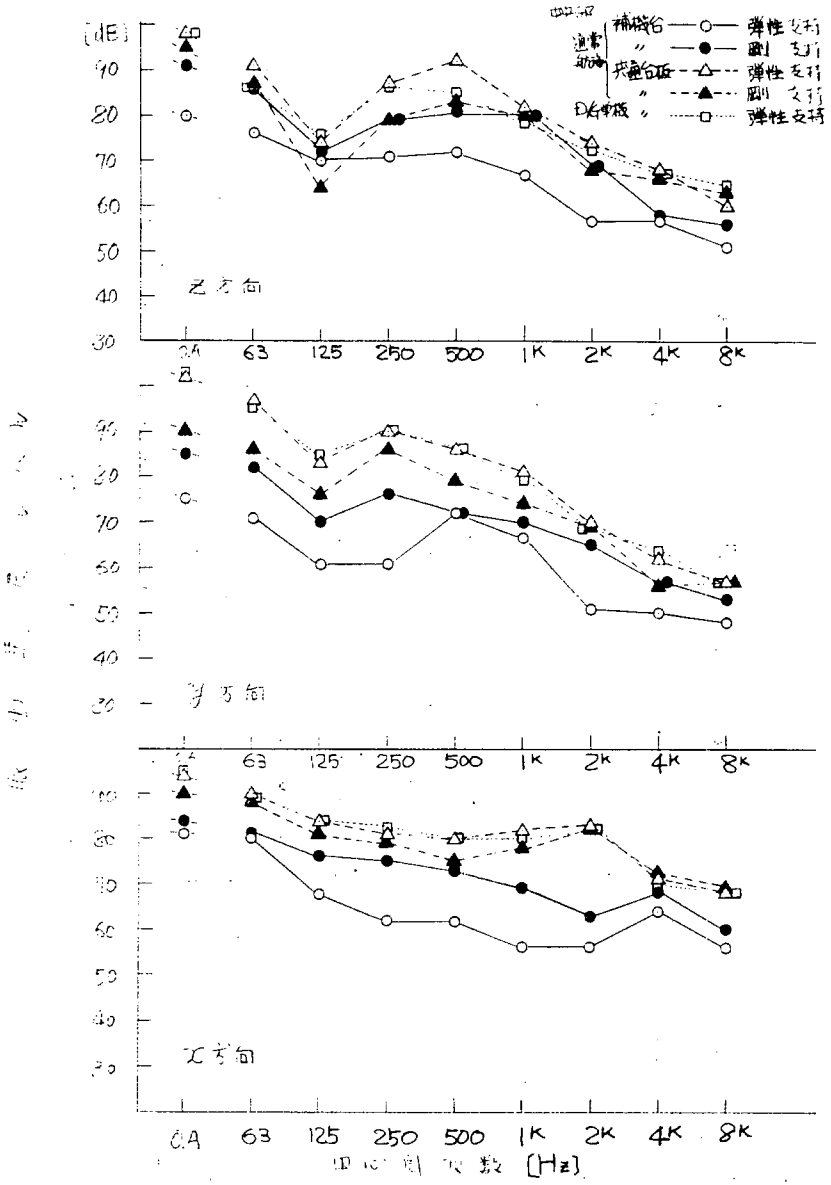


図 6. 4.21　振動速度レベル　　パッド形

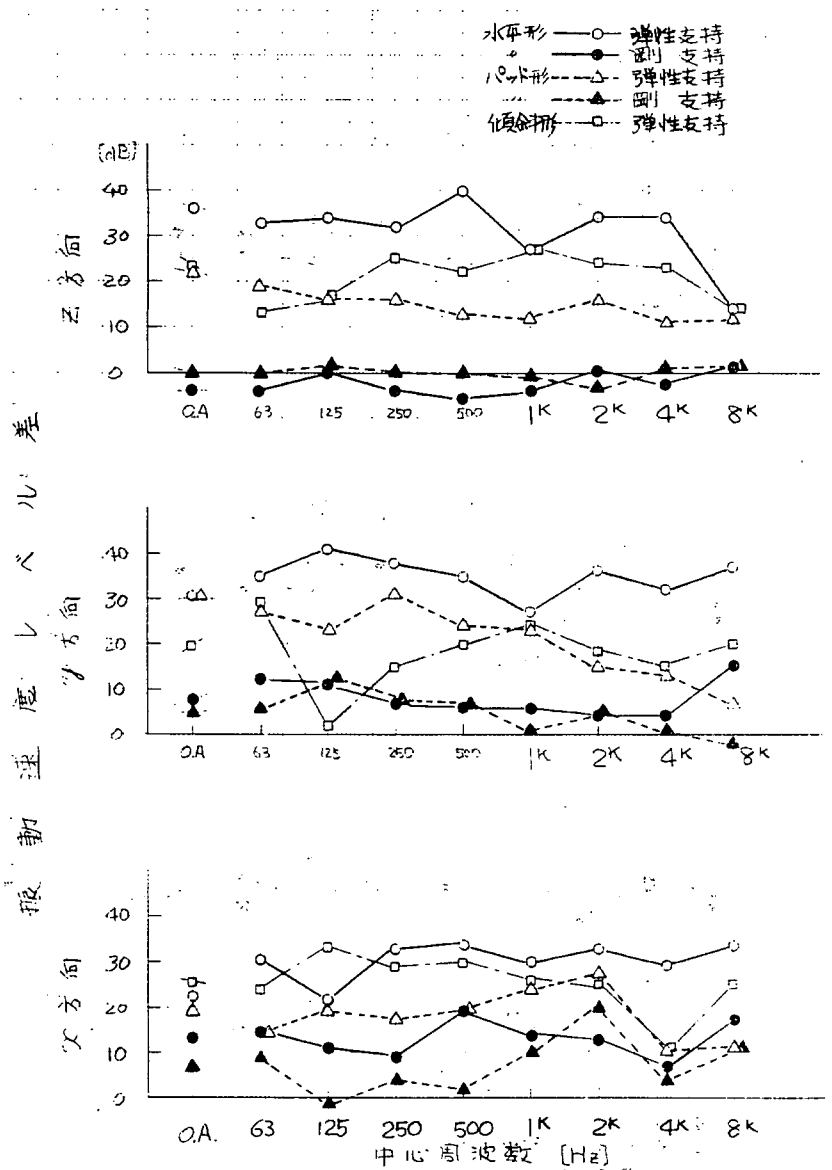


図 6. 4.22　弾性支持の差異　　D/G 単機運転時

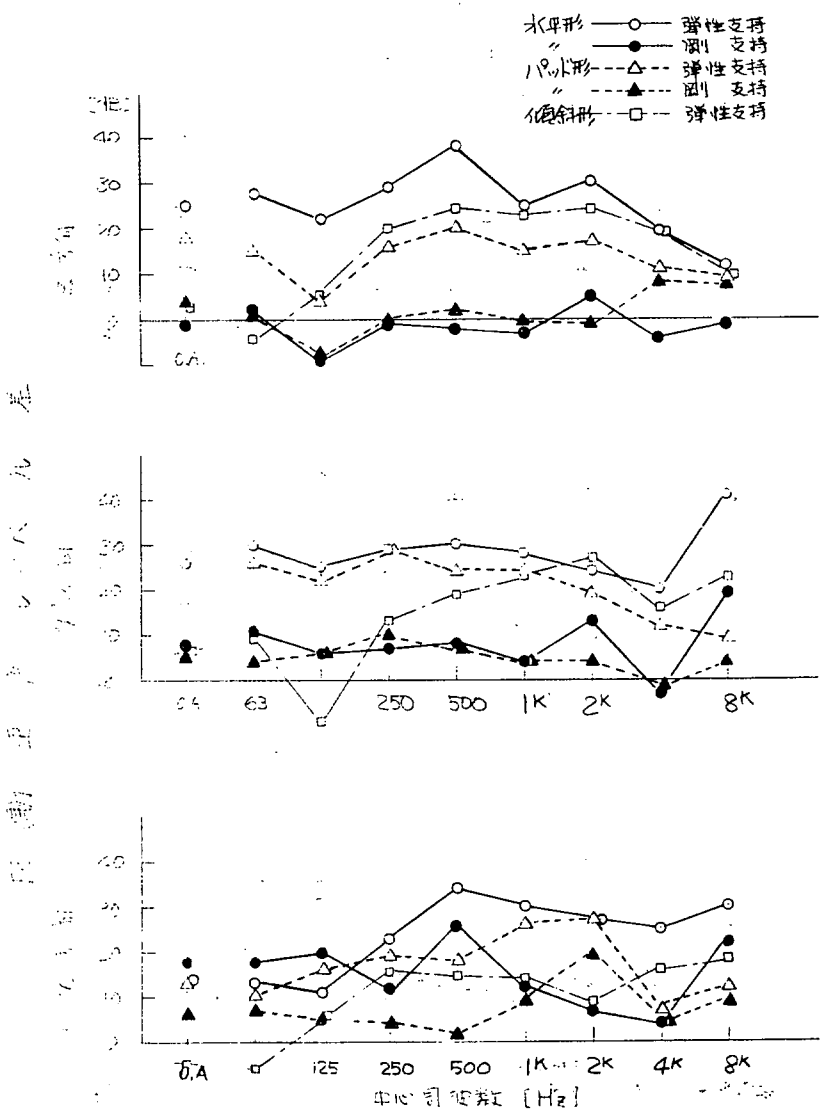


図 6. 4.23　弾性支持の差異　　通常航海時

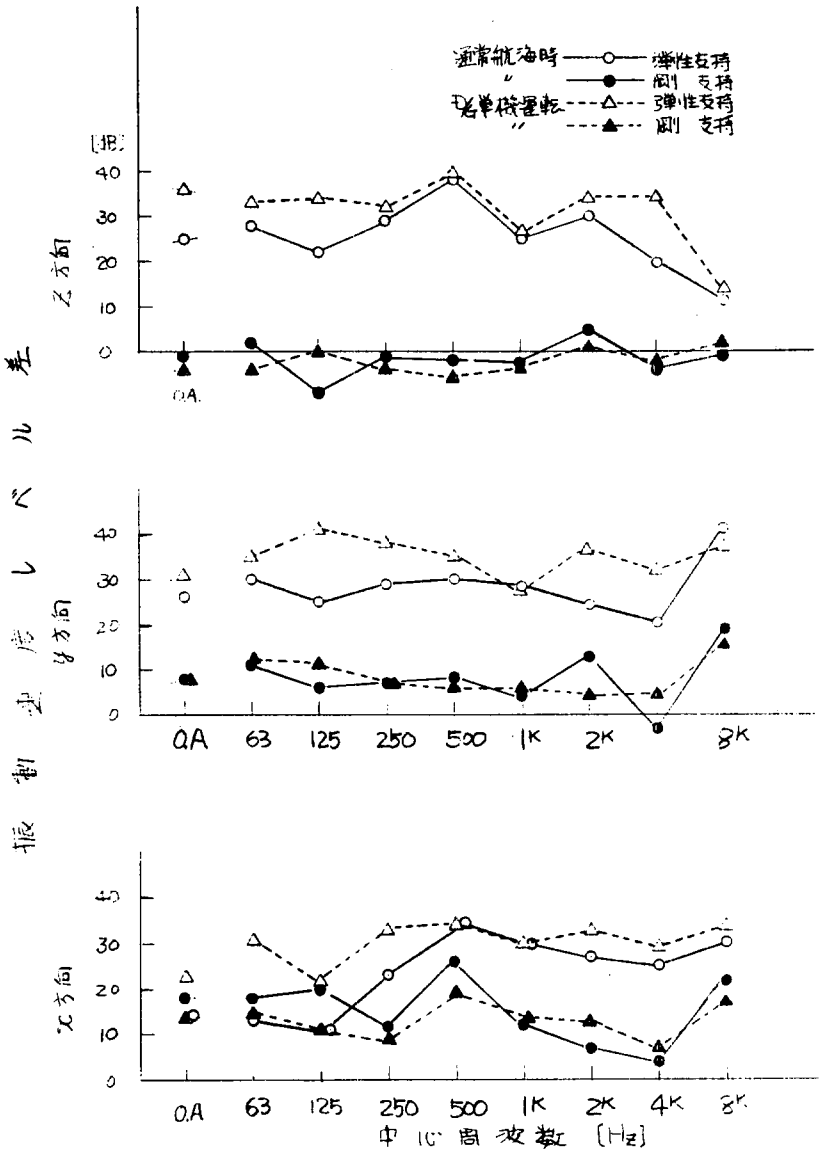


図 6. 4.24　主機運転の影響　　水平形

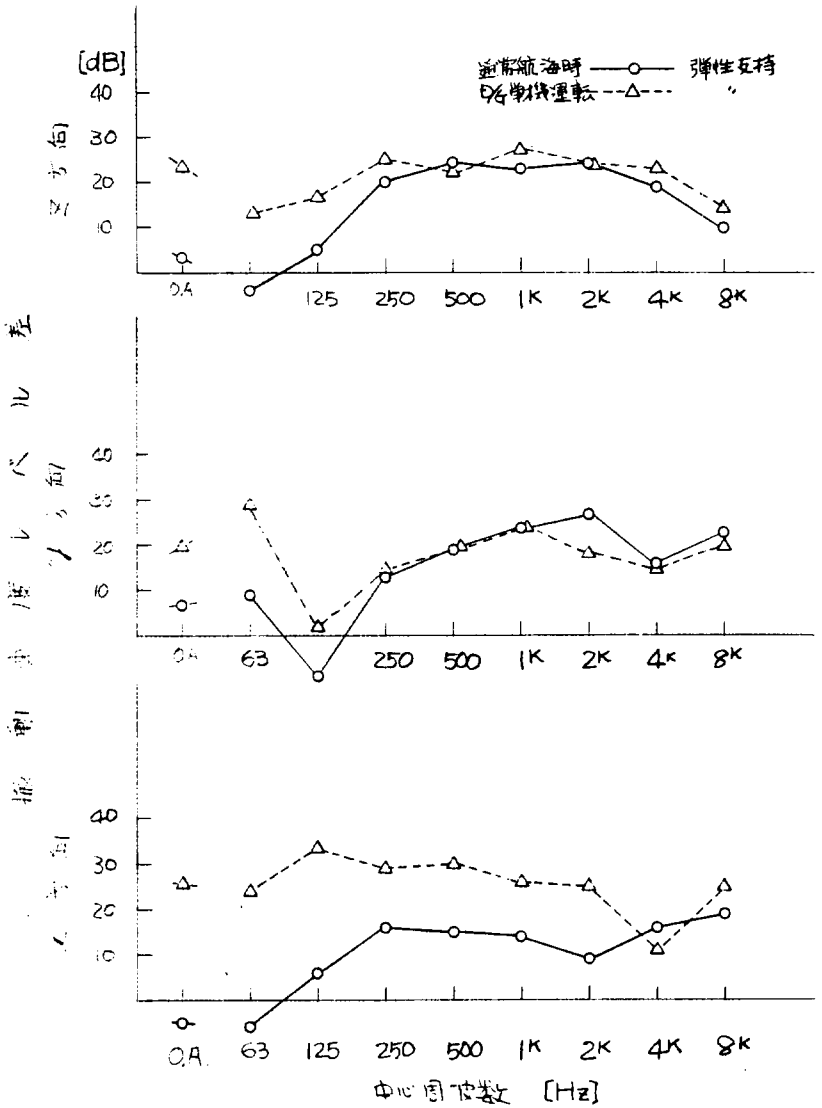


図 6. 4.25　主機運転の影響　　傾斜形

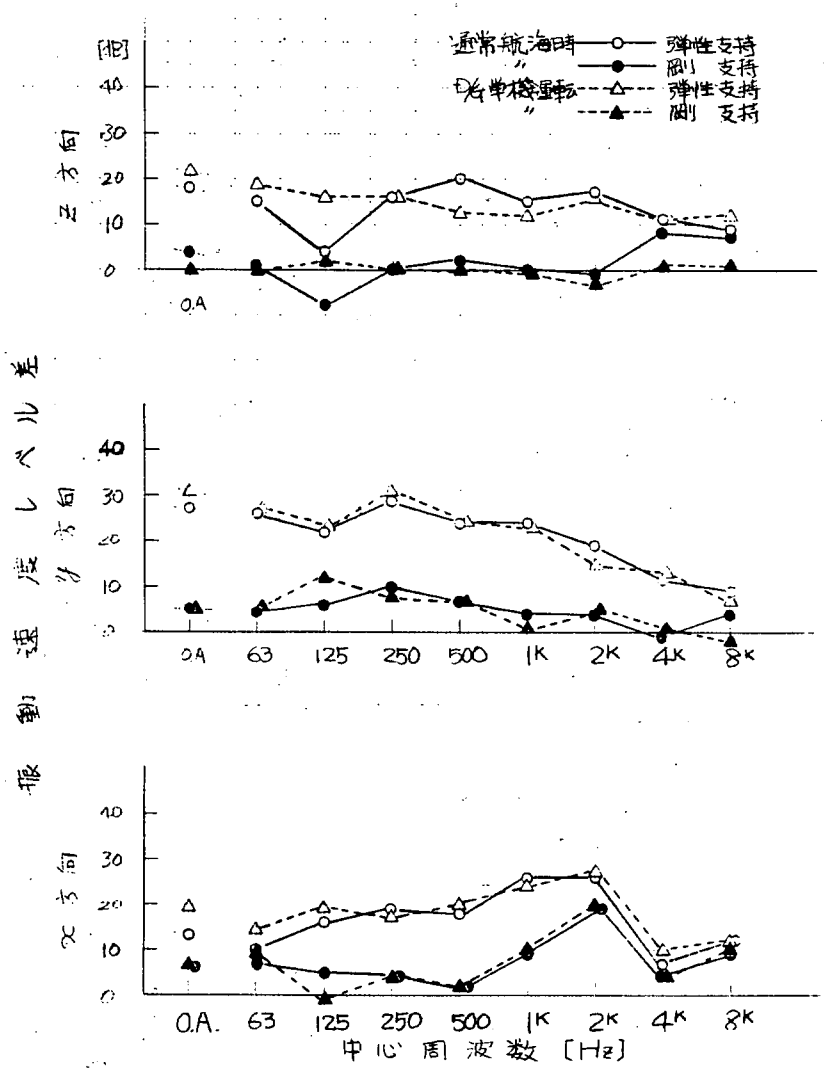


図 6. 4.26　主機運転の影響　　パッド形

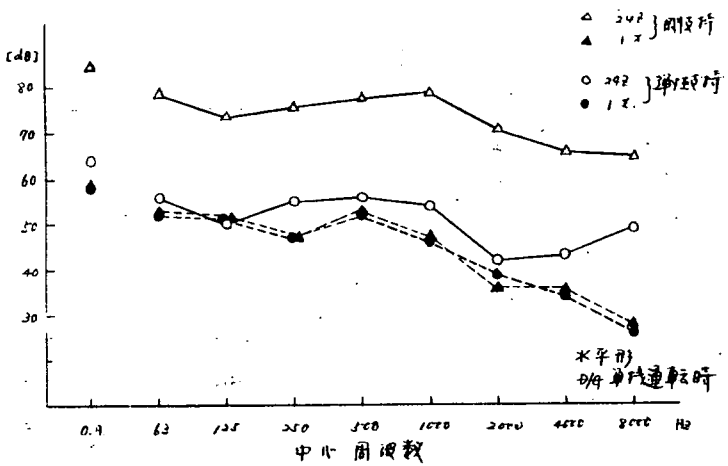


図 6. 4.27

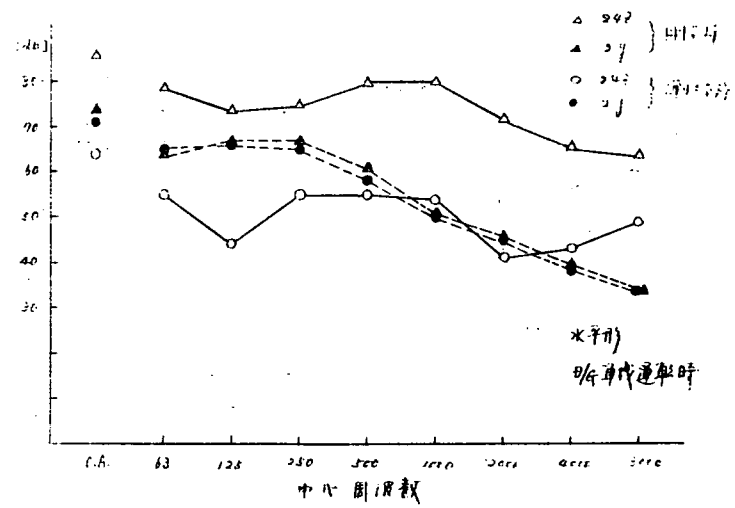


図 6. 4.28

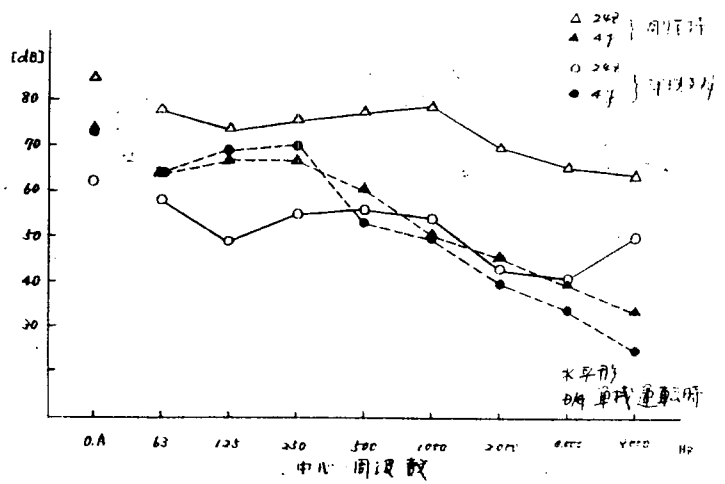


図 6. 4.29

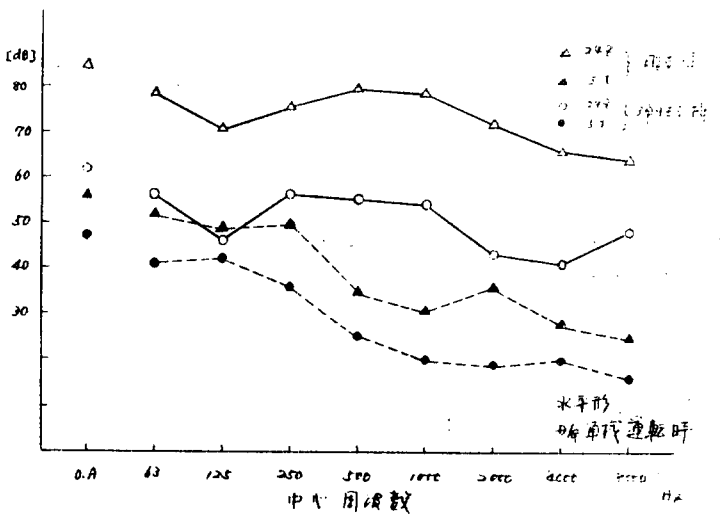


図 6. 4.30

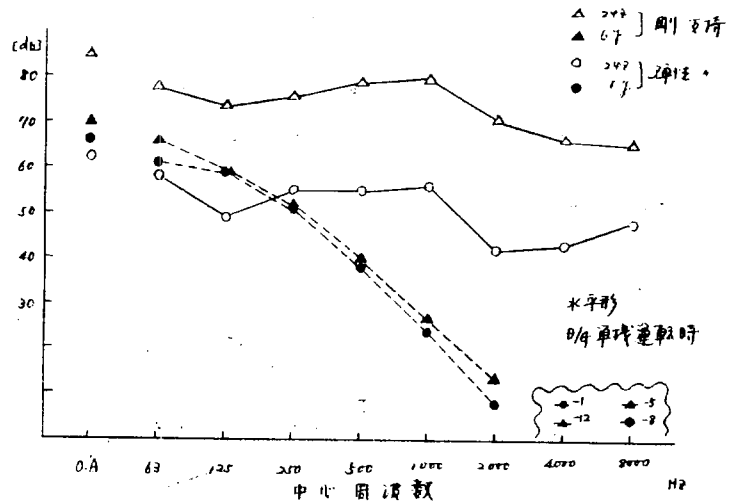


図 6. 4.31

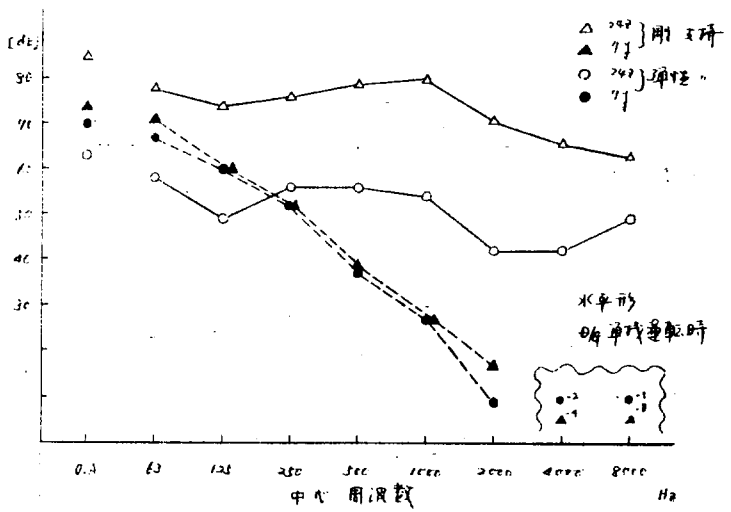


図 6. 4.32

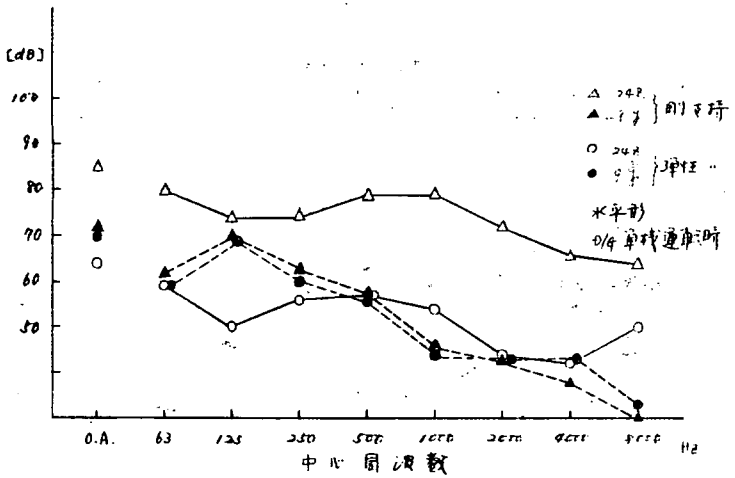


図 6. 4.33

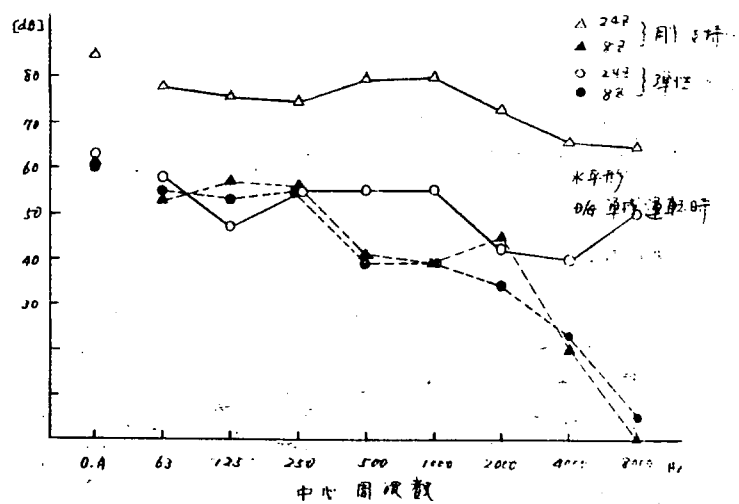


図 6. 4.34

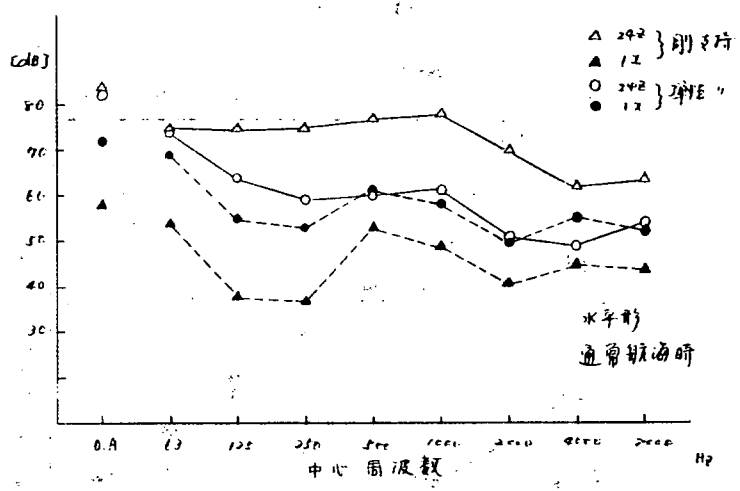


図 6. 4.35

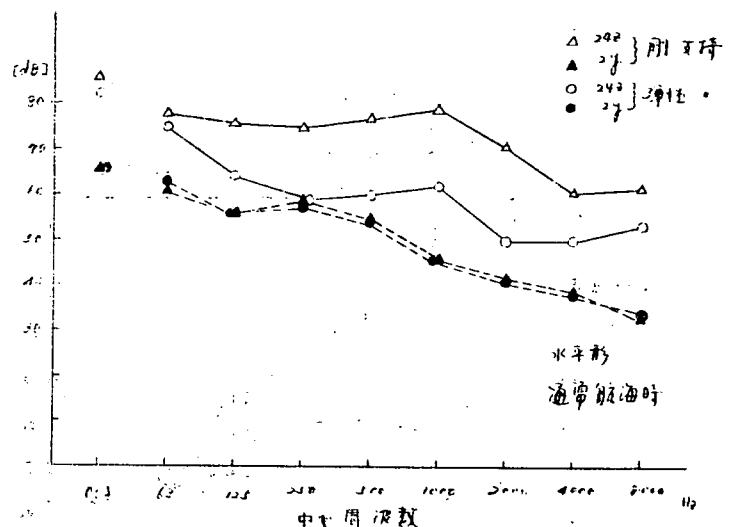


図 6. 4.36

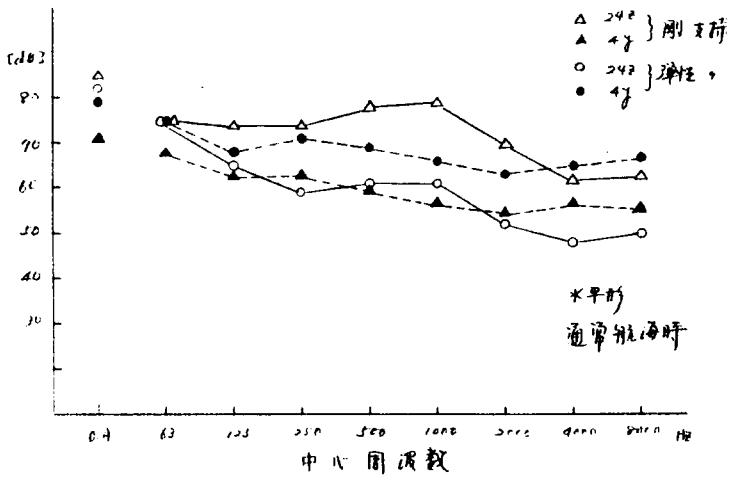


図 6. 4.37

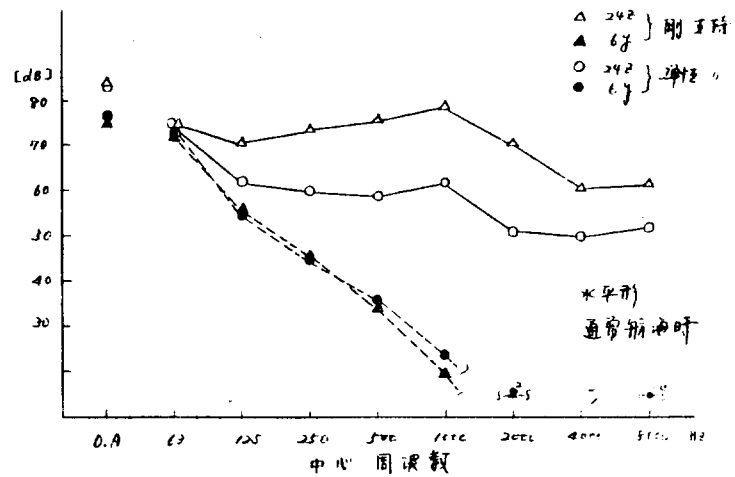


図 6. 4.39

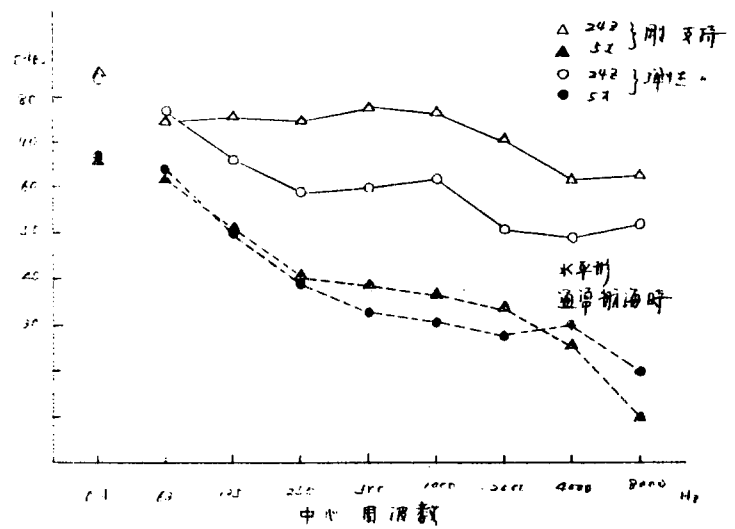


図 6. 4.38

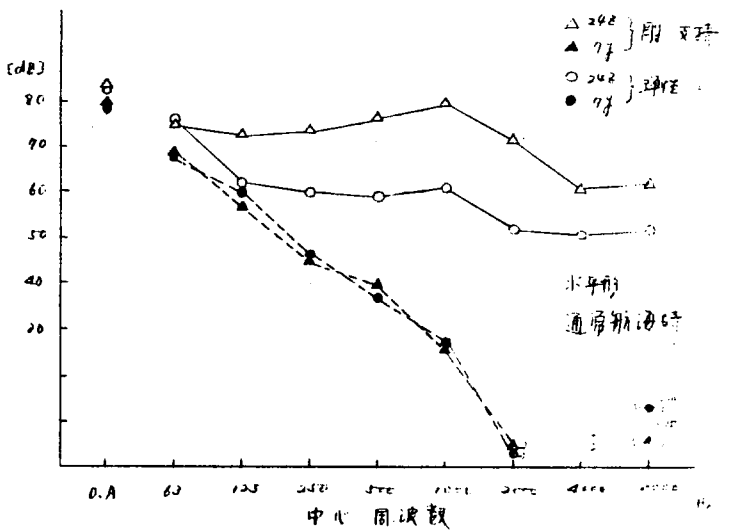


図 6. 4.40

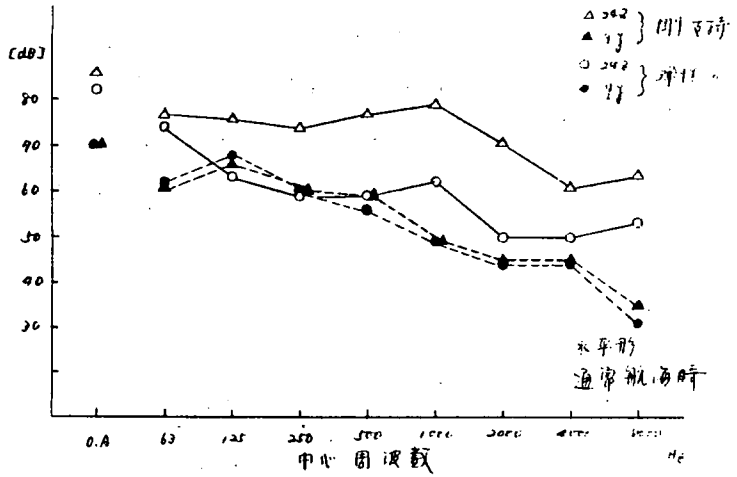


図 6. 4.41

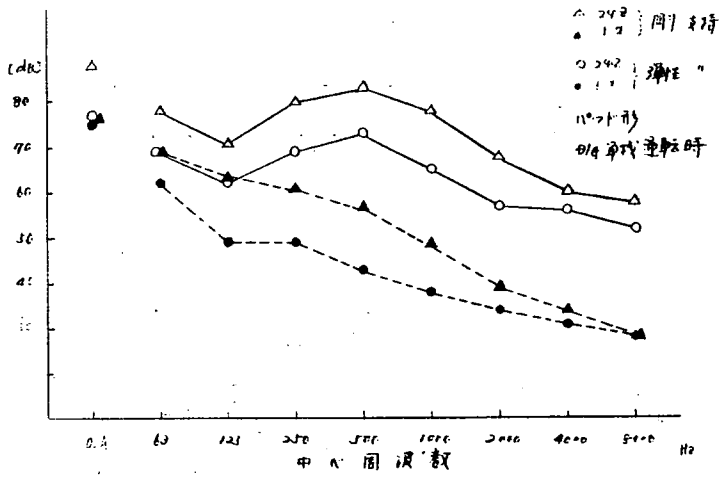


図 6. 4.43

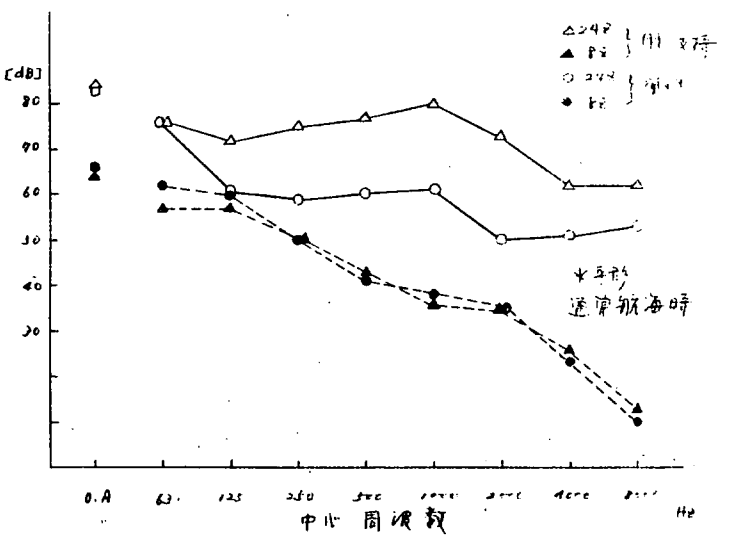


図 6. 4.42

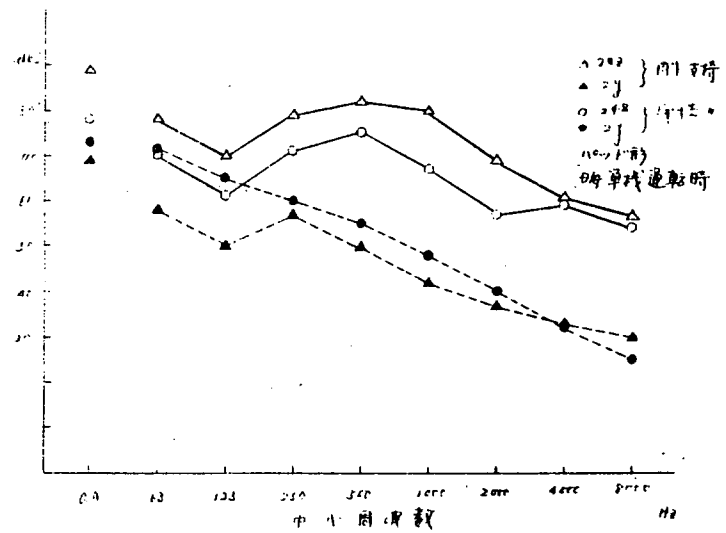


図 6. 4.44

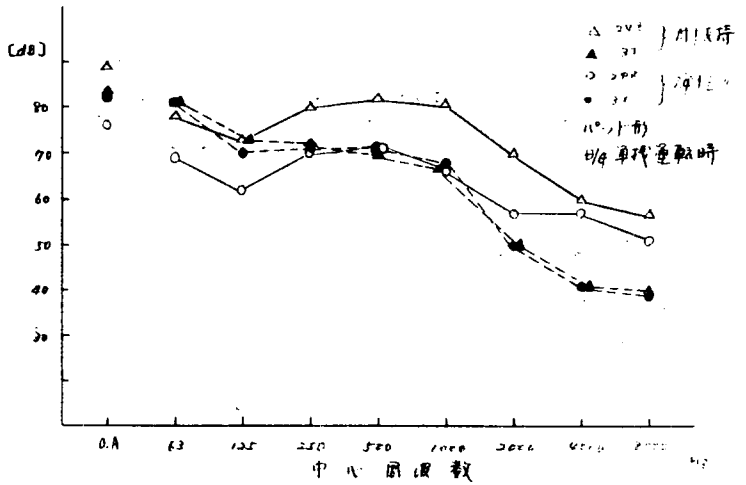


図 6. 4.45

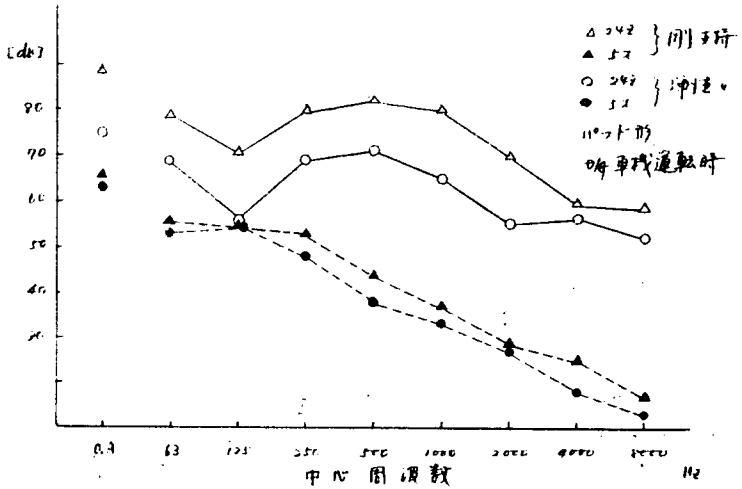


図 6. 4.47

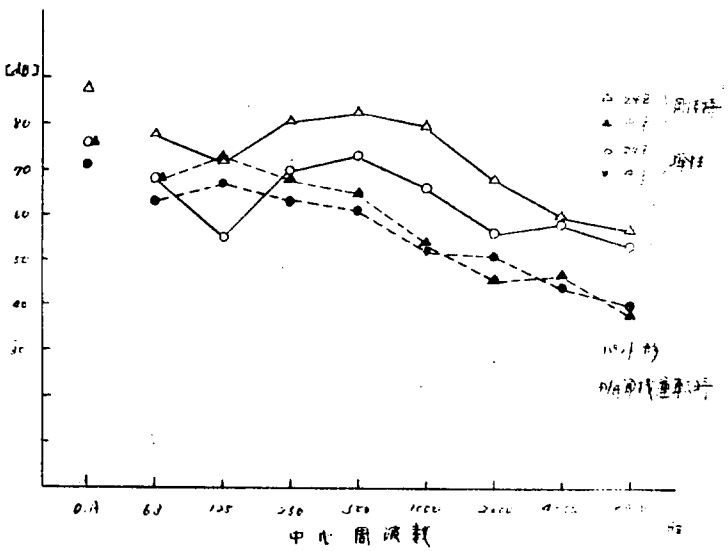


図 6. 4.46

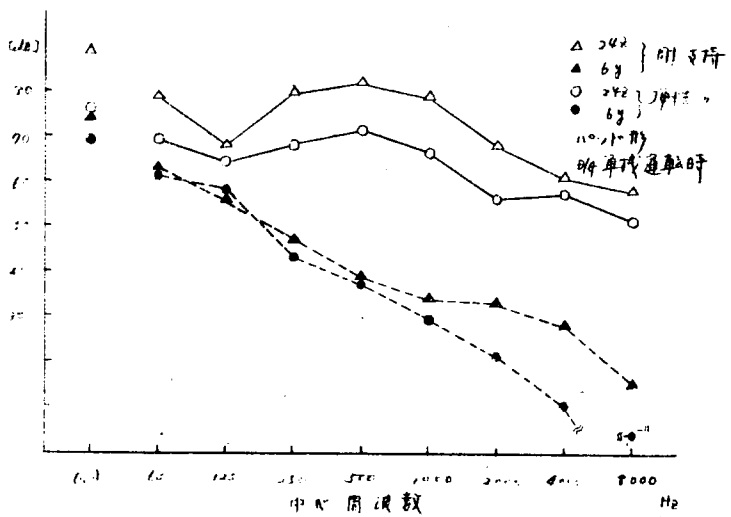


図 6. 4.48

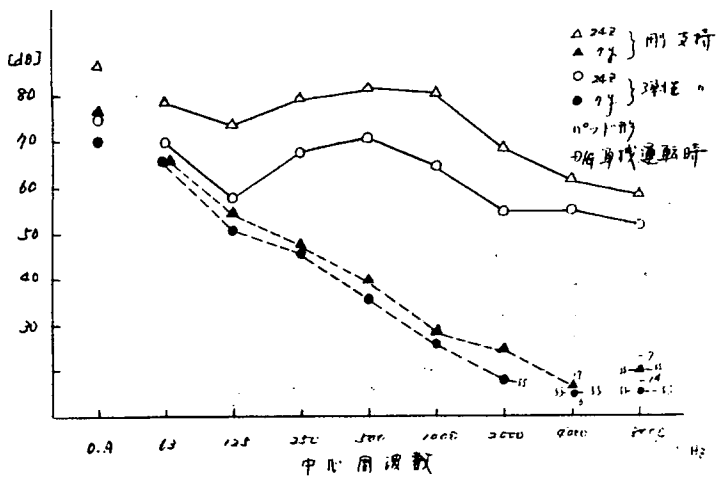


図 6. 4.49

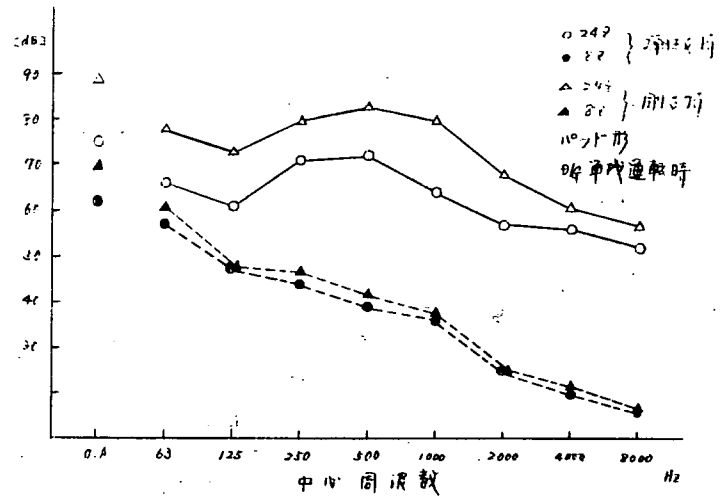


図 6. 4.51

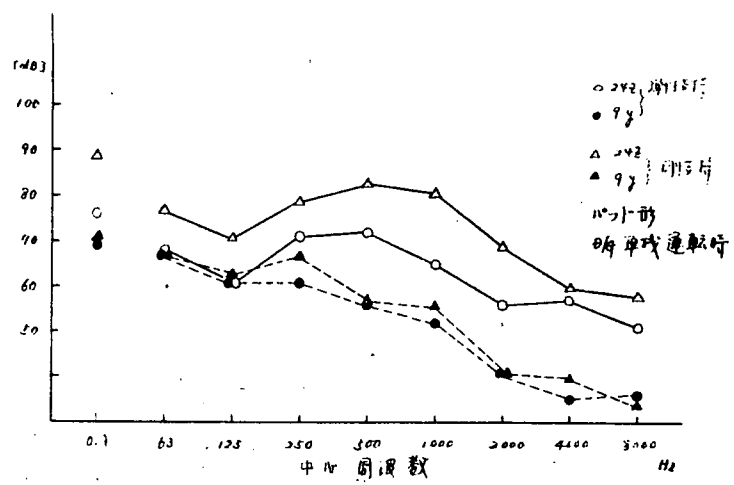


図 6. 4.50

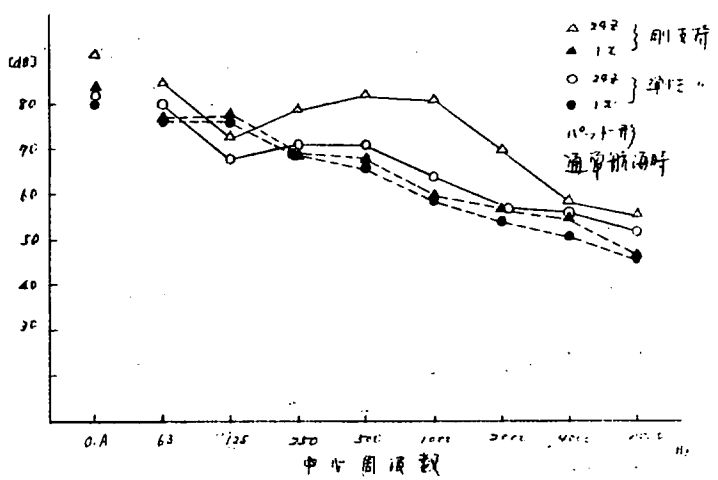


図 6. 4.52

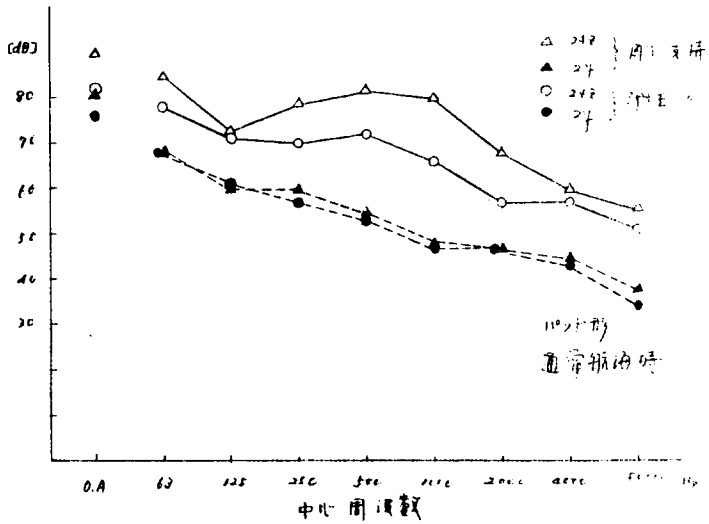


図 6. 4.53

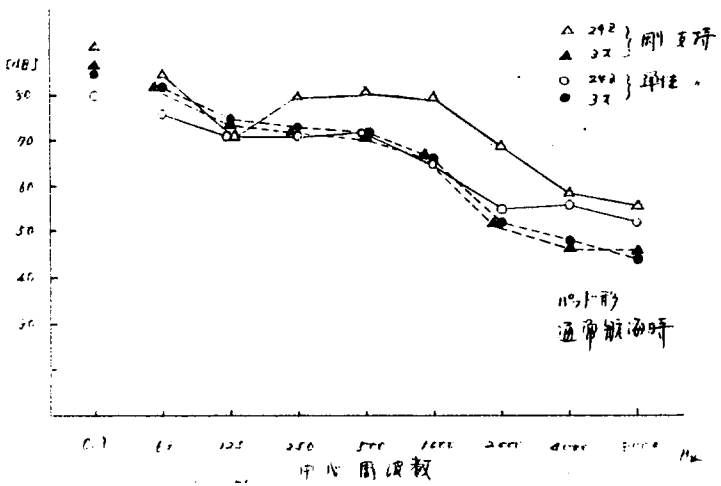


図 6. 4.54

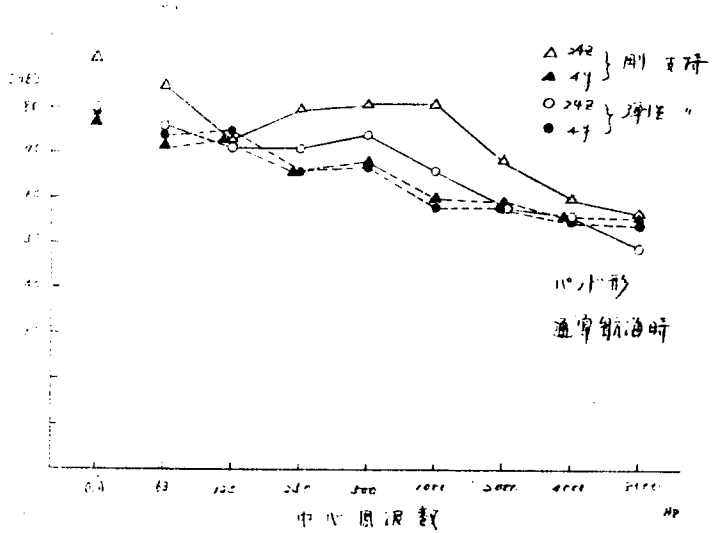


図 6. 4.55

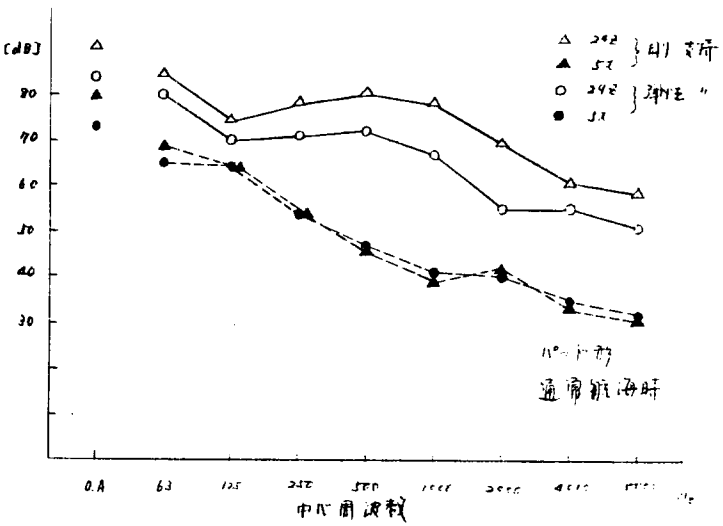


図 6. 4.56

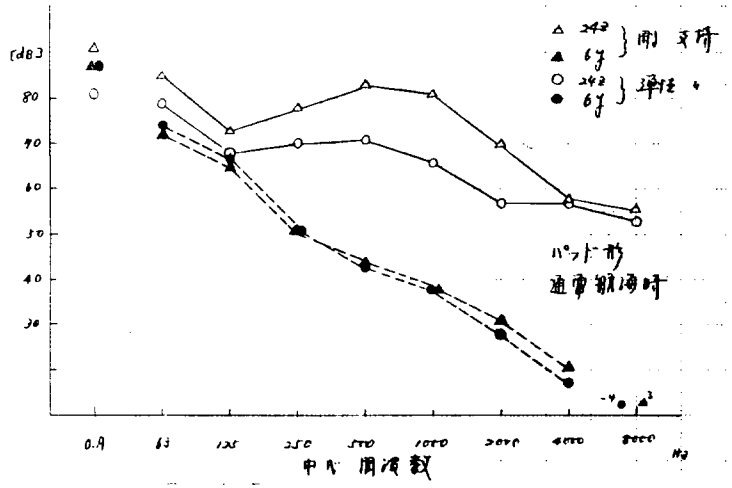


図 6. 4.57

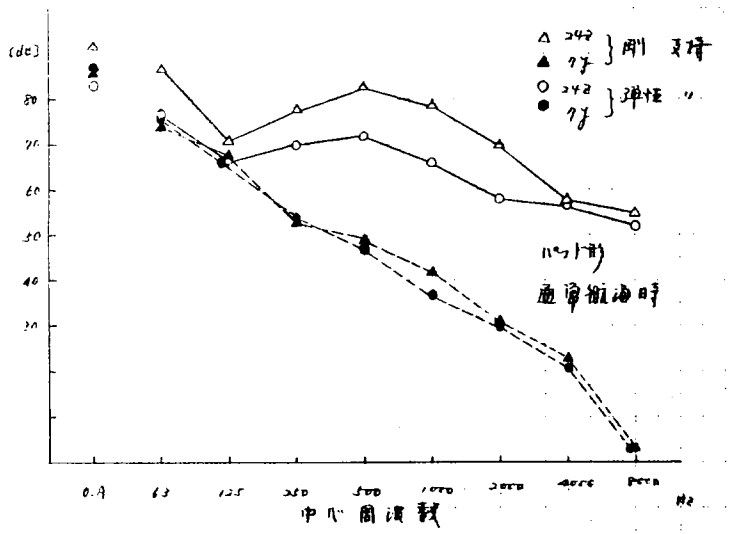


図 6. 4.58

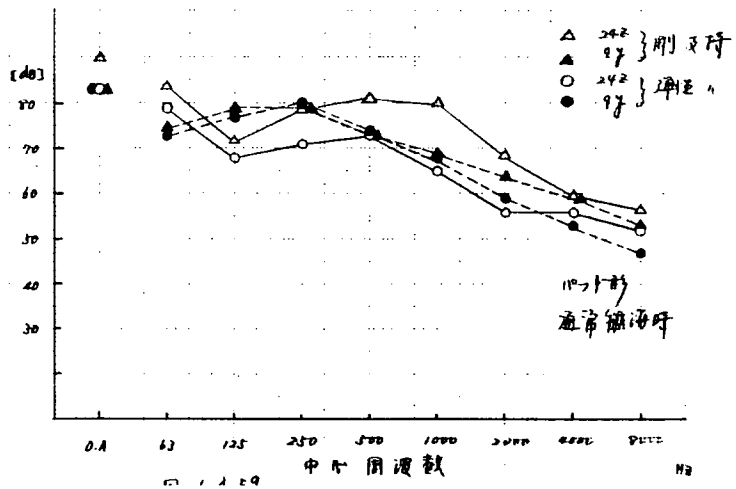


図 6. 4.59

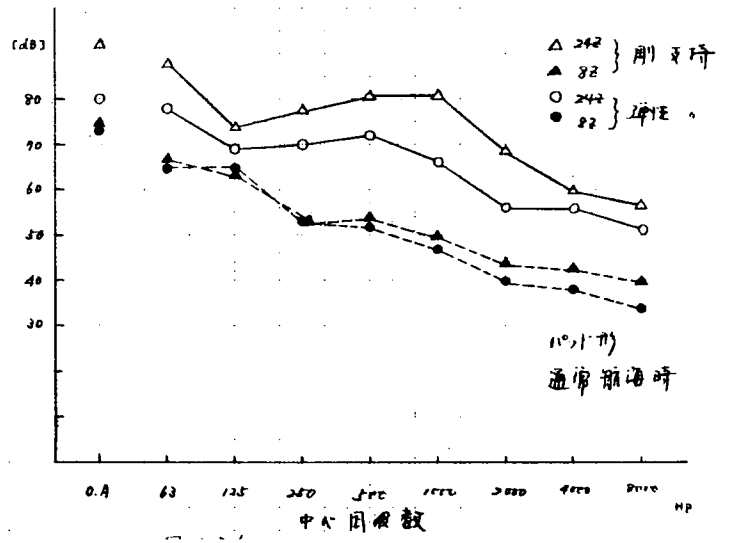


図 6. 4.60

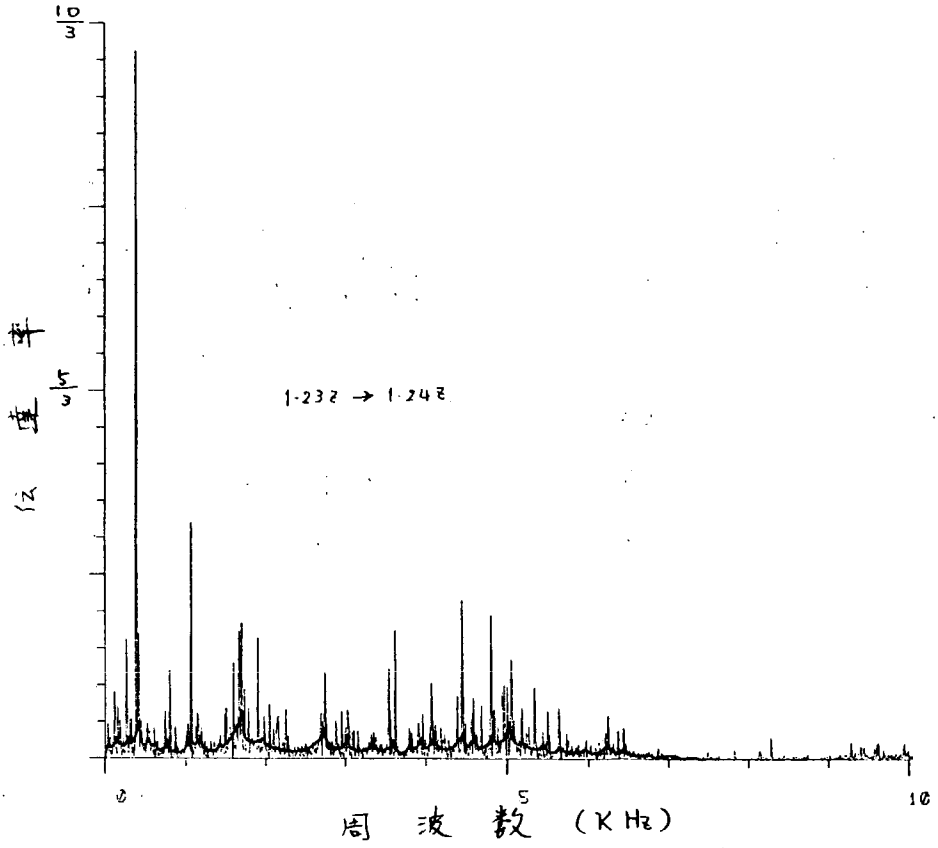


図 6. 4.61　水平形弾性支持の伝達率（船上試験）D/G 単機運転

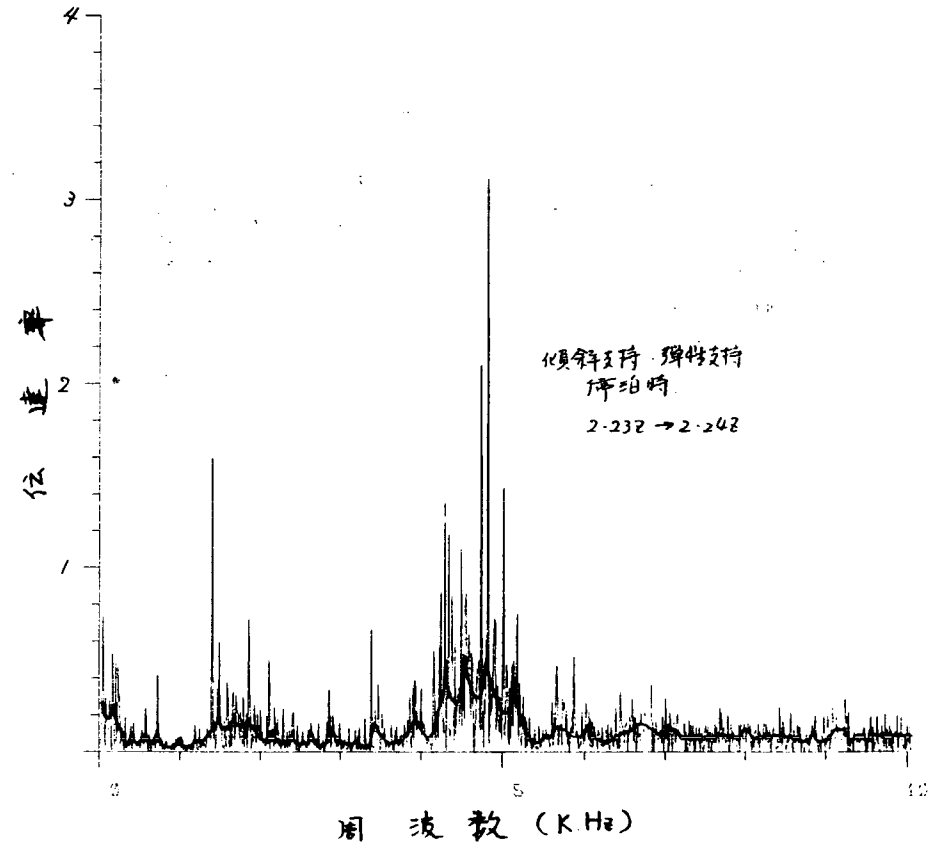


図 6. 4.62　傾斜形弾性支持の伝達率（船上試験）D/G 単機運転

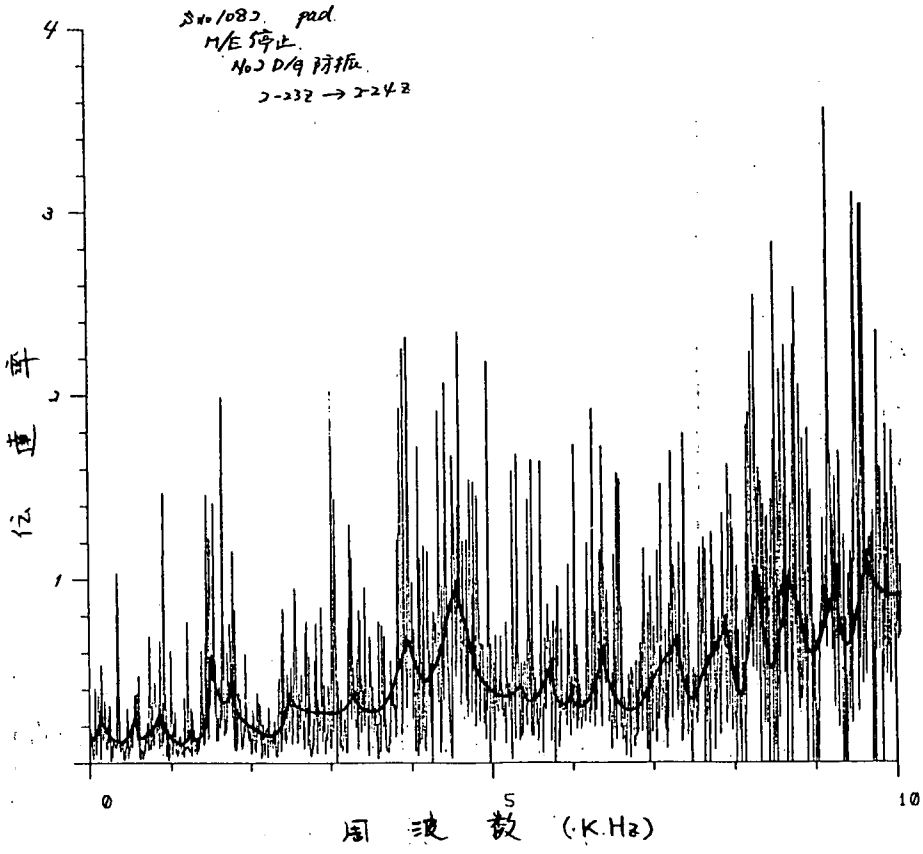


図 6. 4.63　パッド形弾性支持の伝達率（船上試験）D/G 単機運転

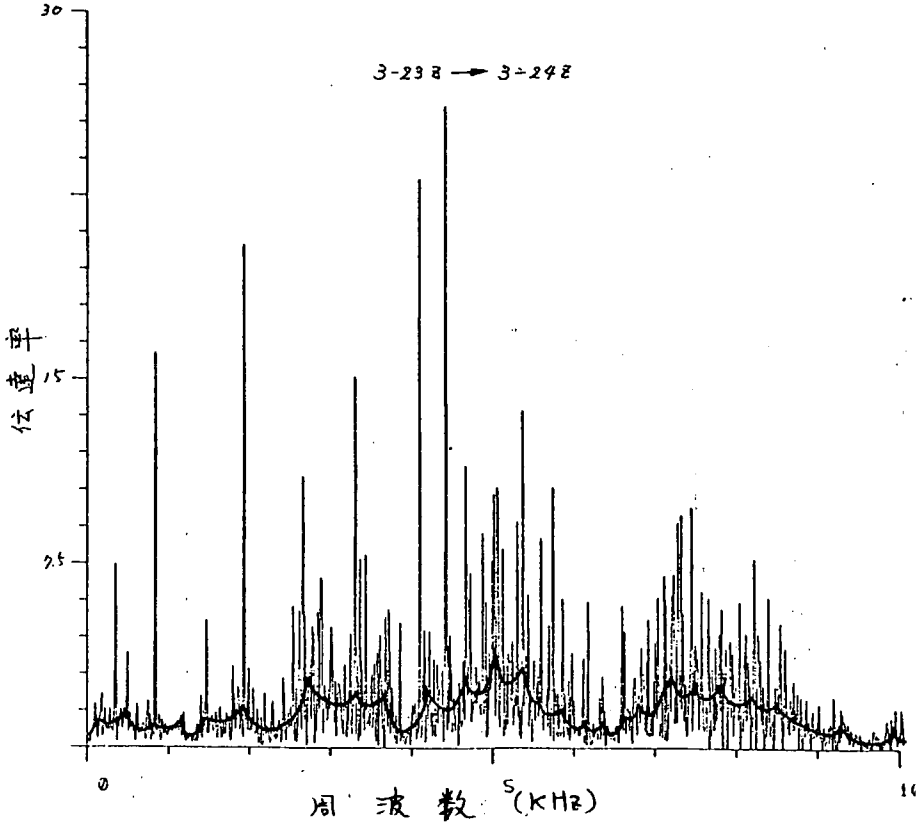


図 6. 4.64　水平形剛支持の伝達率（船上試験）D/G 単機運転

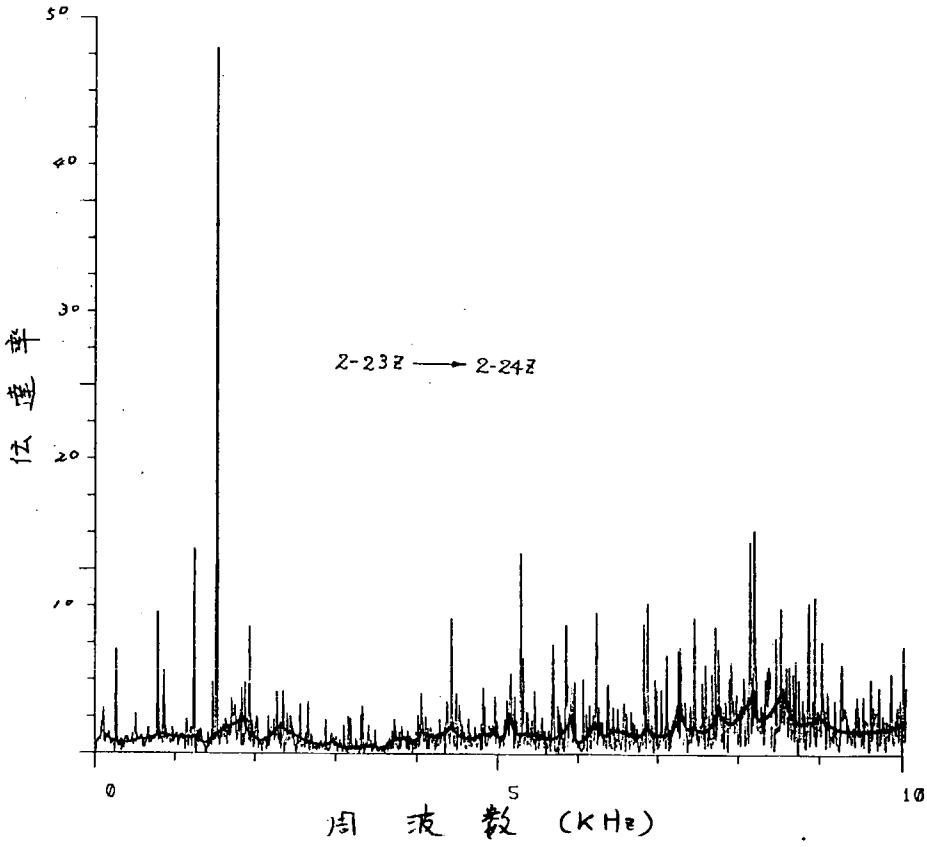


図 6. 4.65　パッド形剛支持の伝達率（船上試験）D/G単機運転

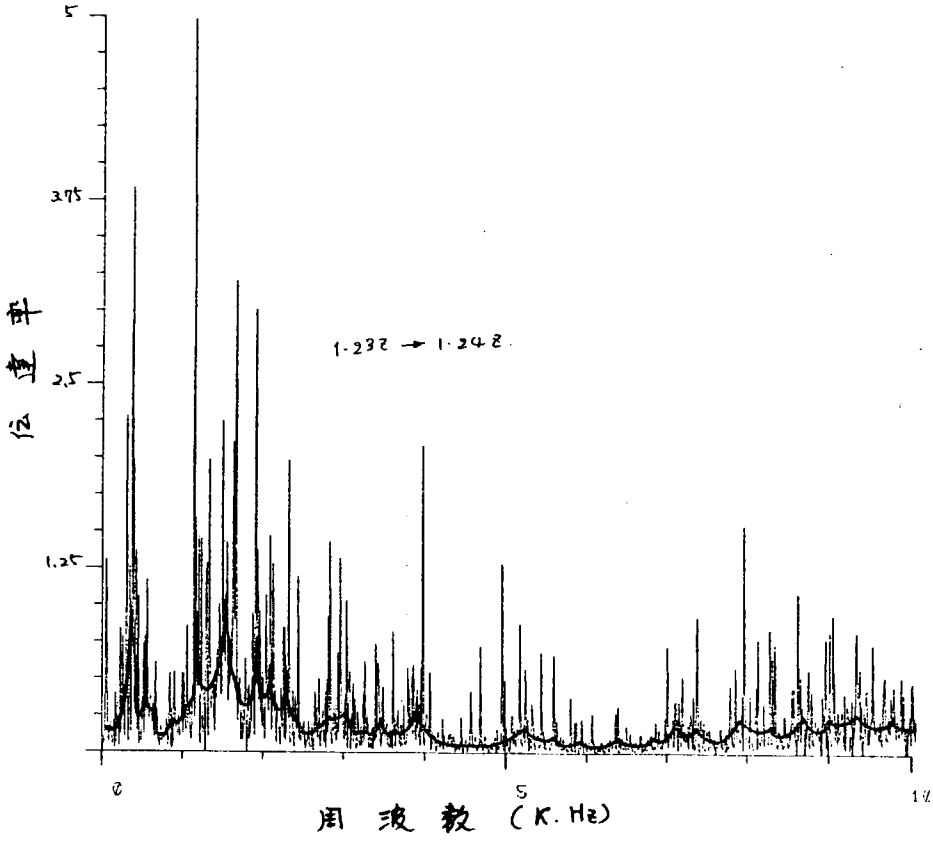


図 6. 4.66　水平形弾性支持の伝達率（船上試験）通常航海時

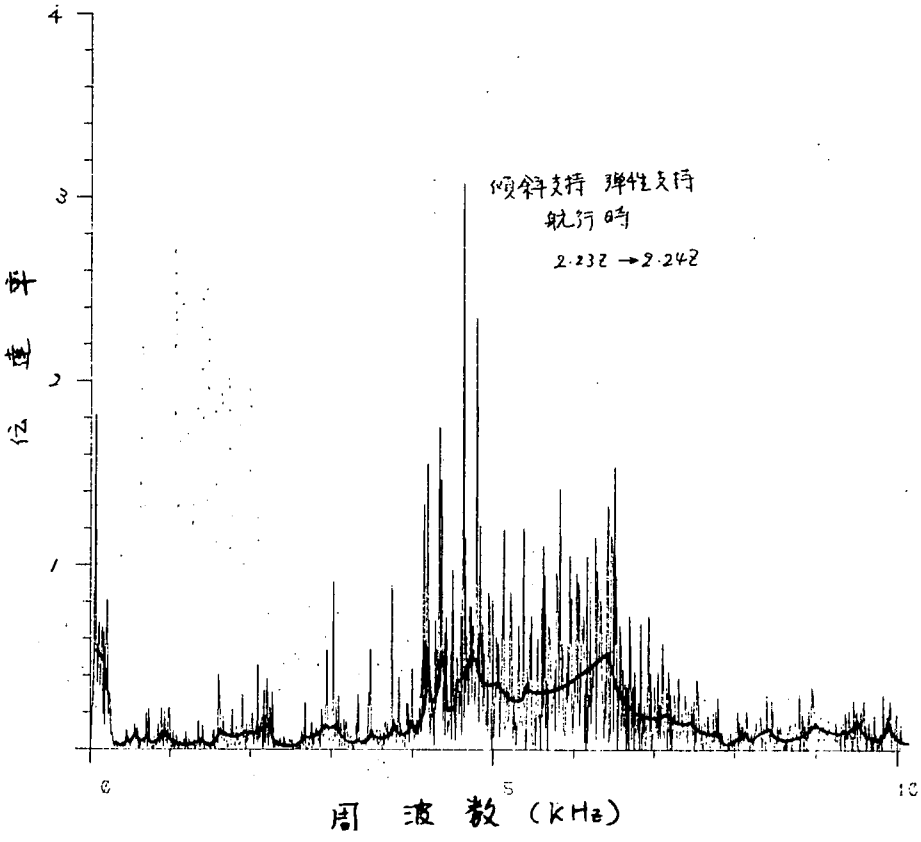


図 6. 4.67　傾斜形弾性支持の伝達率（船上試験）通常航海時

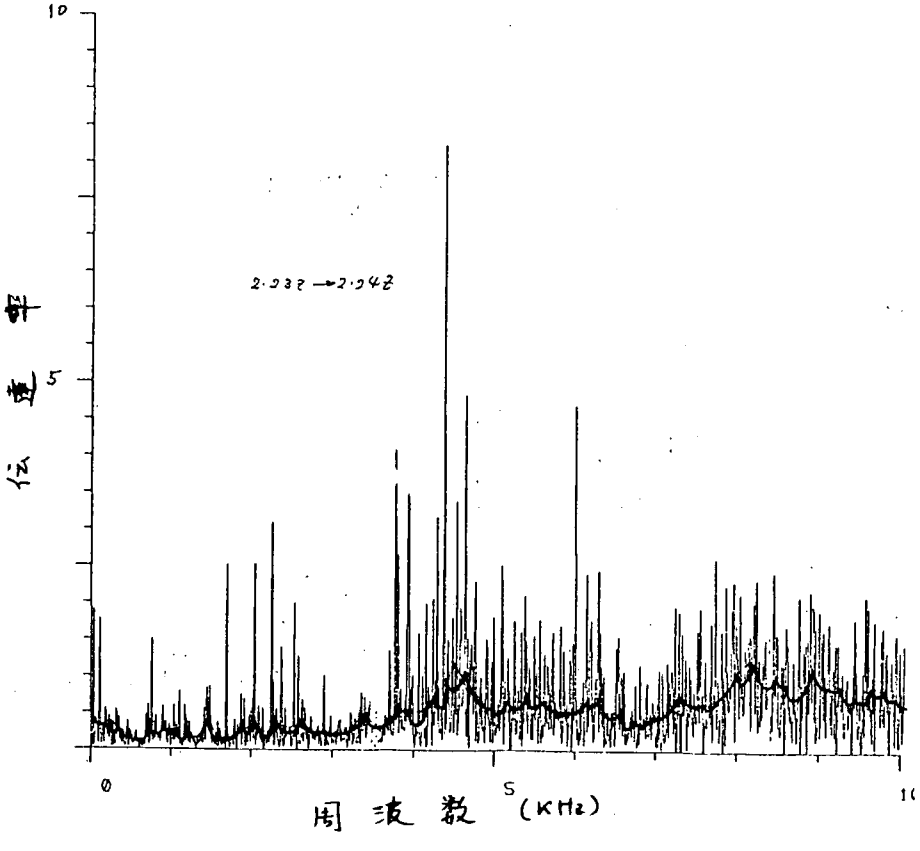


図 6. 4.68　パッド形弾性支持の伝達率（船上試験）通常航海時

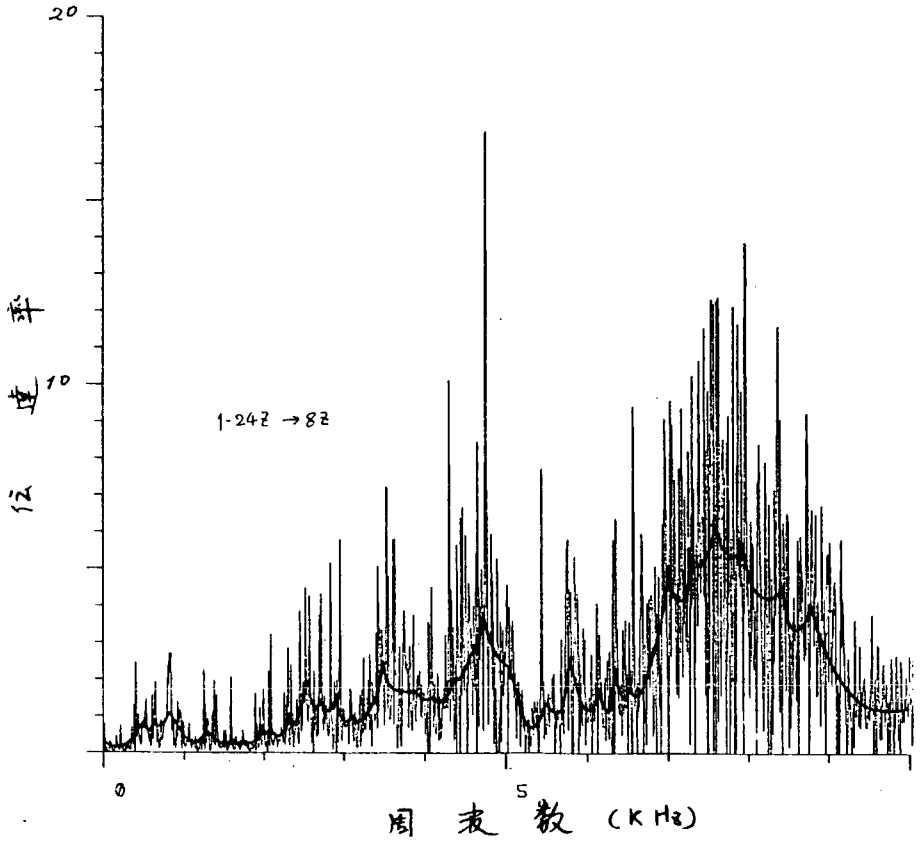


図 6. 4.69　補機台と居室の伝達率（船上試験）
水平形弾性支持，D/G 単機運転の場合

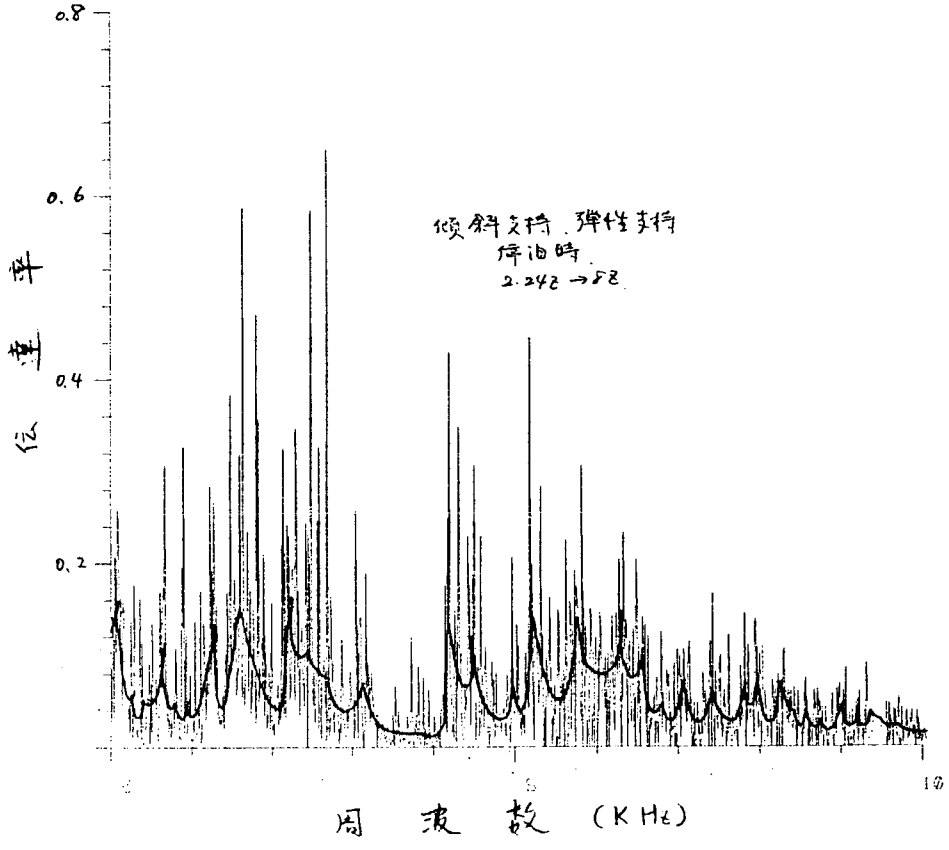


図 6. 4.70　補機台と居室の伝達率（船上試験）
傾斜形弾性支持，D/G 単機運転の場合

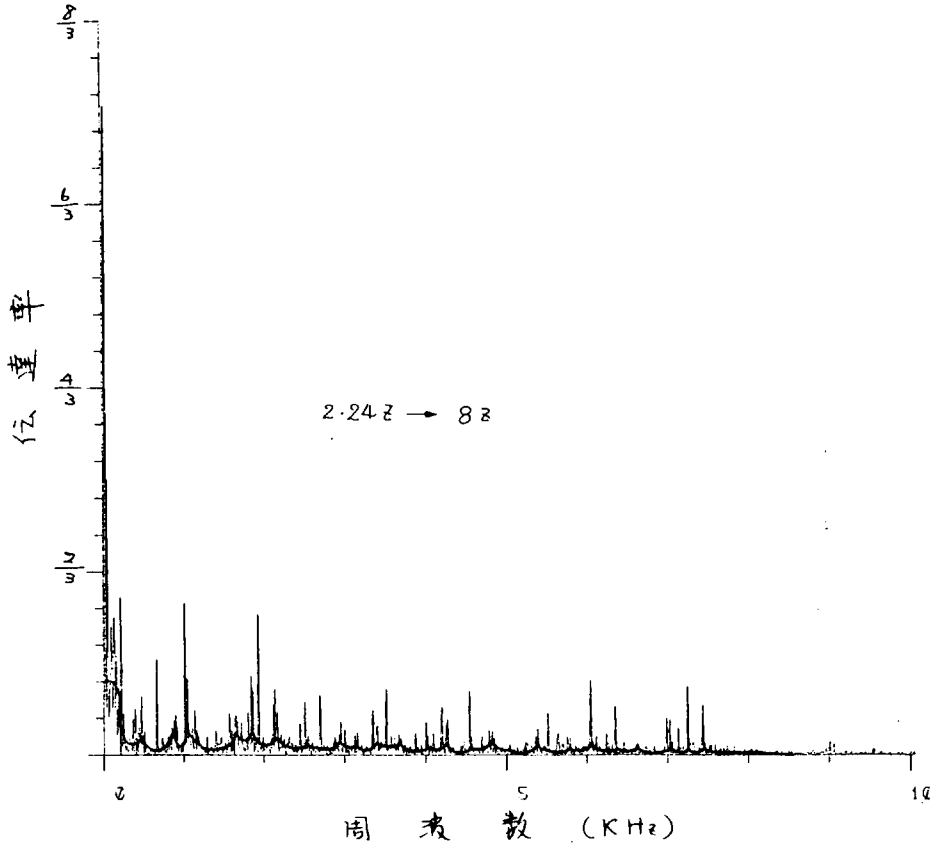


図 6. 4.71　補機台と居室の伝達率（船上試験）
パッド形弾性支持，D/G 単機運転の場合

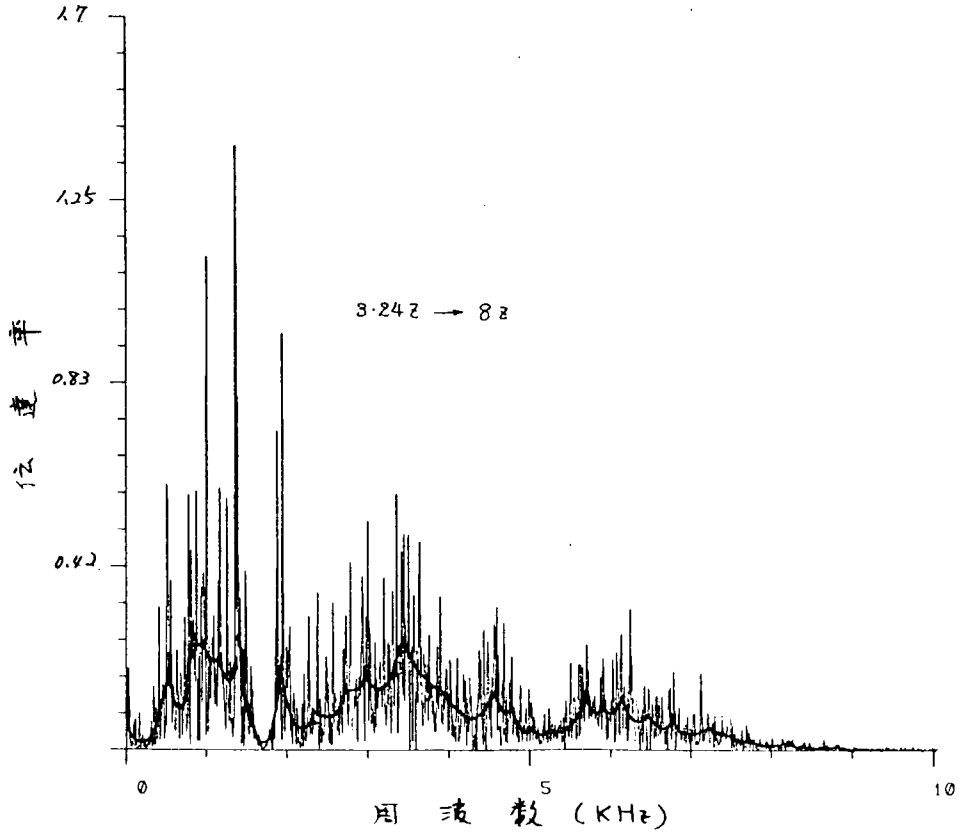


図 6. 4.72　補機台と居室の伝達率（船上試験）
水平形剛支持，D/G 単機運転の場合

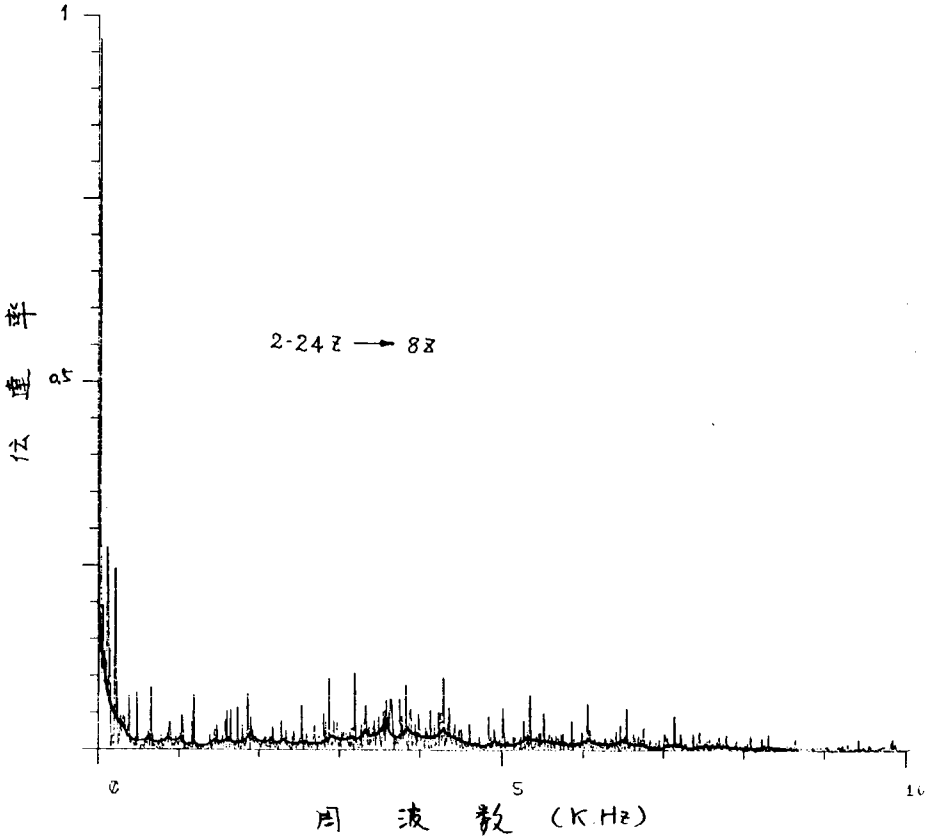


図 6. 4.73　補機台と居室の伝達率（船上試験）
パッド形剛支持，D/G 単機運転の場合

表 6. 4.11によれば，A船C船では機関部制御室および船体中央船首側居室における騒音レベルに対する主機運転による影響は，ディーゼル発電機の支持状態の如何にかかわらず，ほぼ同程度である。

上記から機関部制御室と船体中央・船首側居室に関し下記の事が分かる。

(a)　両室の騒音レベルに対するディーゼル発電機の弾性支持の効果は薄いと考えられる。

(b)　両室の騒音レベルに対する主機運転の影響は大きいと考えられる。

(c)　上記(a), (b)は，両室とディーゼル発電機が離れているためであろう。

表 6. 4. 9　騒　音　レ　ベ　ル

供試船（弾性支持方式）	主機状態	支持状態	① ディーゼル発電機 船首側		② 機関部制御室 中央		③ 代表居室 船体中央船首側	
			dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)
A船（水平形）	運転	剛	101	105	72	86	58	77
		弾性	102	106	72	87	61	84
	停止	剛	99	101	65	75	48	61
		弾性	99	100	65	74	49	61
B船（傾斜形）	運転	弾性	105	110	77	95	61	86
	停止	弾性	104	105	70	79	56	59
C船（パッド形）	運転	剛	101	107	73	92	59	85
		弾性	101	106	71	90	59	83
	停止	剛	99	103	68	84	52	73
		弾性	98	103	69	80	53	74

表 6. 4.10　支持状態による騒音レベルの変化（弾性－剛）

供試船（弾性支持方式）	主機状態	①ディーゼル発電機 船首側		②機関部制御室 中央		③代表居室 船体中央船首側	
		dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)
A船（水平形）	運転	＋1	＋1	0	＋1	＋3	＋7
	停止	0	－1	0	－1	＋1	0
C船（パッド形）	運転	0	－1	－2	－2	0	－2
	停止	－1	0	＋1	－4	＋1	＋1

表 6. 4.11　主機状態による騒音レベルの変化（停止－運転）

供試船（弾性支持方式）	支持状態	①ディーゼル発電機 船首側		②機関部制御室 中央		③代表居室 船体中央船首側	
		dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)
A船（水平形）	剛	－2	－4	－7	－11	－10	－16
	弾性	－3	－6	－7	－13	－12	－23
B船（傾斜形）	剛	－	－	－	－	－	－
	弾性	－1	－5	－7	－16	－5	－27
C船（パッド形）	剛	－2	－4	－5	－8	－7	－12
	弾性	－3	－3	－2	－10	－6	－9

(2)　居住区各点の騒音レベル

図 6. 4.74，図 6. 4.75はC船における海上運転にて，ディーゼル発電機を弾性支持および剛支持とし，主機運転時と停止時における居住区各室の騒音レベルdB(A)を船の縦断面に記入したものである。

両図からディーゼル発電機に弾性支持を施した場合と，剛支持とした場合の騒音レベルの差に関し下記の事が分かる。

(a)　ディーゼル発電機の上方の居室については，上甲板上1層目で5～10dB(A)，上甲板上2層目で4～7 dB(A)の騒音レベルの減少が見られるが，上甲板上3層目ではほとんど減少が無い。

(b)　エンジンケーシング横の居室（ディーゼル発電機の前上方の居室）については，上甲板上1層目で2～3 dB(A)の騒音レベルの減少が見られるが，上甲板2層目以上ではほとんど減少が無い。

(c)　居住区船首側の居室においては，上甲板上1層目にても騒音レベルに変化が無い。

(d)　上記(a)，(b)，(c)より，ディーゼル発電機が機関室内上甲板近くに配置される場合などは，弾性支持を施すことはディーゼル発電機上方の居室の騒音レベルを低下させるのに有効であると考えられる。

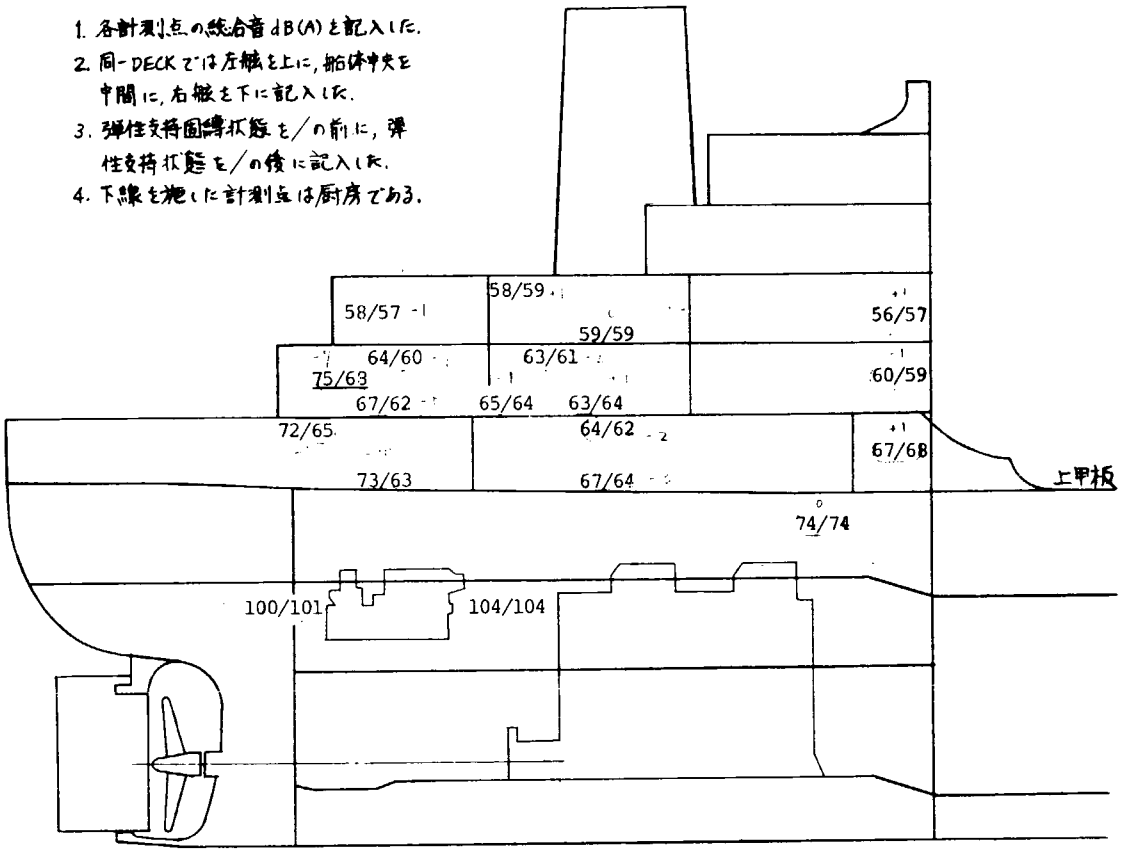


図 6. 4.74　C船騒音レベル計測（主機運転時）

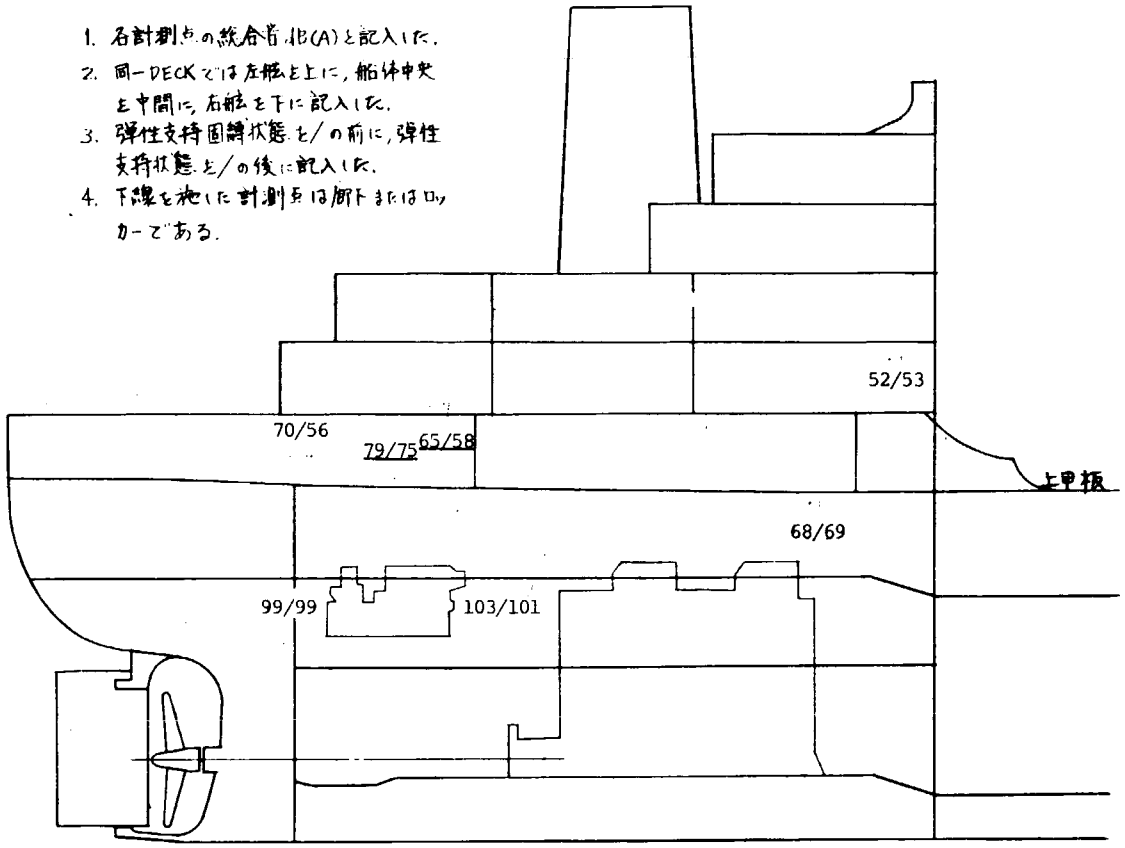


図 6. 4.75　C船騒音レベル計測（主機停止時）

6.5 陸上試験と船上試験の関係

6.5.1 低周波数域振動

(1) 水平形支持

図 6.5.1 に船上試験と陸上試験の比較図を示す。本図は機関中央部，中部のものを示す。15Hzは機関回転数による 1 次の振動である。また 2.5 Hzは主機の回転によるものである。

海上試験では，各周波数ともほぼ一様に 7.5 Hz毎（ ½次 ）の振動が観測される。これは船体を含めた補機台の剛性の差より生じたものと考えられる。振幅のオーバーオールは最大値にて比較できる故15Hzにおける振幅は，海上で約 0.1 ㎜，陸上で約0.01㎜である。

目標固有振動数は，10.7Hzである。この付近での共振はさけてあるが，これ以上の周波数でも海上運転時はレベルが下ってない。

(2) 傾斜形支持

図 6.5.2 に傾斜形支持の船上試験と陸上試験の比較図を示す。本図は機関中央部，中央のものを示す。

海上，陸上での振幅は，それぞれ約 0.1 ㎜，0.01㎜である。

本形式では，防振ゴムの設計は 8 Hzである。この近傍で水平支持程顕著な共振低下は見られないが，これ以下の周波数にあって振幅が増加し，8 Hz以上でもレベルは，水平支持に比べて相当低下しているのが見られる。これは防振ゴムの効果がはっきりと現れておる。

6.5.2 音響域振動

(1) 水平形支持と剛支持の陸上と船上の比較

水平形弾性支持方式と，これを固縛して剛支持とした場合とについて，陸上と船上（ 主機停止の場合 ）における音響域の防振効果をしらべた。

図 6.5.3 および図 6.5.4 は，水平形支持の陸上計測と船上計測における，共通台板と補機台の振動速度レベル

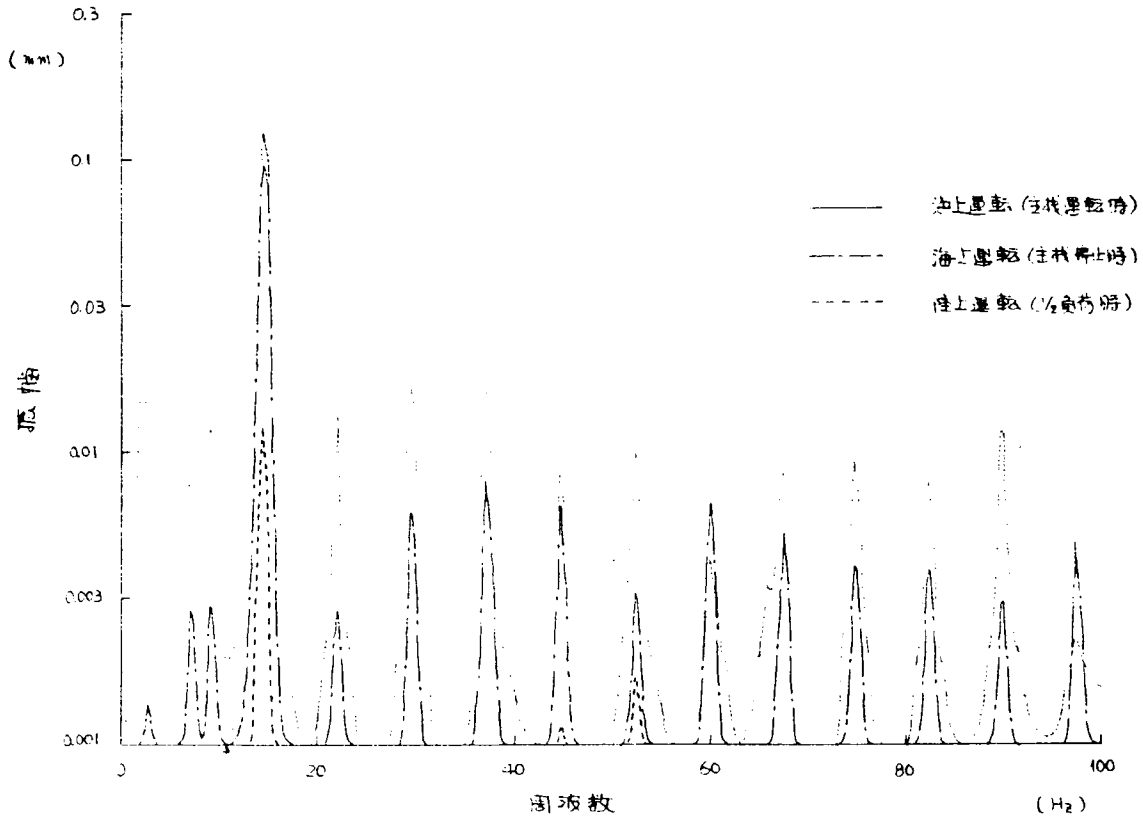


図 6.5.1　水平形支持の船上試験と陸上試験の比較

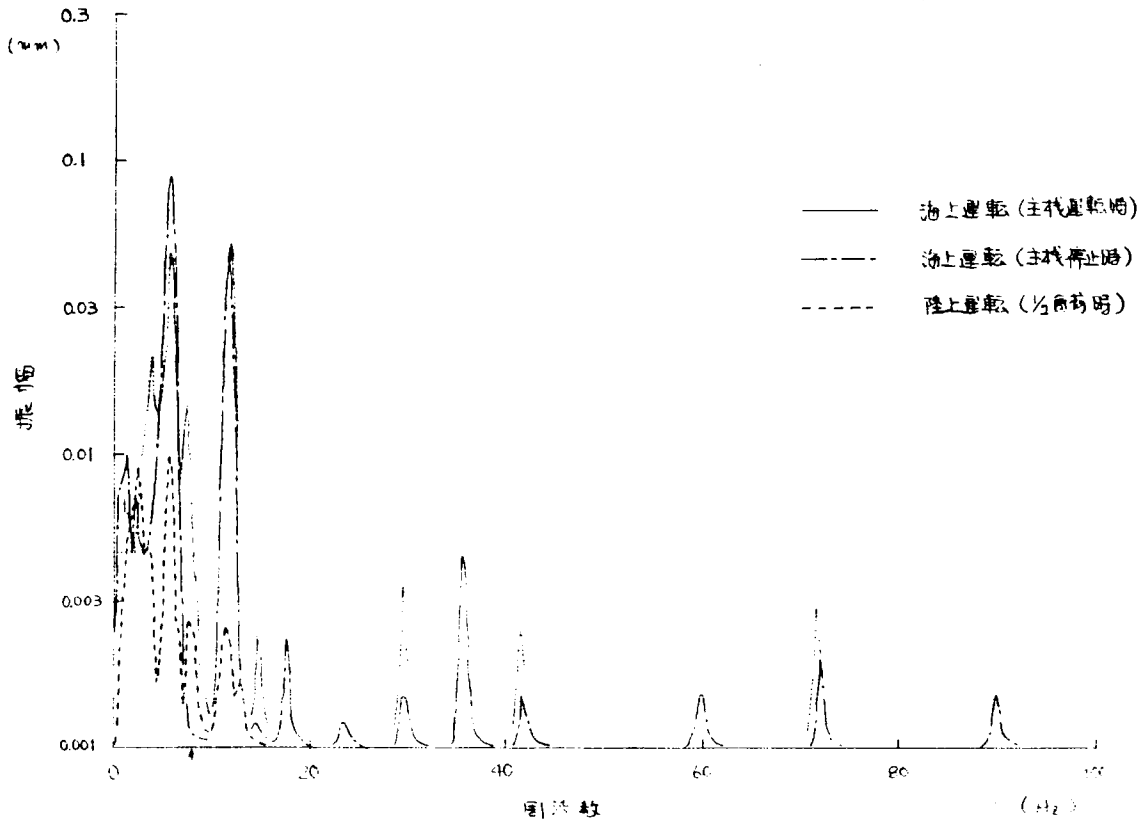


図 6. 5. 2　傾斜形支持の船上試験と陸上試験の比較

をオーバーオール（O.A）値で示したものである。これより陸上の場合は，剛支持にすると共通台板と補機台の振動はほぼ同レベルとなるが，船上の場合には，両者の振動レベルに若干のひらきがある。これは，陸上では共通台板と補機台の固縛が強固であったが，船上の場合には，防振ゴム1箇おきに鋳鉄製ライナを入れて固縛したため，補機台への取付けこわさが若干緩やかであったためと考えられる。

図 6. 5. 3 の陸上計測において，z 方向（上下）は，中央部および発電機側に比べて機関前端の振動レベルが高く，x 方向（船首尾）は，機関前端および中央部に比べて発電機側の振動レベルが低くなっている。これらに対して y 方向（左右舷）は，水平形支持の場合は x 方向と同様の振動分布をとり，剛支持になると z 方向と類似のパターンに変わる。すなわち固縛により振動モードが変化したことがうかがわれるが，船上計測の水平形支持と剛支持の場合にはこのような変化はみられない。これより陸上計測では，補機台の下部構造の取付けこわさが，一様かつ十分に大きいとみなしがたい状態にあったと推定される。

図 6. 5. 5 ～図 6. 5. 7 は，水平形支持における陸上と船上の振動速度のオクターブバンドスペクトルの比較である。発電機側以外の各計測点では，x 方向 y 方向とも陸上と船上の各周波数バンドレベルはよく一致している。しかも共通台板と補機台のレベル差が大きく，弾性支持の効果がよくあらわれている。発電機側の計測点では，陸上計測の場合に x 方向 y 方向とも 1 kHz以上の高周波成分が著しく低減している。これらに対して z 方向（上下）では，各計測位置において，陸上と船上の場合の周波数バンドレベルは，周波数分布は似ているが，レベル差は x 方向や y 方向に比べて大きい。これは補機台の下部構造のこわさが，陸上と船上とで異なることが影響したためと考えられる。

図 6. 5. 8 ～図 6. 5.10は，剛支持における陸上と船上の振動速度のオクターブバンドスペクトルの比較である。x，y，z 方向とも，共通台板と補機台の間の振動レベル差が小さくなり，全体が一体化されて振動する傾向があらわれている。陸上計測の場合，発電機側の計測点で x 方向 y 方向とも，1 kHz以上の高周波成分が低減する傾向は剛支持の場合にもあらわれている。

図 6. 5.11は，共通台板と補機台との振動速度のレベル差をO.A値で示したものである。y方向とz方向では，水平支持および剛支持の場合とも，陸上と船上の結果はかなりよく一致している。x方向について，陸上の水平形支持の場合に発電機側のレベル差が小さいのは，図 6. 5. 5 にみられるように，計測点34 x の低周波成分が計測点33 x とほとんど同レベルにあるためである。

図 6. 5.12～図 6. 5.14は，剛支持から水平形弾性支持に変えた場合の，補機台の振動速度レベルの変化分をオクターブバンドで示したものである。ここに船上計測では，剛支持はNo. 3 D/G，水平形支持はNo. 1 D/Gで計測したもので，据付位置が異なるため正しくは吸振特性を意味しないが，水平形支持に変えた場合の補機台の振動低減傾向はうかがえる。これより水平形支持にすると周波数に対しほぼ一様に20～30dB低減している。ところが以上のレベル差は，図 6. 5. 4 で述べたように，船上計測時の剛支持における固縛が十分に強固とは言えない状態にあったため，見掛け上レベル差が小さくなっている。したがって十分に強固に固縛された場合と比較すれば，20～30dB以上の低減が期待できよう。

以上を要約すれば，水平形弾性支持における共通台板と補機台の間の中心周波数63～ 8 kHzバンドにおける振動速度レベル差は，x方向（船首尾）y方向（左右舷）z方向（上下）とも30～40dBで，陸上運転と船上運転とで防振効果に大きな差はない。したがって剛支持から水平形弾性支持に変えることによって，補機台の振動は，周波数に対しほぼ一様に20～30dB以上の低減が期待できる。いっぽうD/G本体各部の水平方向（ x方向， y方向）の振動は，陸上計測時のオクターブバンドスペクトル分布が，船上の場合にもほぼ一致すると考えてよい。ただし陸上計測時に，外乱がないこと，および運転定盤への据付面などが十分強固であることを要する。D/G本体各部の垂直方向（ z方向）の振動は，補機台の下部構造の剛性のためか，陸上と船上のオクターブバンドスペクトルは，分布は似ているがレベルはかなり異なり，陸上計測結果から船上の状態を予測することは困難である。

(2) 傾斜形弾性支持の陸上と船上の比較

図 6. 5.15は，傾斜形弾性支持における陸上および船上の各部の振動速度をO.A値で示したものである。これより機関各部や共通台紙などの，防振ゴムの上部の振動は， x， y， z方向とも，陸上も船上もほぼ同レベルである。これに対して補機台のO.A値は，多くの計測位置で陸上の場合の振動が大きい。また次に述べるように，その周波数成分に著しい特徴がみられる。

図 6. 5.16～図 6. 5.18は，各計測位置の振動速度のオクターブバンドスペクトルである。ここで機関各部や共通台板の各周波数成分は，陸上の場合と船上の場合がほぼ一致するが，補機台の振動周波数成分は陸上と船上とで大きな違いがある。陸上の場合の特徴は，オクターブバンドの最大値とO.A値との差が大きいこと，つまり63Hzバンドの低域しゃ断周波数45Hz以下に大きなスペクトル成分を有することがわかる。また船上の場合に比べて，とくにy， z方向においてkHz以上の成分が著しく低減している。すなわち陸上計測時の補機台は，45Hz以下の低周波を主成分とする振動をなす。これに対して船上の場合は，O.A値とオクターブバンド最大値との差は小さく，かつ高周波数域も陸上の場合ほど低減しない。

一般に補機台の振動は据付けられた構造物の剛性に影響されるが，船内の補機台付近の構造は陸上の運転定盤に比べて剛性が小さいと考えられる。にもかかわらず，陸上計測時の補機台の振動が共通台板に比べて大きいことは，補機台と運転定盤との固縛が緩やかであったと推定される。

図 6. 5.19～図 6. 5.21は，共通台板と補機台の振動速度オクターブバンドレベル差である。陸上の場合は，前述の補機台下部の取付け状態を反映して，各方向ともレベル差は低周波数域が小さく高周波数域に向って増大し，20～50dBの差となる。船上の場合は，周波数に対して比較的平坦に20～30dBのレベル差となる。

以上傾斜形弾性支持方式では，陸上試験の補機台下部の取付けこわさが，一様かつ十分に大きいとみなしがたい傾向が認められ，船上の計測値との単純な比較は，結果の一般性がそこなわれるおそれがあることがわかった。船上の場合の共通台板と補機台のバンドレベル差は，中心周波数63～ 8 kHzの範囲でほぼ20～30dBとなる。

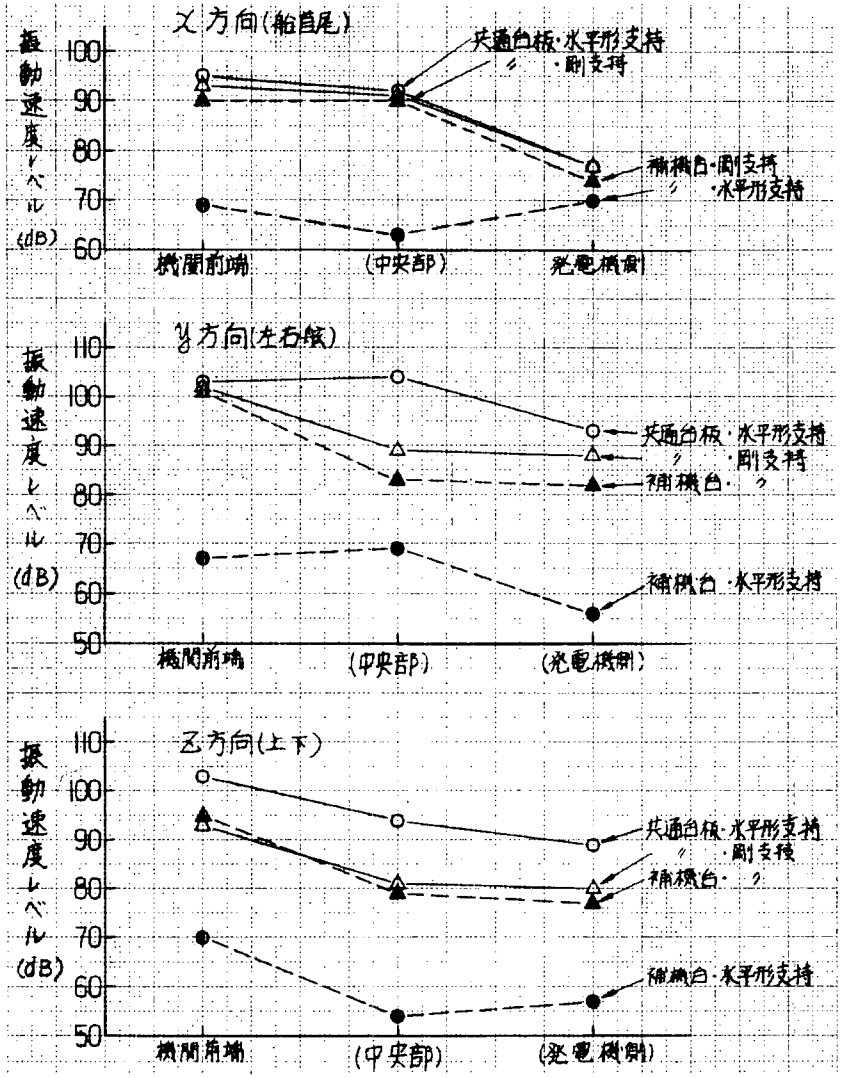


図 6. 5. 3　陸上計測時の共通台板と補機台の振動（O.A）

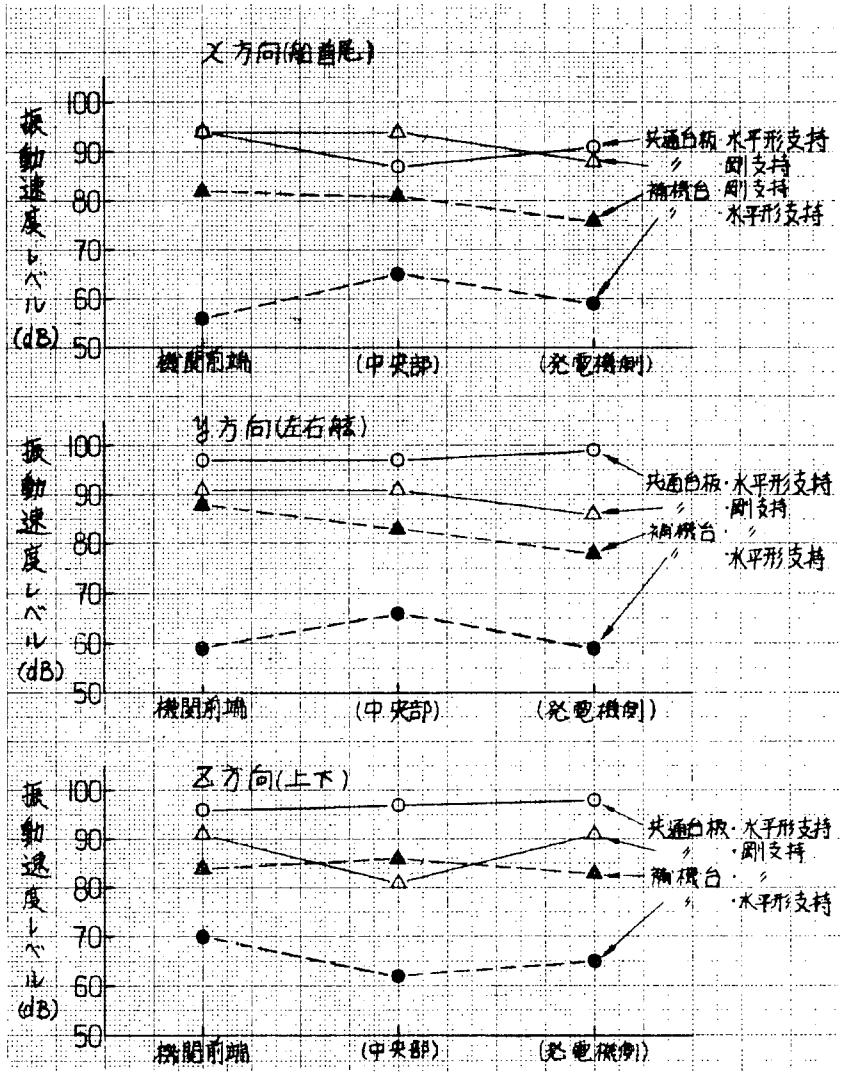


図 6. 5. 4　船上計測時の共通台板と補機台の振動（O.A）

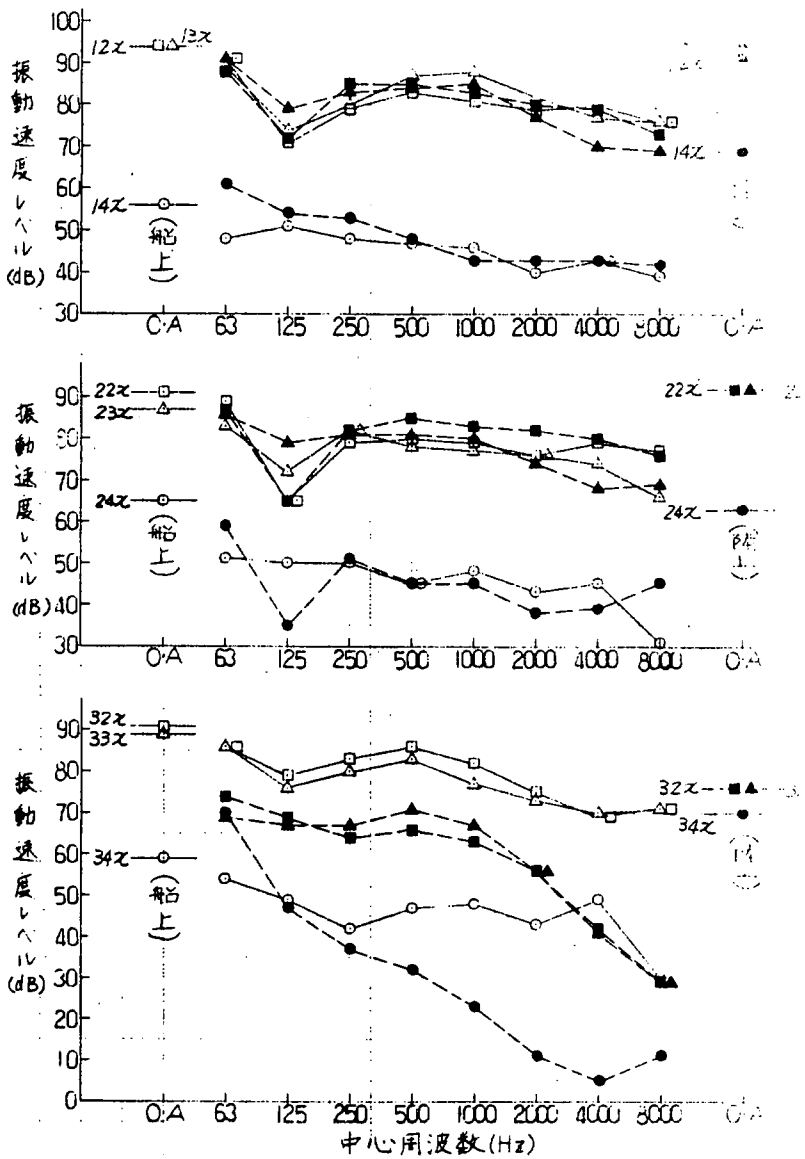


図 6. 5. 5　水平形支持における x 方向の陸上と船上の比較

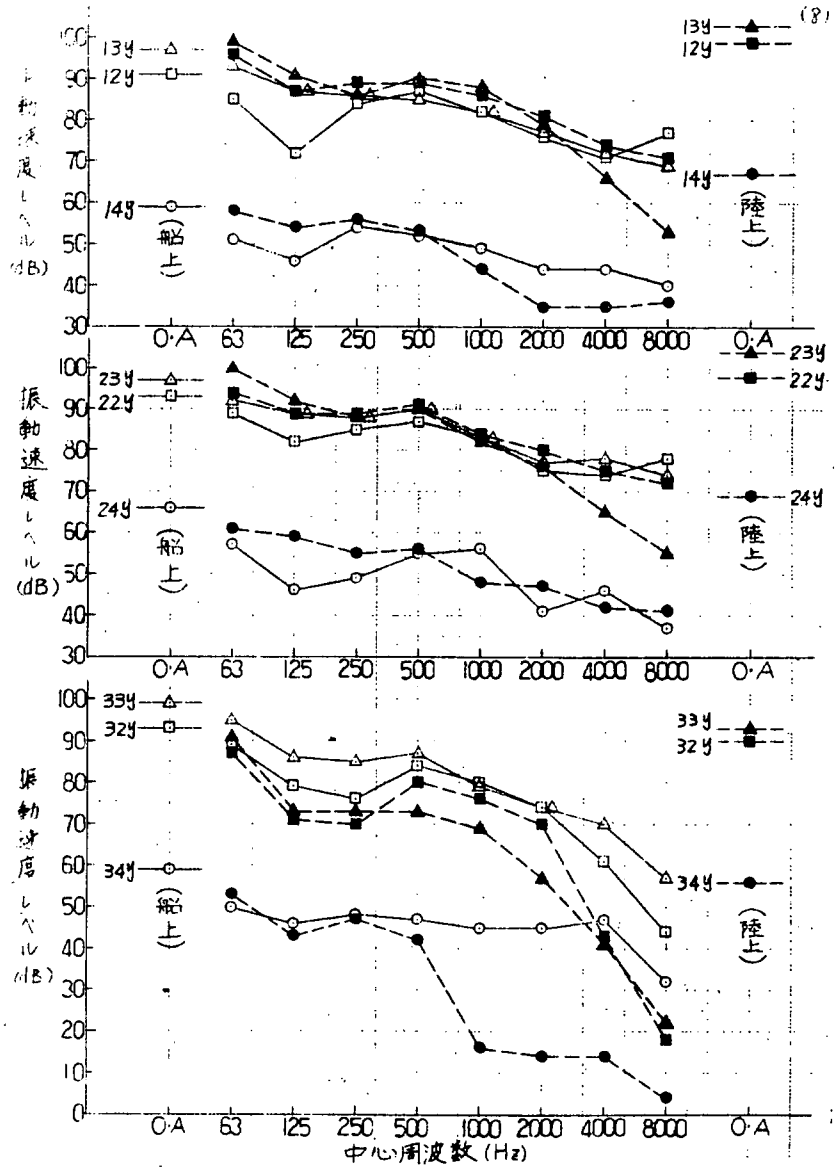


図 6. 5. 6　水平形支持における y 方向の陸上と船上の比較

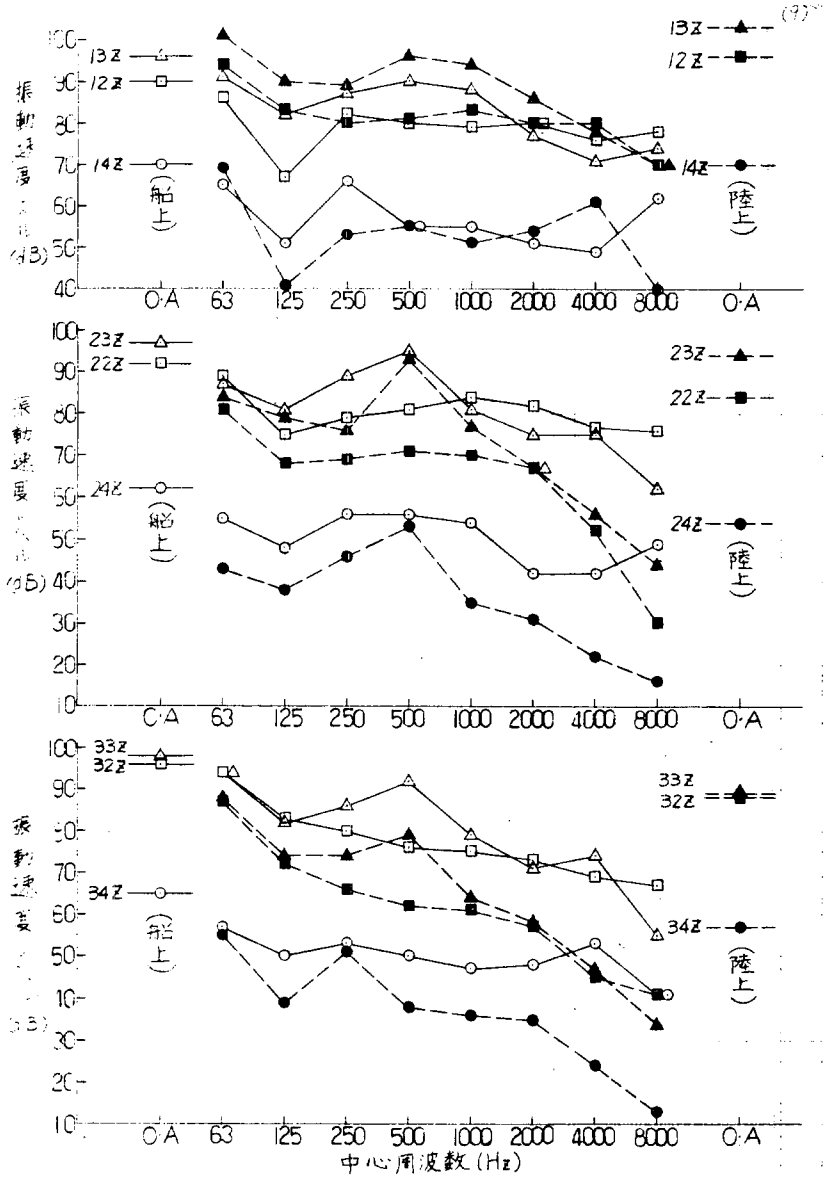


図 6. 5. 7　水平形支持における z 方向の陸上と船上の比較

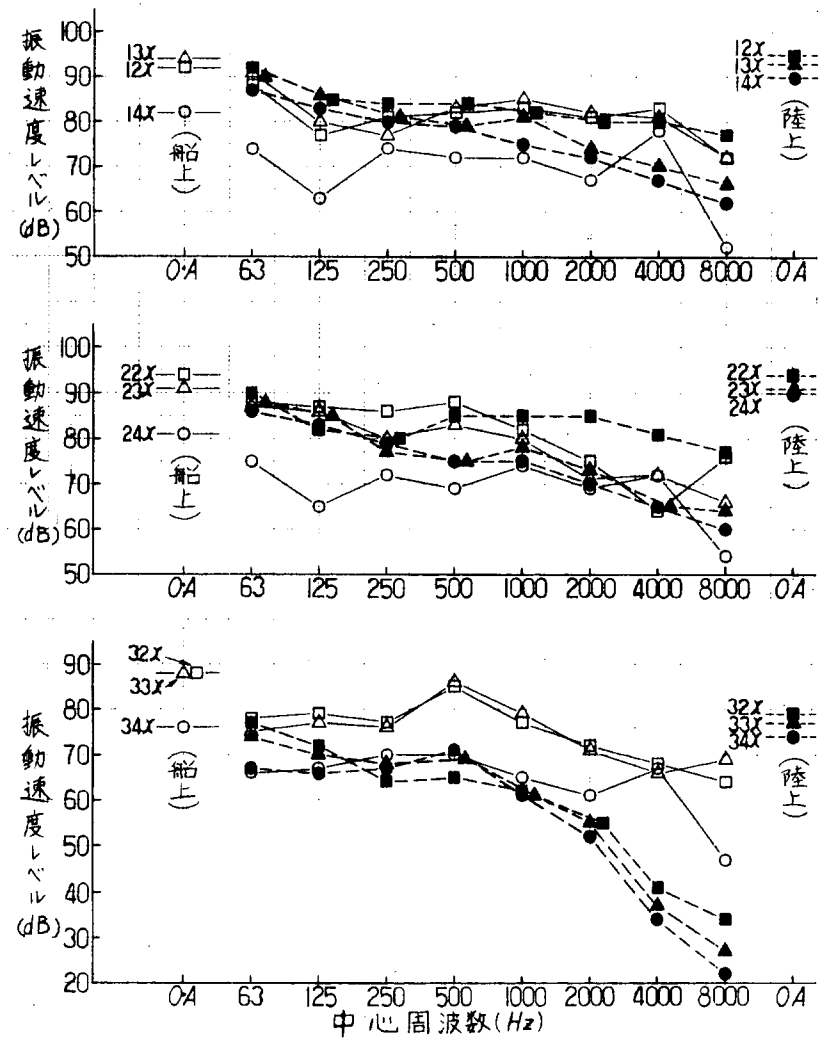


図 6. 5. 8　剛支持における x 方向の陸上と船上の比較

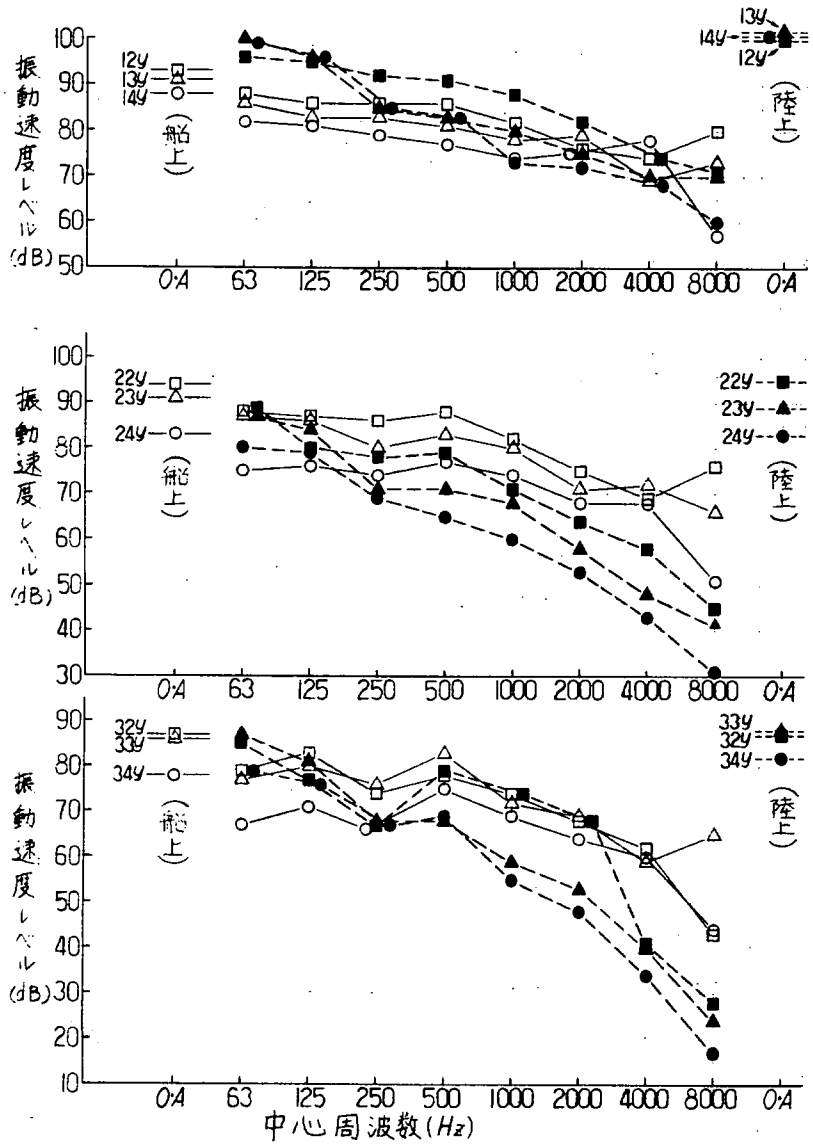


図 6. 5. 9　剛支持における y 方向の陸上と船上の比較

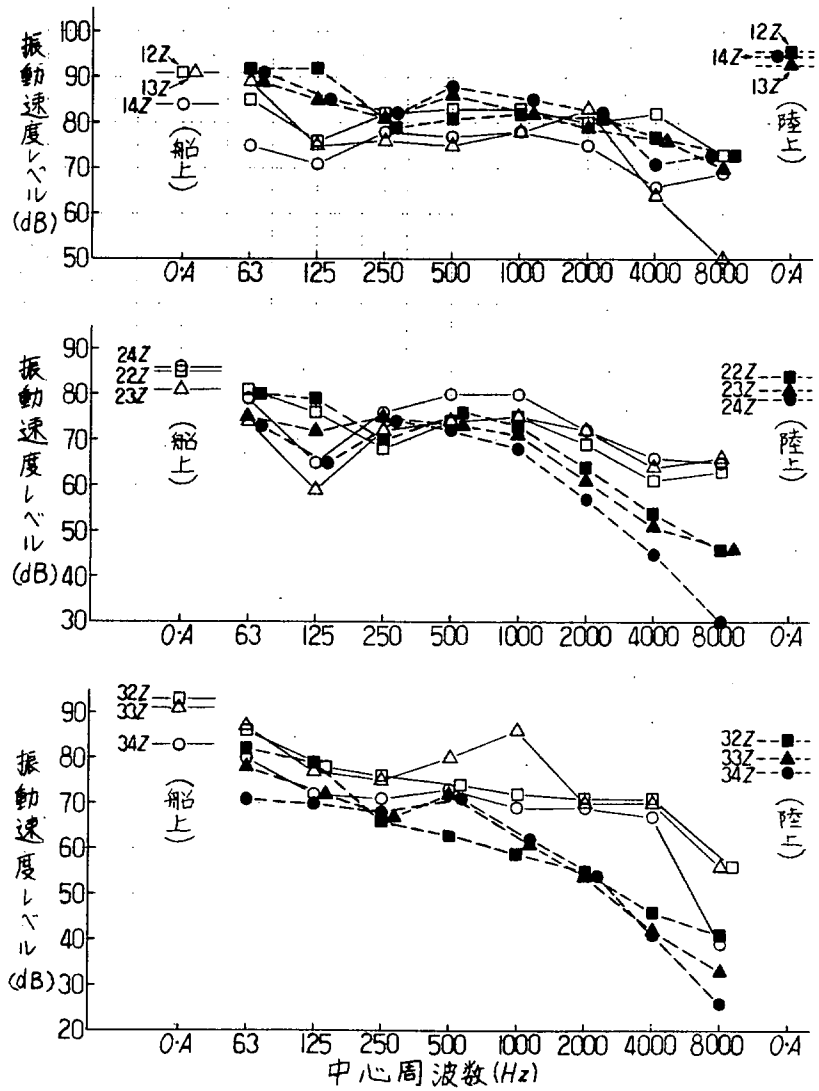


図 6. 5.10　剛支持における z 方向の陸上と船上の比較

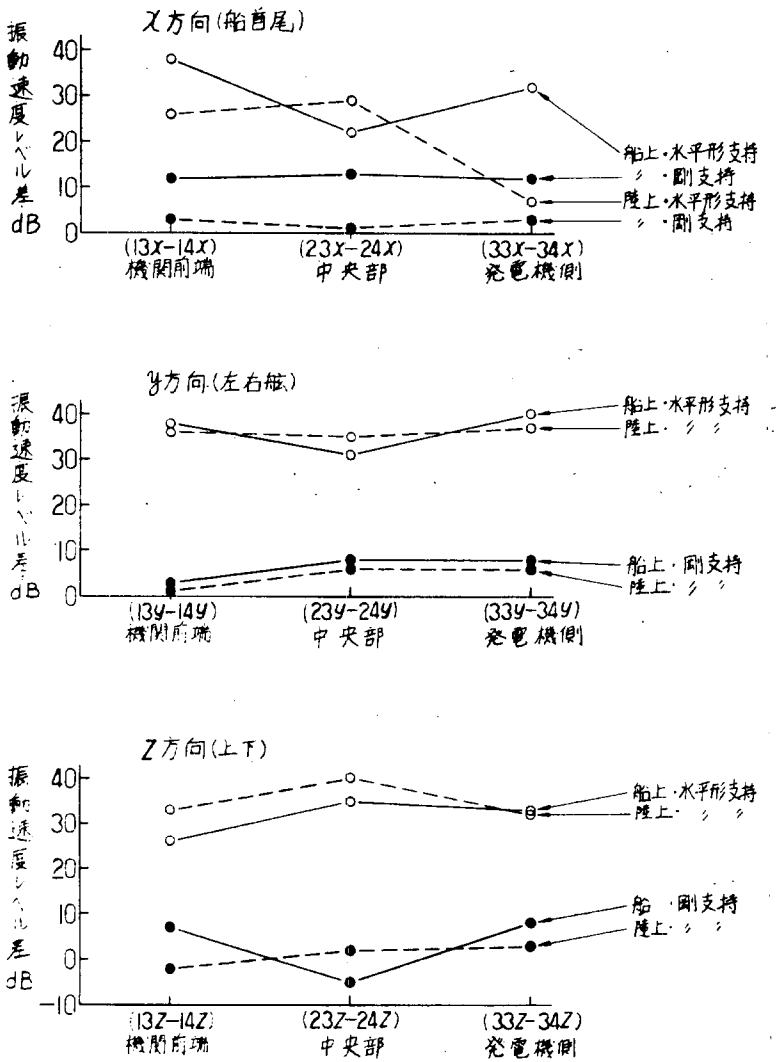


図 6. 5.11　共通台板と補機台の振動速度レベル差（ O.A ）

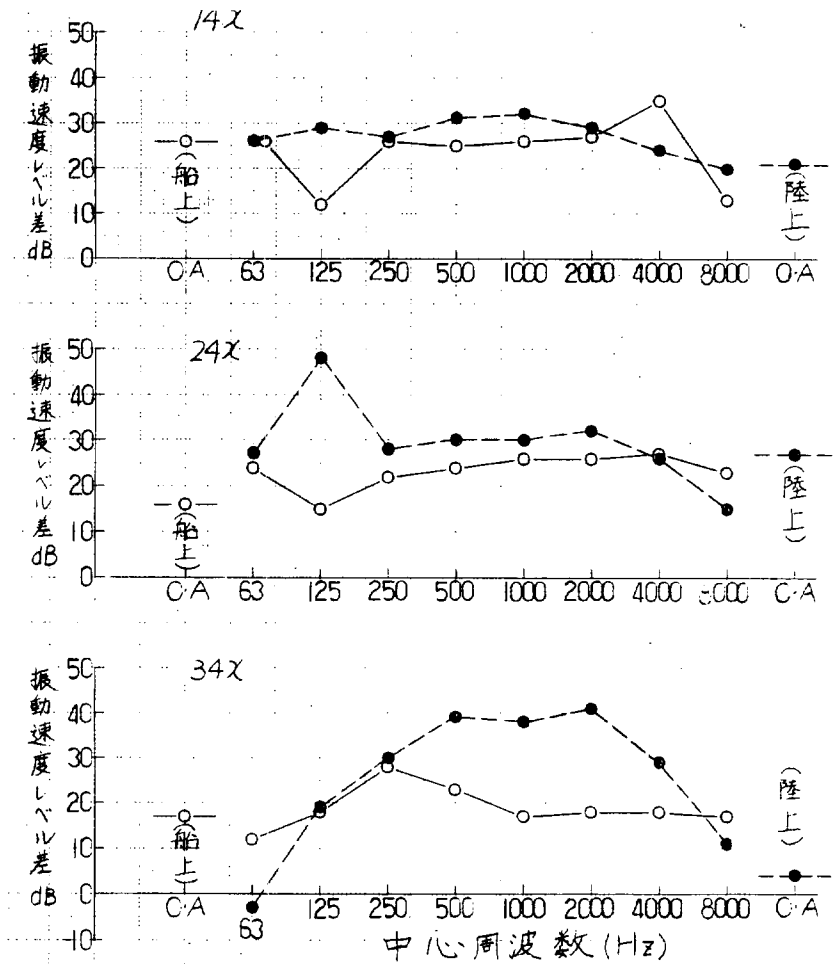


図 6. 5.12　補機台における剛支持と水平形支持の振動速度レベル差（ x 方向 ）

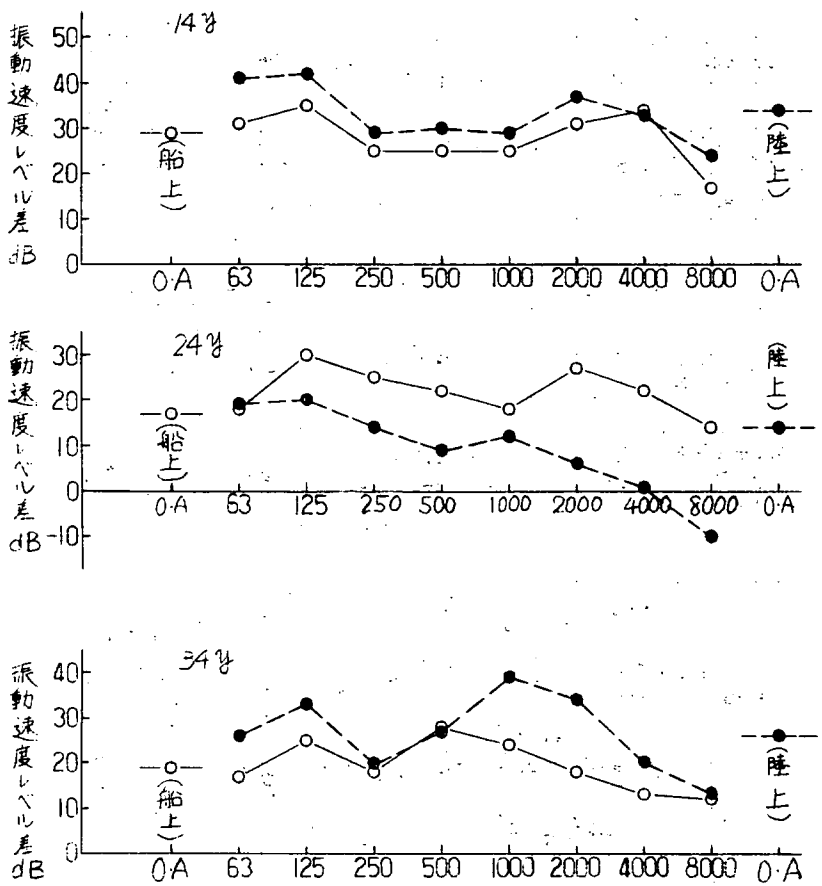


図 6. 5.13　補機台における剛支持と水平形支持の振動速度レベル差（ y 方向 ）

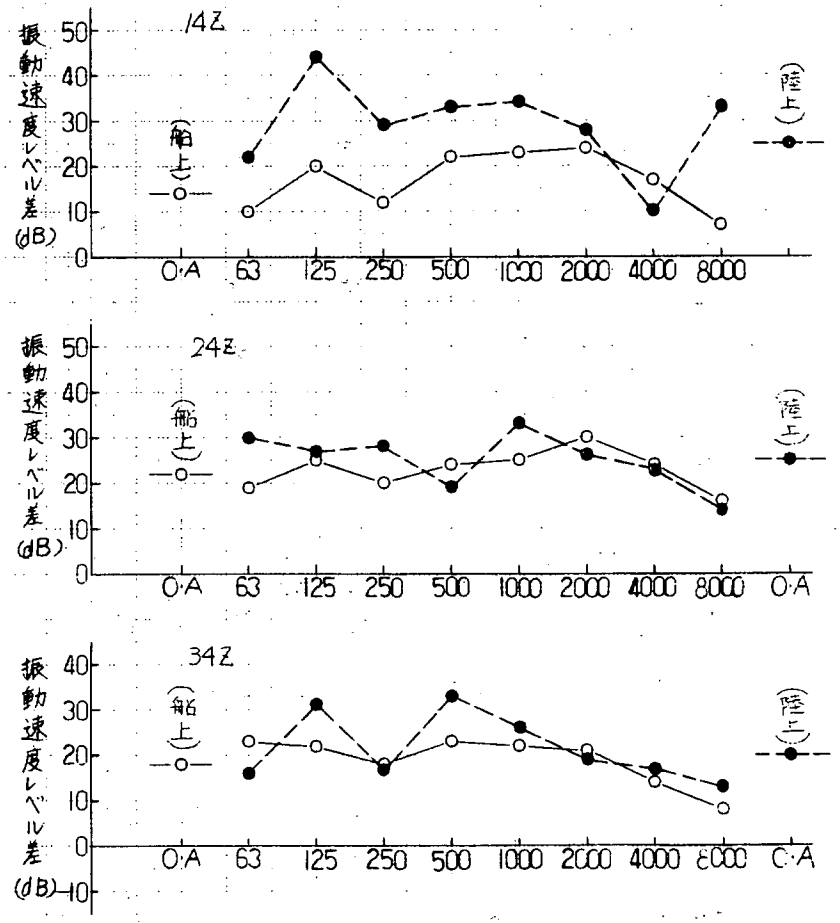


図 6. 5.14　補機台における剛支持と水平形支持の振動速度レベル差（ z 方向 ）

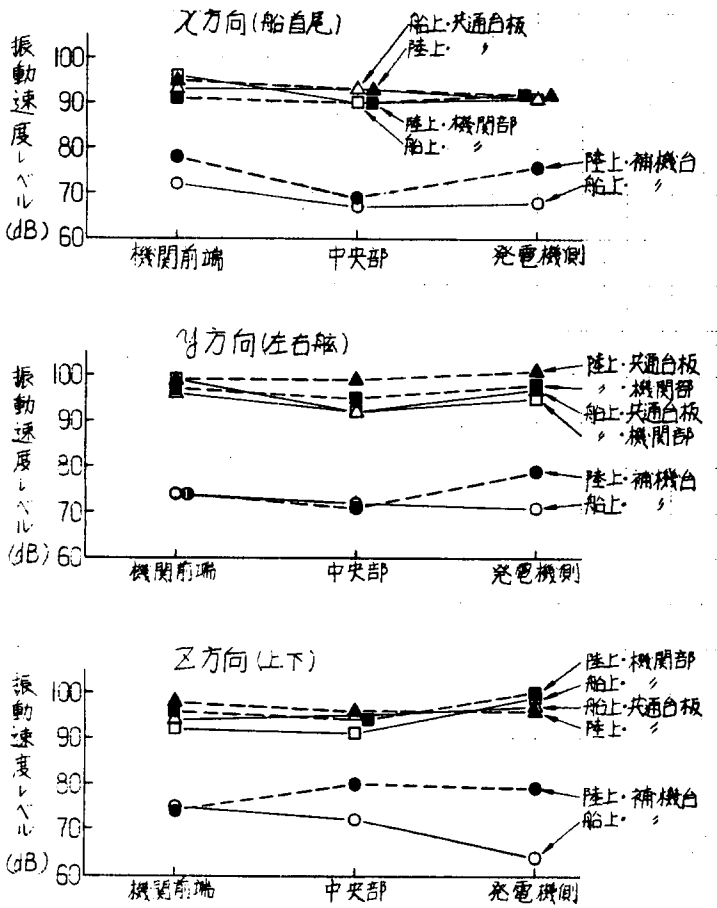


図 6. 5.15　船上及び陸上計測時の共通台板，補機台，機関部の振動速度レベル（O.A）

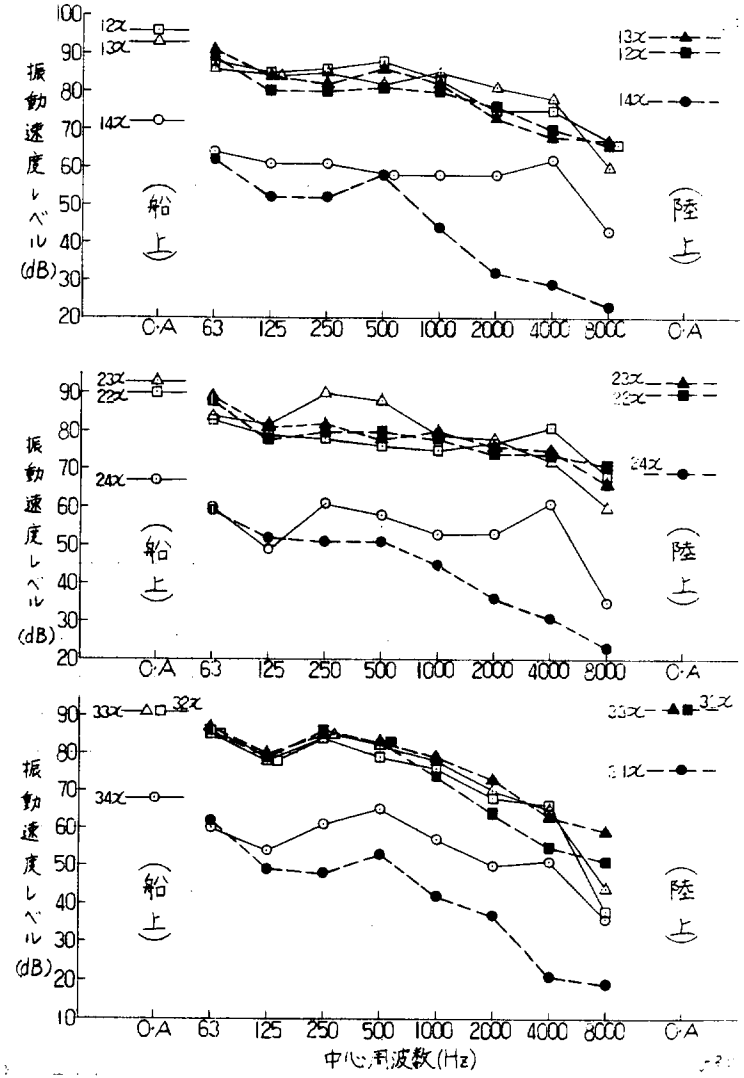


図 6. 5.16　傾斜形支持における x 方向の陸上と船上の比較

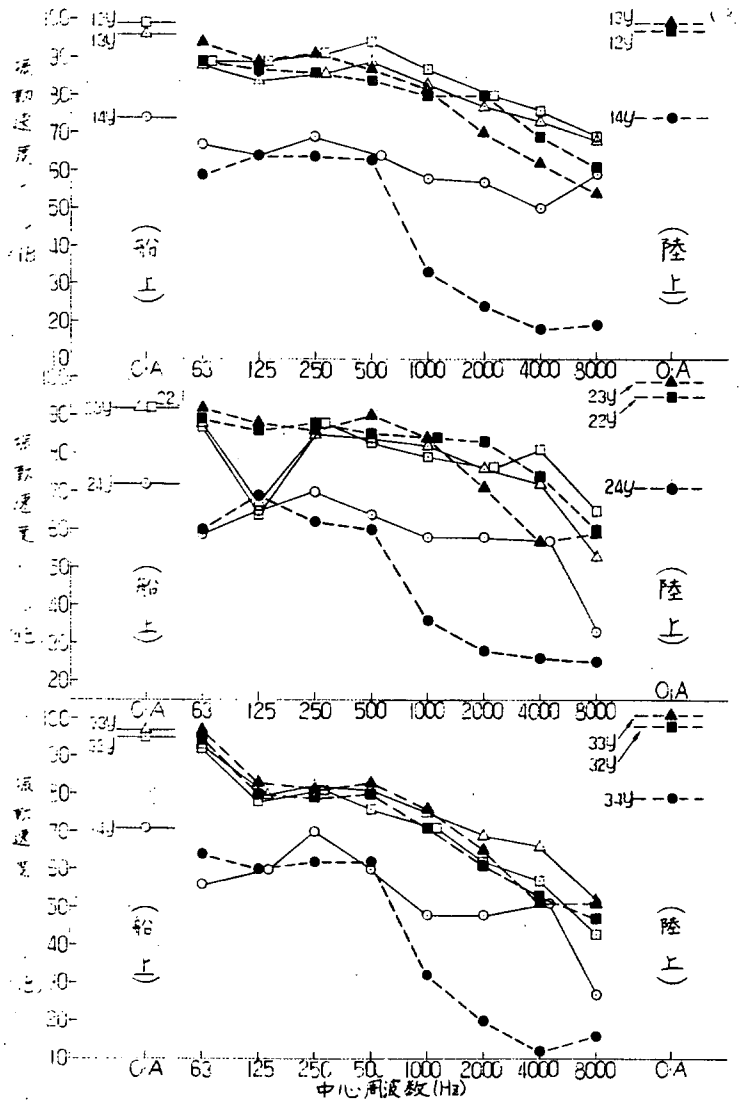


図 6. 5.17　傾斜形支持における y 方向の陸上と船上の比較

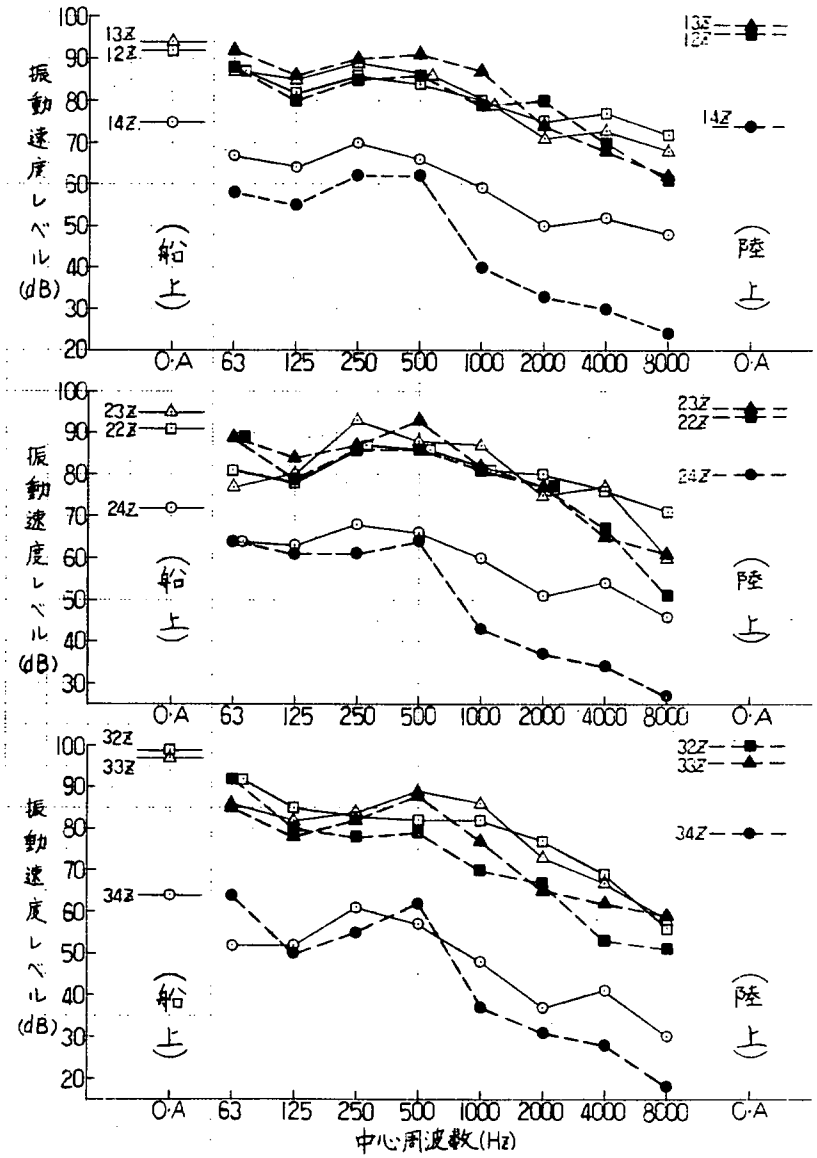


図 6. 5.18　傾斜形支持における z 方向の陸上と船上の比較

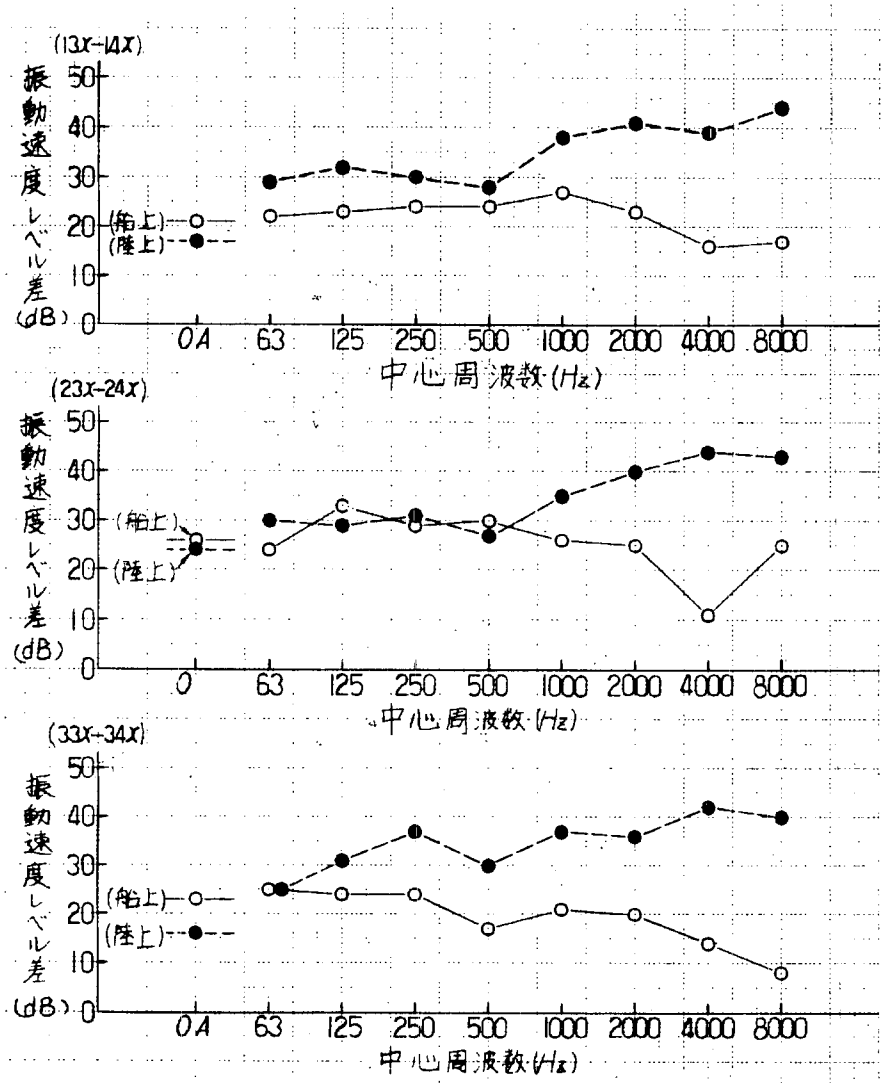


図 6. 5.19　共通台板と補機台の振動速度レベル差 x 方向（船首尾）

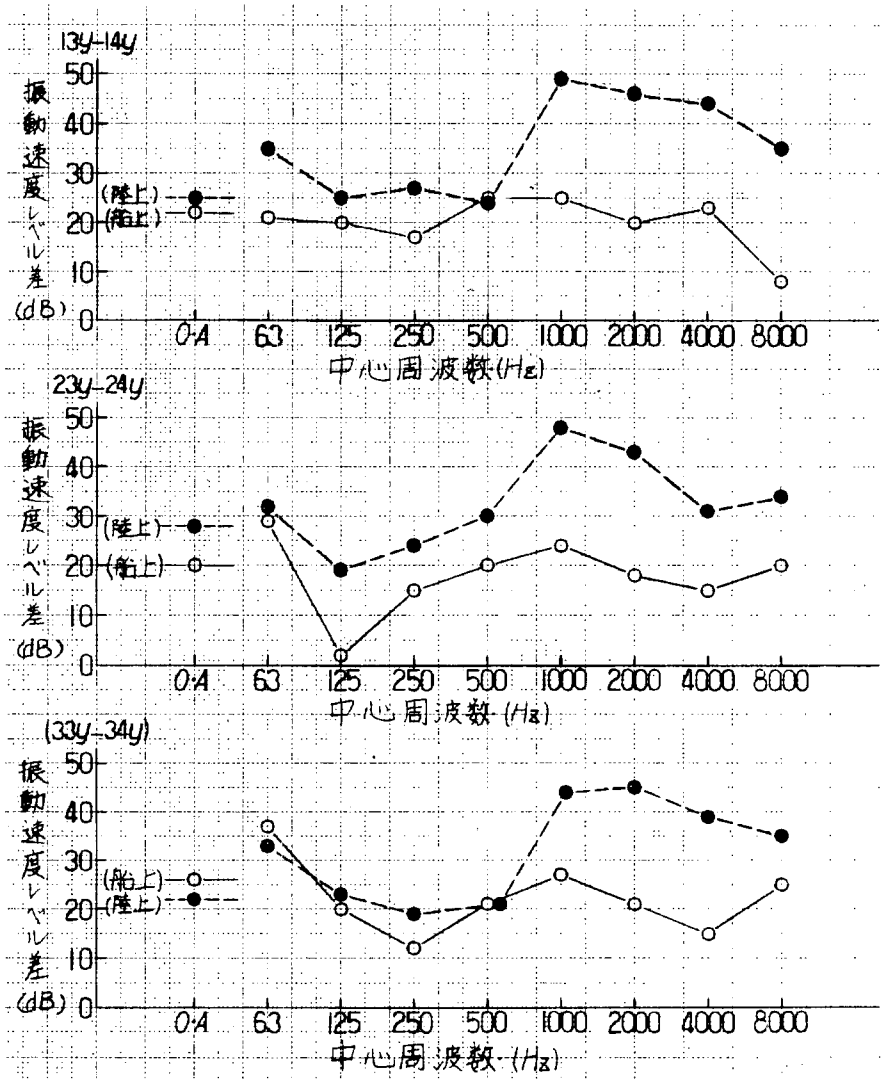


図 6. 5.20　共通台板と補機台の振動速度レベル差 y 方向（左右舷）

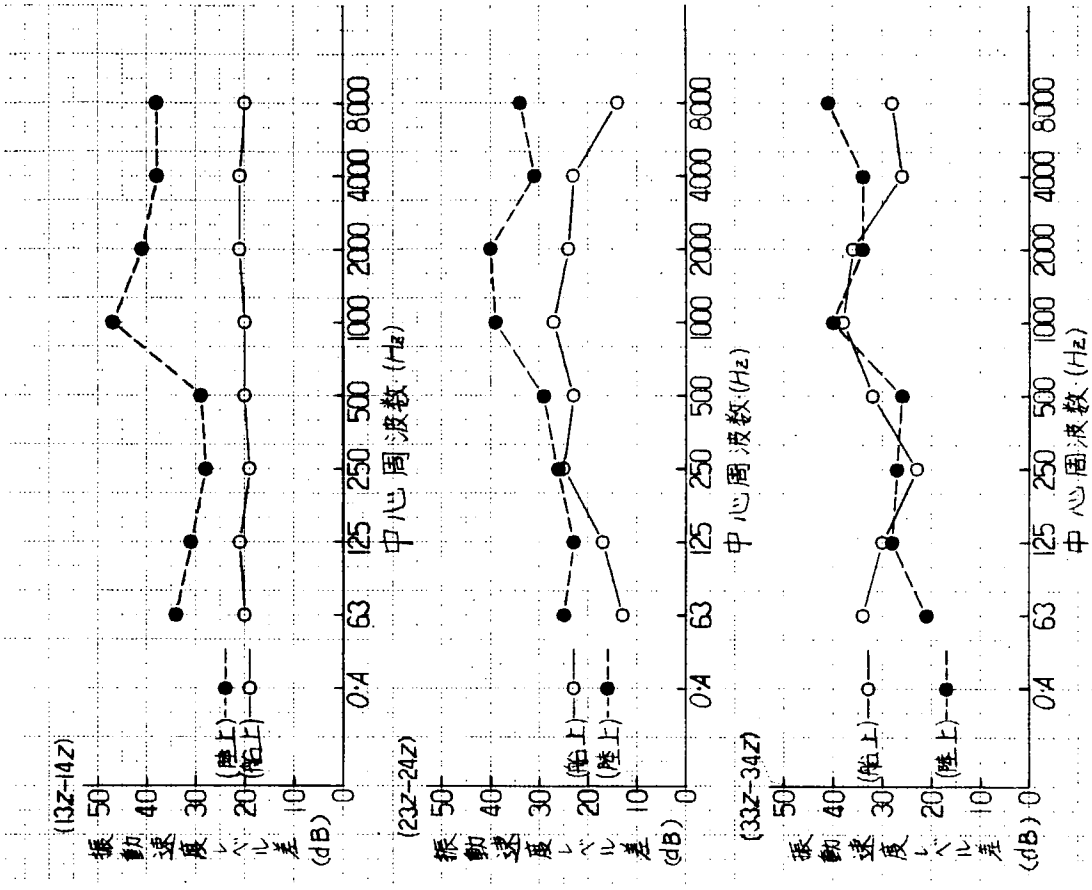


図 6. 5. 21　共通台板と補機台の振動速度レベル差 z 方向（上下）

6.6　ま　と　め

以上の計測結果から総合的にまとめると次の如くになる。

1）機側における支持方式，すなわち水平形，傾斜形，パッド形の各支持方式の効果はいずれもあるが，優劣の差はパッド形を除いて傾斜形，水平形は付け難い。

2）起動・停止動作時の振幅は低周波数域でやや大きいものもあるが，通常運転時はいずれも振幅は小さいので問題ない。さらに主機関連機器からの共振も生じてない。

3）低周波数域・音響域共，陸上と船上試験とで防振効果の大きな差はない。

4）通常航海時の振動・騒音レベルは主機関連機器のものが大きいのでディーゼル発電機による影響度は少ない。

5）遠隔地（居住区，機関制御室）における騒音・振動速度レベル差はD/Gを弾性支持しても，しなくても変化ないが，D/G直上の居室の騒音レベルを下げるのに有効である。但し，その影響範囲はD/G上方の2層の居住区までである。

本章 6. 4. 3 でも述べたが，遠隔地へ対する影響で特に船体を通して伝達する場合の減衰について，今後より深い検討がなされる必要があろう。

6.7　今後の問題点

1）発電機関よりの固体音の伝達損失の究明

理由　発電機関を防振支持してもしなくても発電機関単体運転では機関制御室，居住区の騒音は今回の実験では変化しない。但し発電機関を据付けた直上またはその2層上のデッキ位までは効果があるので伝達損失がどの様になるか不明のため。

2) 発電機関防振支持形式の傾斜形，水平形の優劣の究明

理由　一般的に発電機関メーカーでは傾斜形を採用するのが多いが，今回の研究では傾斜形，水平形の優劣の差がつけにくい。水平形の方が価格的にも安価であるので優劣の差をつけたい。

3) 主機関よりの固体音の伝達経路の究明

理由　通常航海時発電機関を防振支持しなくても主機関から来る固体音が大きい。従って主機関の固体音の伝達経路を究明すべきである。

7. 機関室内単体機器の空気音対策の研究

今日の各国騒音規制値を満足するために機関々係の空気音源として減音対策に配慮しなければならない主要機器は，昭和50年度ＳＲ 156 報告書の８章で調査しているように(1)主機関，(2)発電機関，(3)各種ファンである。

本章では前年度に引き続き前記三機器を主体として研究調査した空気音対策および船橋居住区の騒音分布について報告する。

7.1 単体機器減音対策

主機関については本年度もアンケート調査を通じて，騒音対策機と無策機の騒音，および周波数分布を比較し，各種対策による主機周辺の減音状態を研究した。発電機関については前年度の研究を継続し船橋およびウィングの騒音レベルに影響のある排気音の減音対策の一環として，実物大消音器を試作，その減音性能を分析し，今後の消音器設計に一つの方向を示した。又，ファンについては補助ボイラ用強圧送風機の減音対策実施例について述べる。

7.1.1 主機関の空気音減音対策

ここに揚げた資料は51年度に行われた，主機関陸上運転騒音計測結果をもとにまとめたものである。

(1) 蒸気タービン主機

蒸気タービンの騒音レベルはディーゼルに比べ出力に関係なく，10～15 dB(A) 低い値となっており，各タービンメーカとも騒音対策にはディーゼルメーカほど必要にせまられていないのが現状である。従って騒音対策施行例は少なく，51年度に至ってはタンカー船の激減により対策施行タービン主機は皆無であった。しかし，50年度のアンケートで示されていた大阪製鎖に於ける（財）日本舶用機器開発協会との共同研究※が発表されている。それによると対策は歯車室ケーシングを二重構造とし，外板にダンピング材を用いその結果，単独無負荷試験では全体レベルで６～13 dB(Ｌin）の減音効果を上げているが，実船による騒音計測では歯車の噛合い周波数による歯車騒音で最高 14 dB の減少を示しているものの，機関室内の環境騒音の影響が大きく，機関室内の騒音を低減させるまでには至っていない。

(2) ディーゼル主機

ディーゼル主機における騒音対策は各メーカとも過給機に重点を置き対策例が一番多くなっている。51年度に於ても低速ディーゼル５台，中速ディーゼル２台の騒音対策を施行した主機があり，全て過給機に対するものであった。その中でもブロア側に対するものが多く，ブロア渦室の防音ラッギングが最も一般的で広く施行されている。ここでは低速ディーゼルと中速ディーゼルに分け，これらの騒音対策と計測結果について対策機と無対策機を比較して述べることにする。

(a) 低速ディーゼル

(イ) Ａ 社

(i) 対策主機および無対策主機

6UEC 52/105D

6,200 PS × 175 rpm

過給機

MET 450×2 sets

※ 参考文献（財）日本舶用機器開発協会：減速装置の消音器，新しく開発された舶用機器，海洋開発機器，1976年６月発行。

(ii) 騒音対策

- 過給機ブロア吸込口に消音器設置。※
- 機関室床板およびその支柱構造変更。
- 排気管防熱ラッギング厚さ変更のうえ，防音ラッギングに変更。
- 排気中伸縮接手部およびシリンダーカバー出口部に防音ラッギング実施。
- 空気吐出管にラッギング施行。
- タペットクリアランス調整。

(iii) 計測器

NAGRA IV－SJ BK4133 Mic

(iv) 計測結果

図 7. 1. 1 に各計測点における 100 %負荷時での騒音対策機と無対策機の騒音レベル比較する。この図により対策機は無対策機より過給機横計測点⑫⑬において 10 dB(A) 排気弁上計測点⑩において 9 dB(A) その他クランク室周辺計測点②③は 3 ～ 4dB(A)各々減音している。

図 7. 1. 2 に示すように対策機の騒音レベルは過給機横計測点⑬の例外を除いて負荷の増加にともない上昇している。過給機横計測点⑬の85%と 100 %負荷時の逆現象は過給機特有のカルマン渦の影響によるものである。

次に周波数分析を観察してみると図 7. 1. 3 に示すように主機下段計測点①においても対策機と無対策機の差は大きくはないが高周波域の低下がある。

図 7. 1. 4 で主機下段カムシャフト側計測点②と過給機側計測点③を比較すると対策機の効果は高周波域過給機側で大きい。

図 7. 1. 5 に排気弁上計測点⑩過給機横計測点⑬の周波数分析を示す。この図によると過給機付近で高周波域において 10 dB の減音があり，この効果は過給機単独テストの結果とよく合致している。

動弁機構よりの騒音は 500 Hz 近辺であり排気弁上計測点⑩の結果より明らかなように対策機の方が 7 dB 減音している。これはタペットクリアランス調整による効果である。

図 7. 1. 6 に過給機側主機中段計測点⑥の周波数分析を示す。主機周辺で一番大きな騒音値を示す主機中段過給機近辺は過給機に起因する 5,000 Hz における 96 dB の騒音および掃気マニホールドや空気冷却器の放射音の影響を受けている。

過給機主機中段計測点⑥の騒音レベルが過給機横計測点⑬よりも過給機に起因する高周波数の影響をより強く受けていることは掃気マニホールドや空気冷却器の防音ラッギングを十分実施すれば，さらに減音する余地のあることを示すものである。

(ロ) B 社

(i) 主機および過給機型式

対策主機	無対策主機
6RND68M	6RND68
11,400 PS × 150 rpm	9,900 PS × 150 rpm
過給機 VTR631－1	過給機 VTR631－1

(ii) 騒音対策

過給機渦室及びフランジ部ラッギング施行

※ 参考文献 三菱重工㈱MET 過給機用新消音器，三菱重工技報，VoL 13. No 1 (1976－1)

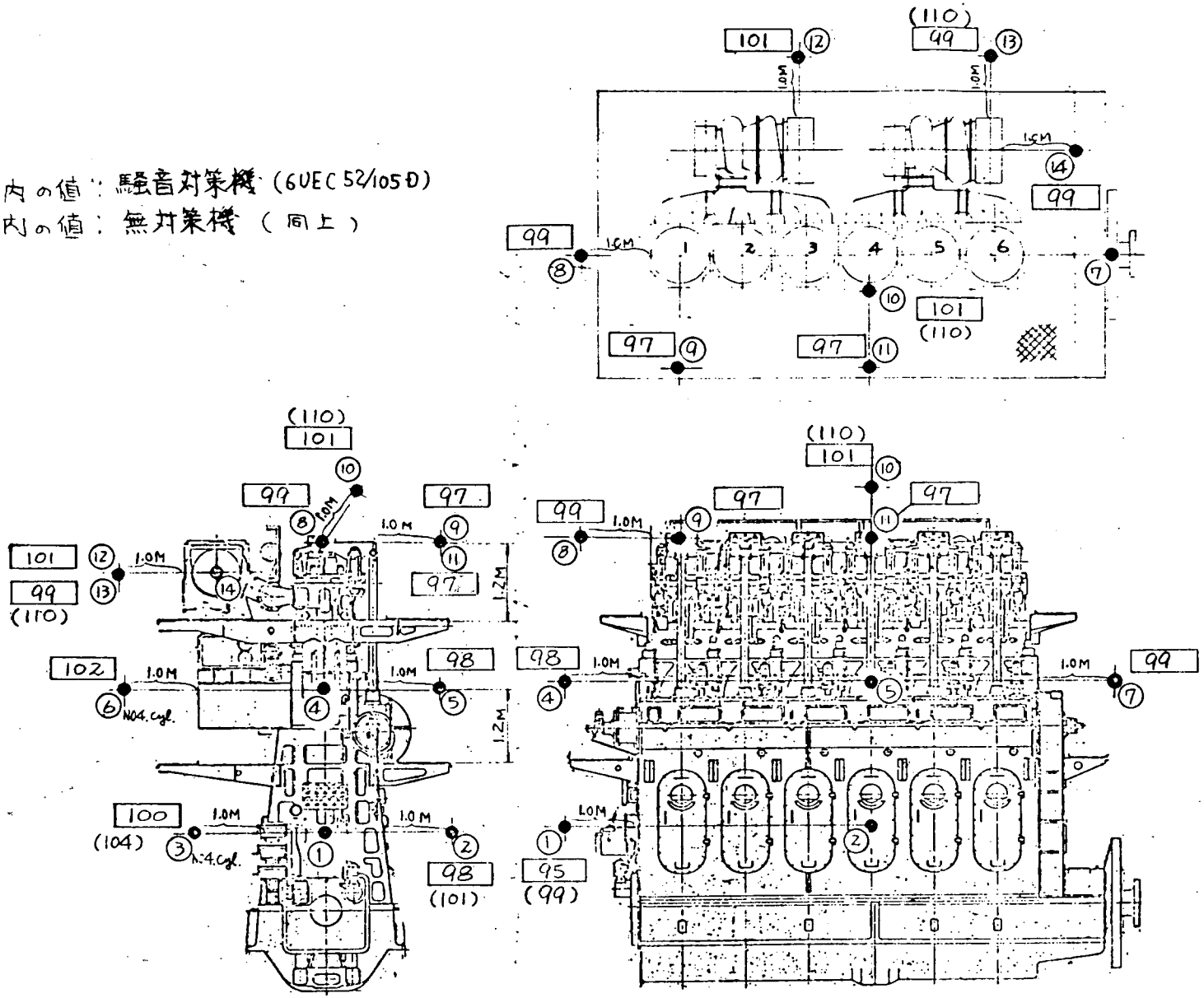


図 7. 1. 1　計測点および 100 %負荷時の騒音レベル dB(A)

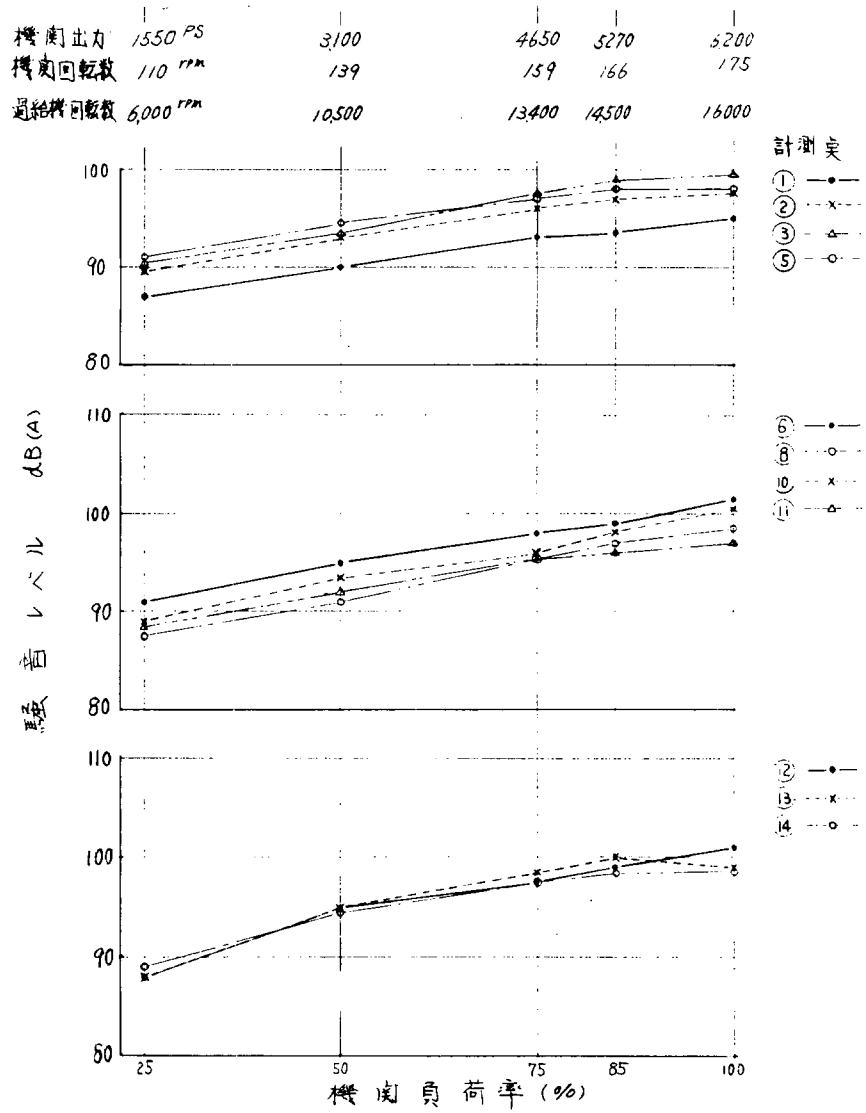


図 7. 1. 2　陸上運転時対策機騒音 レベル

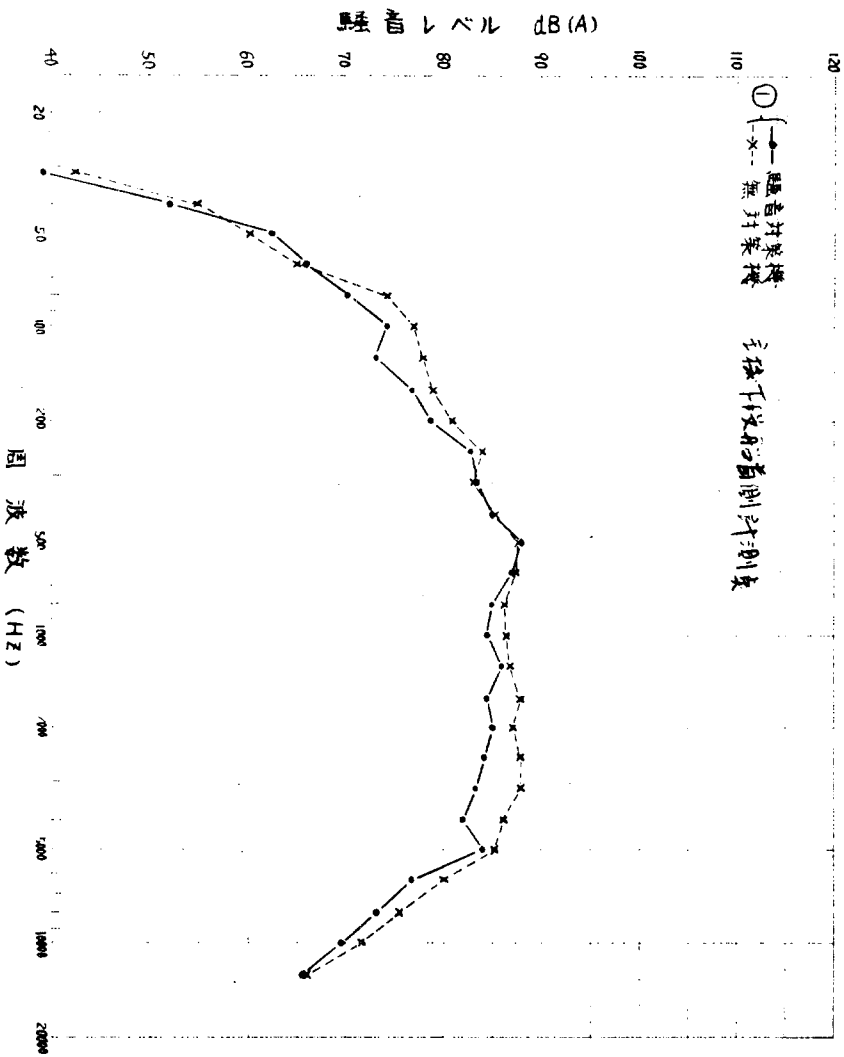


図 7. 1. 3　計測点①の周波数分析

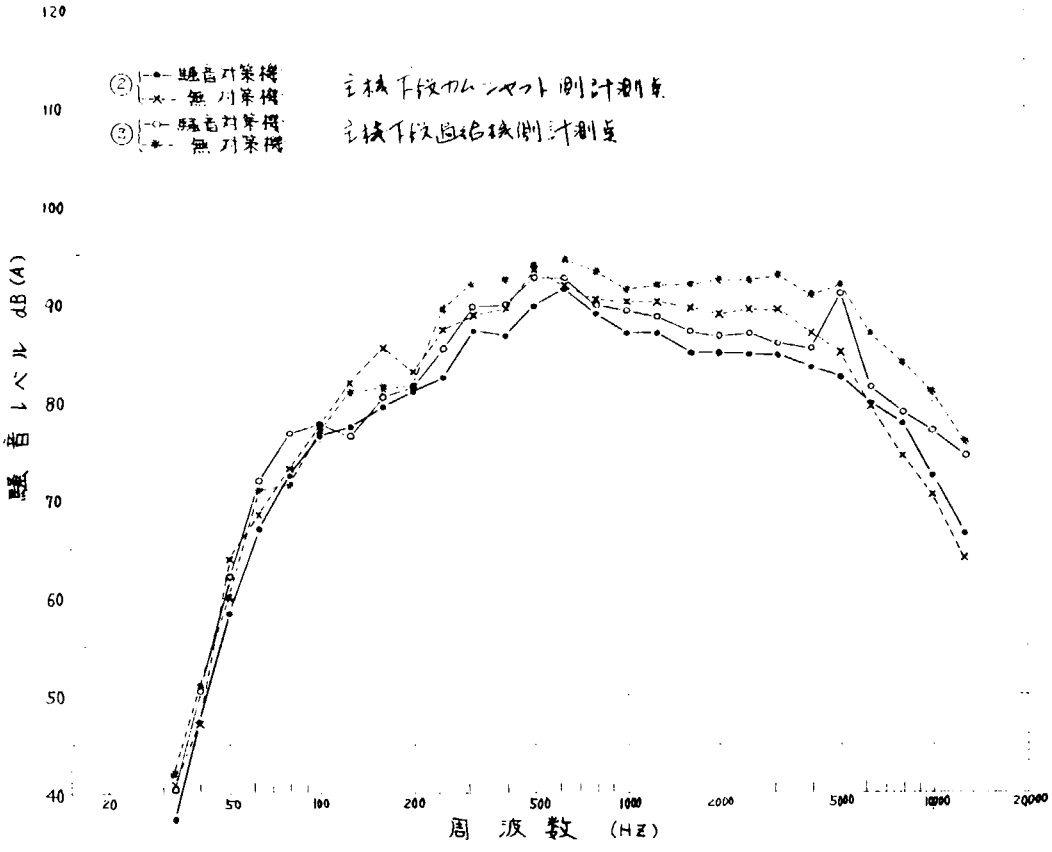


図 7. 1. 4　計測点②，③の周波数分析

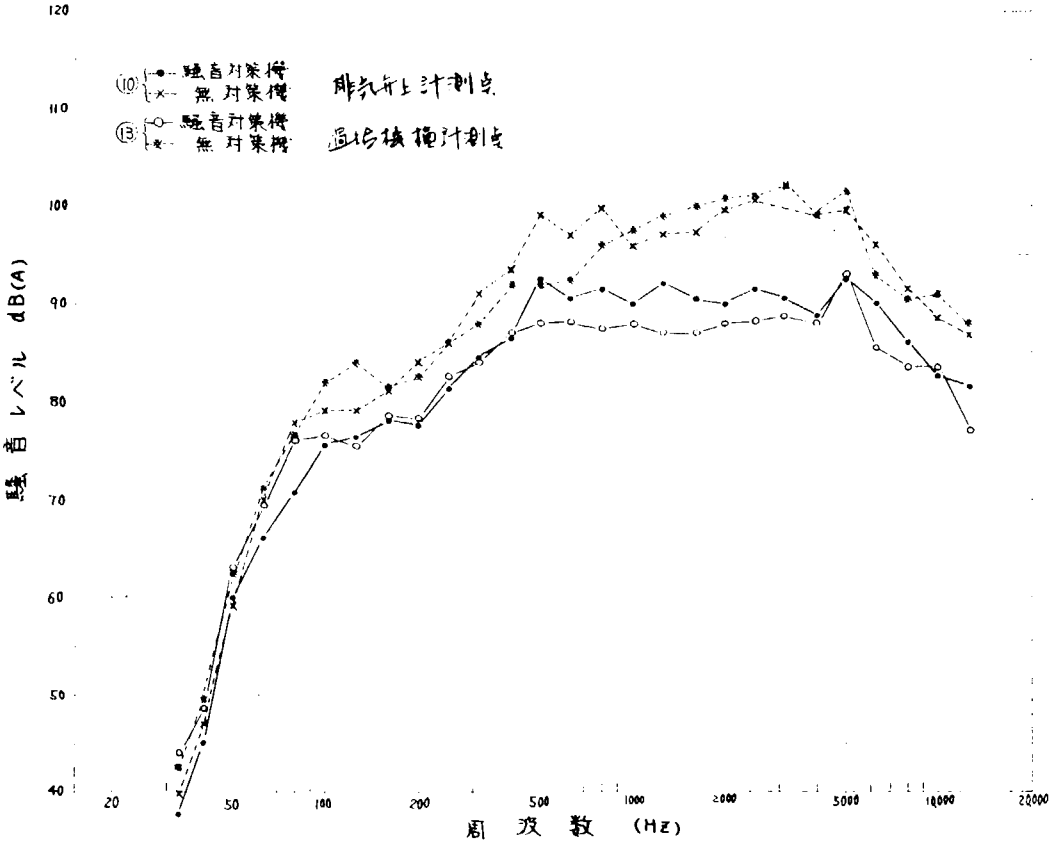


図 7. 1. 5　計測点⑩，⑬の周波数分析

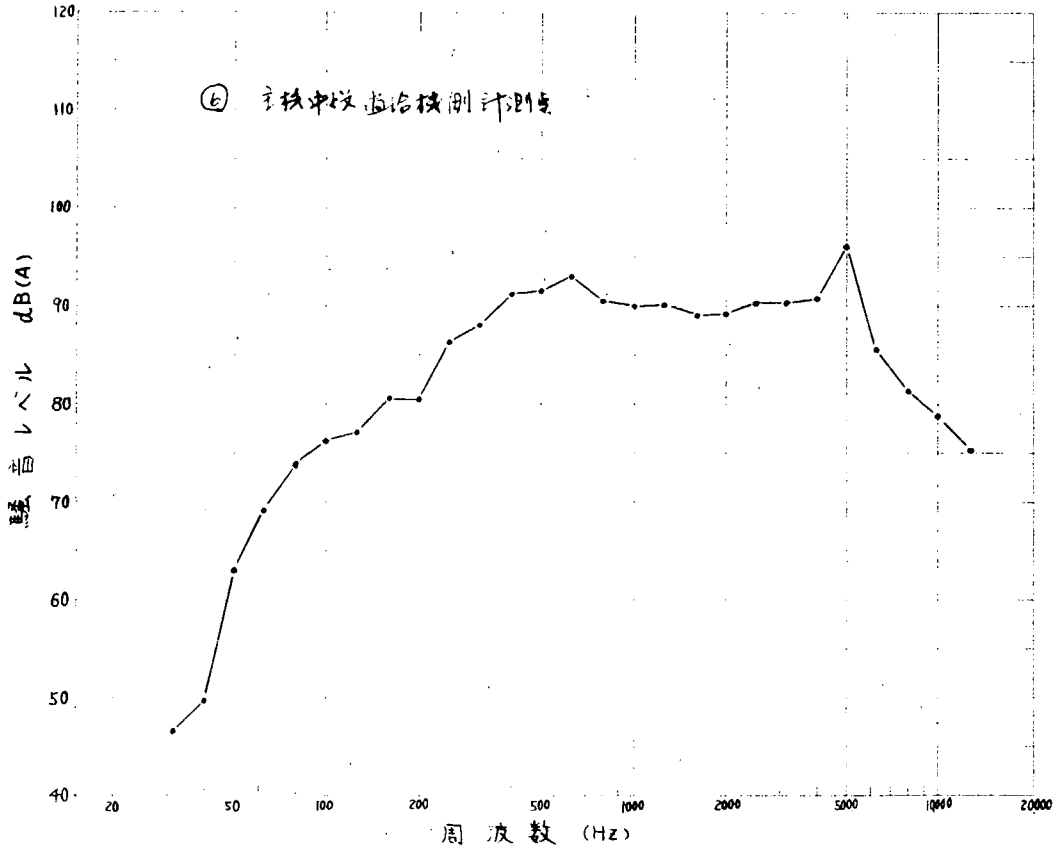


図 7. 1. 6　騒音対策機計測点⑥の周波数分析

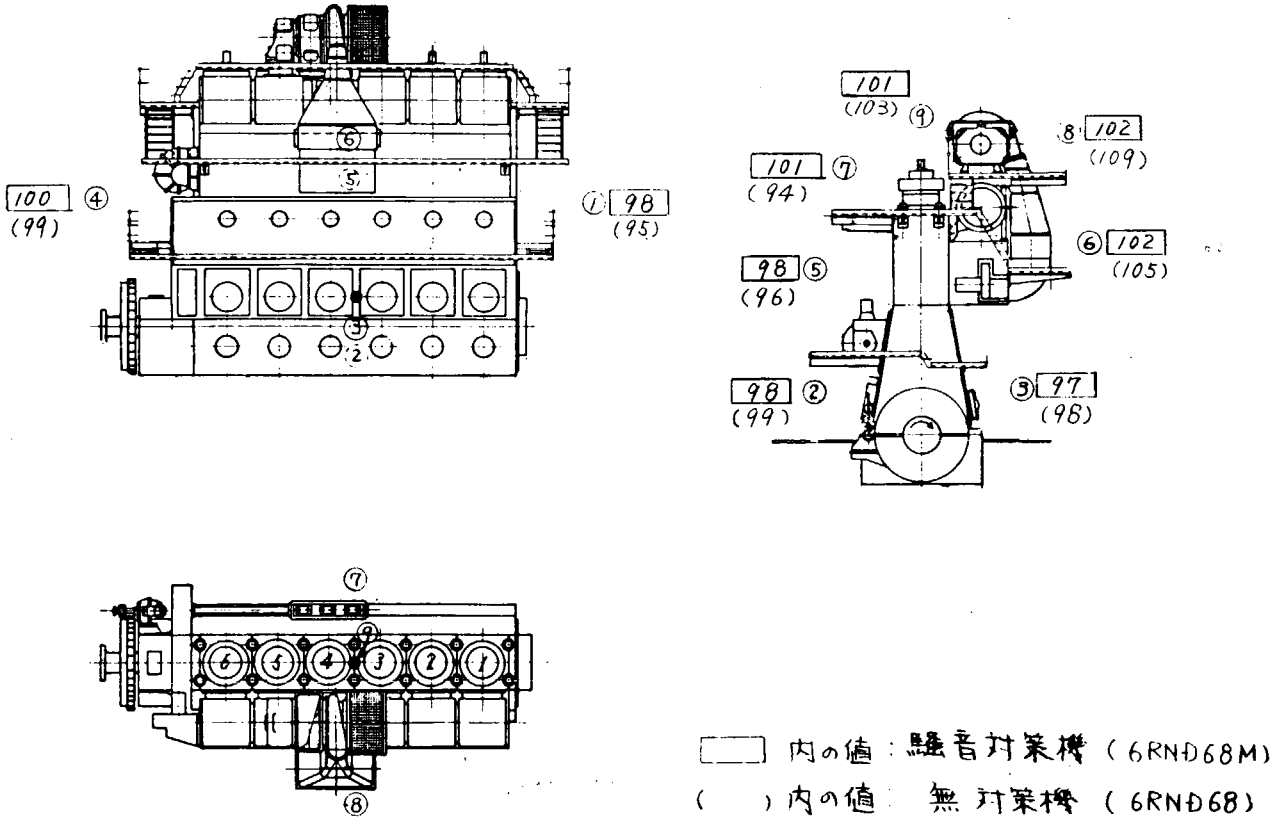


図 7. 1. 7　計測点及び 100 %負荷時の騒音レベル dB(A)

(iii) 計測器

リオンNA－51型　　(注) 無対策機の計測器は

リオンSA－55型　　Bruel & Kjaer 2209

(iv) 計測結果

図 7. 1. 7 計測点および 100 %負荷時の騒音レベルを見ると対策機の方が無対策機より出力が大きいにもかかわらず過給機周辺の騒音が低下しているのが認められ騒音対策が効果を上げているのがわかる。

図 7. 1. 9 および図 7. 1.10周波数分析によれば過給機に施した対策の効果が 4,000 Hz前後の高い周波数域で示されているだけでなく 200 Hz以下の低周波域でも明らかに騒音低下の傾向がある。この傾向は対策を施行したM型主機は出力増加に対処するため各部の剛性を強化した結果である。

カムシャフト側主機上段⑦と中段⑤で対策機の方が高い値を示しているのは運転時の主機設置場所が対策機と無対策機では異なっており，対策機ではカムシャフト側に壁が近接していたため反射音の影響を受けたためである。

(ハ) C 社

(i) 対策主機および無対策機　　B & W 7 K 67 G F

13,100 PS × 145 rpm

過給機　　VTR 631－1×2 sets

(ii) 騒音対策

表 7. 1. 1 に示す。

(iii) 計測器

Brüel & Kjaer 2203

(iv) 計測結果

計測は特に過給機回りについて行い，その位置は図 7. 1.11である。そして図中の値が90%負荷に於ける対策機と無対策機の騒音レベルである。対策機は全て 102 dB(A)以下で主機上段計測点①に於ては無対策機より12dB(A)の最大減音が計測され，負荷は90%であるが過給機 2 台を考えるとかなりな減音効果といえる。なおこの主機は動弁機構を備えており，その騒音対策がなんら実施されていないにもかかわらず，主機上段計測点⑦⑨で 100 dB(A)以下になっていることは，動弁機構の騒音レベルは大した問題ではなく，シリンダーカバー回りでも過給機の騒音が支配的であることがわかる。

(b) 中速ディーゼル

(イ) D 社

対策機はG 250 E (1,300PS × 820 rpm)で，対策は過給機ブロア側に消音カバーを取り付けている。その対策前後の騒音計測結果によると，過給機が生み出す騒音の周波数域では 6dBの減音効果であったが，低周波域での騒音レベルが高くオーバオールでの減音はほとんど見られなかった。

(ロ) E 社

(i) 主機および過給機型式

対策機	無対策機
9 L 52/55 A	R 8 V 52/55
9,490 PS × 450 rpm	8,000 PS × 430
過給機 VTR501	過給機 VTR630

(ii) 騒音対策

○ 過給機渦室ラッギング施行。

- 給気導管防音ラッギング施行。
- 排気マニホールドラッギング施行。
- シリンダボンネットにゴム内張り施行。
- グレーチングに防振板を使用。

(iii) 計測器

Brüel & Kjaer 2209

(iv) 計測結果

図 7. 1.12に計測点および騒音レベルを示す。この図によれば対策機の方が無対策機より出力が大きくなっているにもかかわらず，過給機まわりで10dB(A)，主機下段で 5 dB(A)，上段で 2 ～ 3 dB(A)の騒音低下となっている。

またこの図で主機上段と下段を比較すると全体に下段の方が高い値を示しており，これは図 7. 1.13周波数分析に示すように主機下段では上段より 500 ～ 3,000 Hzで騒音レベルが高いことによるものである。この周波数域の騒音源は特定のものではなく主機ブロックの種々の振動に起因するものである。

グレーチングの振動は，本主機の場合防振構造を採用しているため主要な原因とは考えられない。

さらに図 7. 1.13によれば 4サイクル機関で問題になる動弁機構からの騒音は主機上段で63Hz周波数域80 dB(A)，また燃焼音は主機下段で31.5 Hz 周波数域80 dB(A)であり，各々全体の騒音レベルに与える影響は少ない事がわかる。

以上，ディーゼル主機を低速と中速に分け，それぞれの騒音対策機，無対策機の計測結果について考察してきたが，全体にわたり要約すると次の様なことがいえる。

(1) ブロア吸込口に対する対策すなわち，消音器の改良が効果的であり，過給機まわりで10dB(A)の減音が得られ全体の騒音レベルとしては 100 dB(A)近くまで下りえる。この効果は高周波全域にわたっており，主機まわり全てに減音効果がある。

(2) 過給機渦室のラッギングは消音器に次いで効果的で過給機まわりで 5 dB(A)の減音が期待できる。

(3) 中速ディーゼルは低速ディーゼルに比べ主機全域で騒音レベルが高く，この原因は高周波域での高レベルによるものである。

(4) 動弁機構および燃焼音の騒音は低周波でレベルも低く寄与度は少ないといえる。

(5) ブロアー吸込口まわりの消音カバーだけでは減音効果は少ないといえる。

表 7. 1. 1　C社の騒音対策

記号	騒　音　対　策	対策機	無　対　策　機
A	過給機吸込口に箱型消音器	装　備	下部のみ装備
B	過給機ブロアケーシングをラッギング	装　備	装　備
C	給気導管ラッギング	装　備	伸縮継手部無装備
D	排ガス管伸縮継手カバー	装　備	無装備

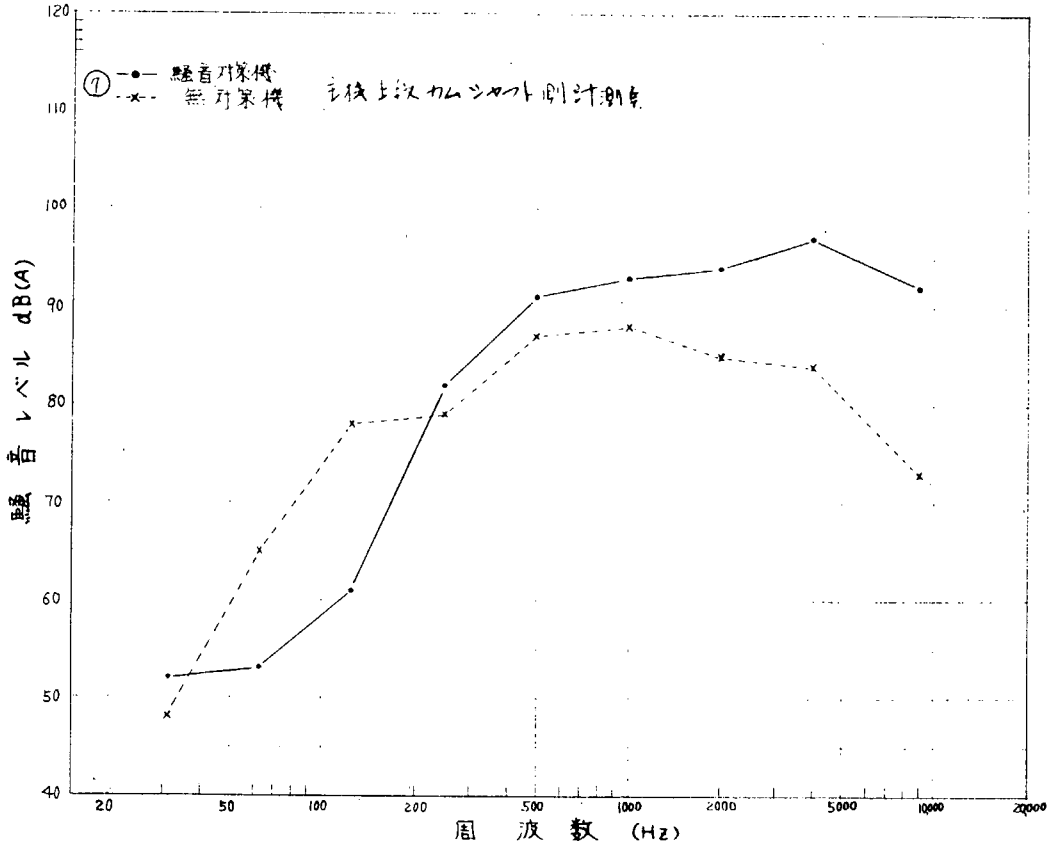


図 7. 1. 8　計測点⑦の周波数分析

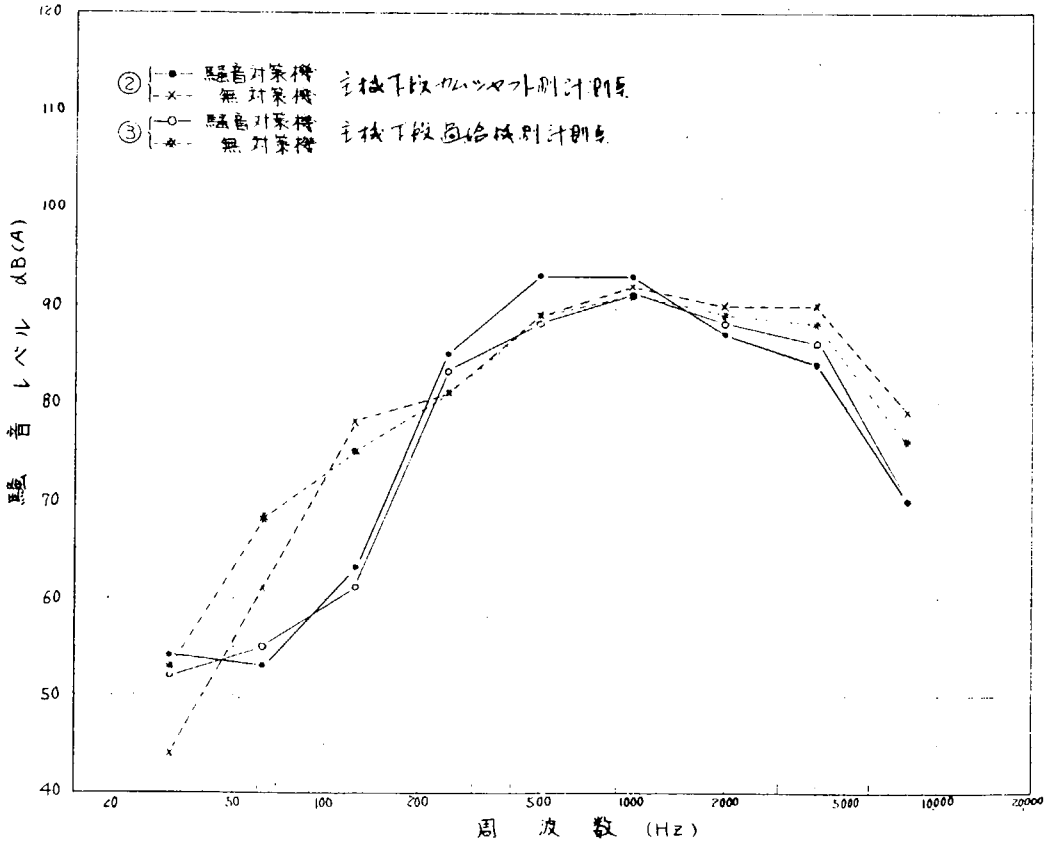


図 7. 1. 9　計測点②，③の周波数分析

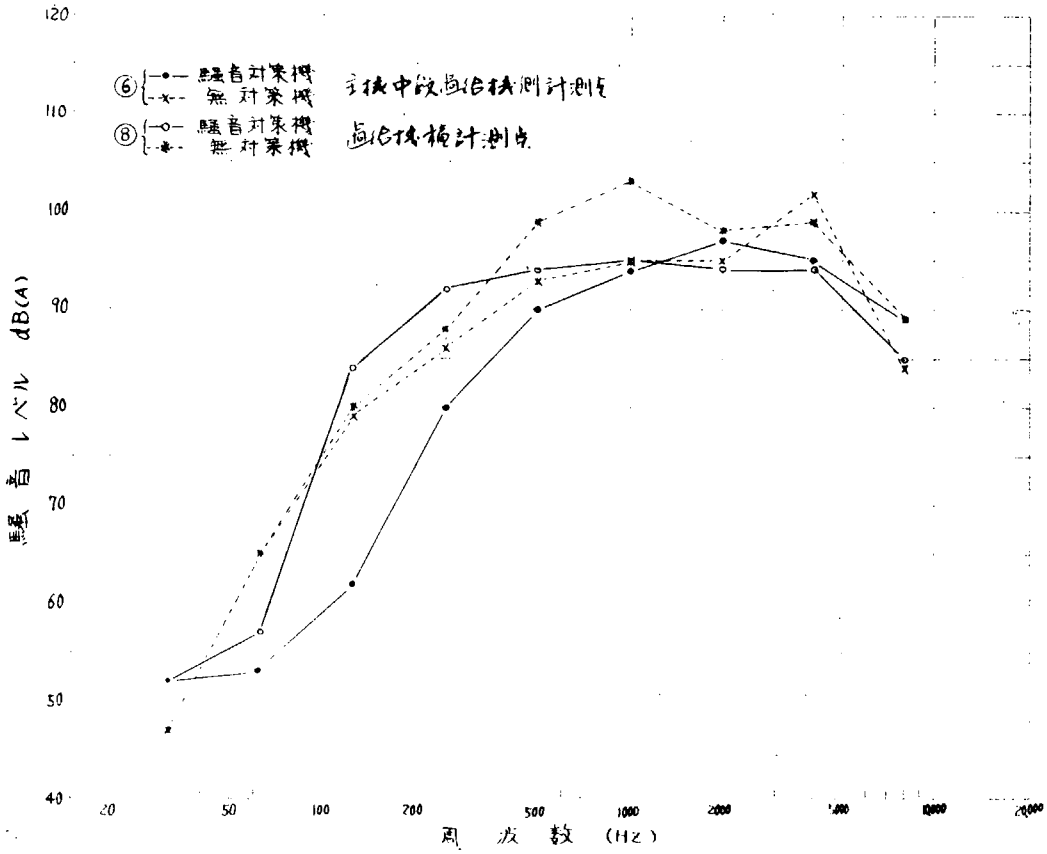


図 7. 1.10　計測点⑥，⑧の周波数分析

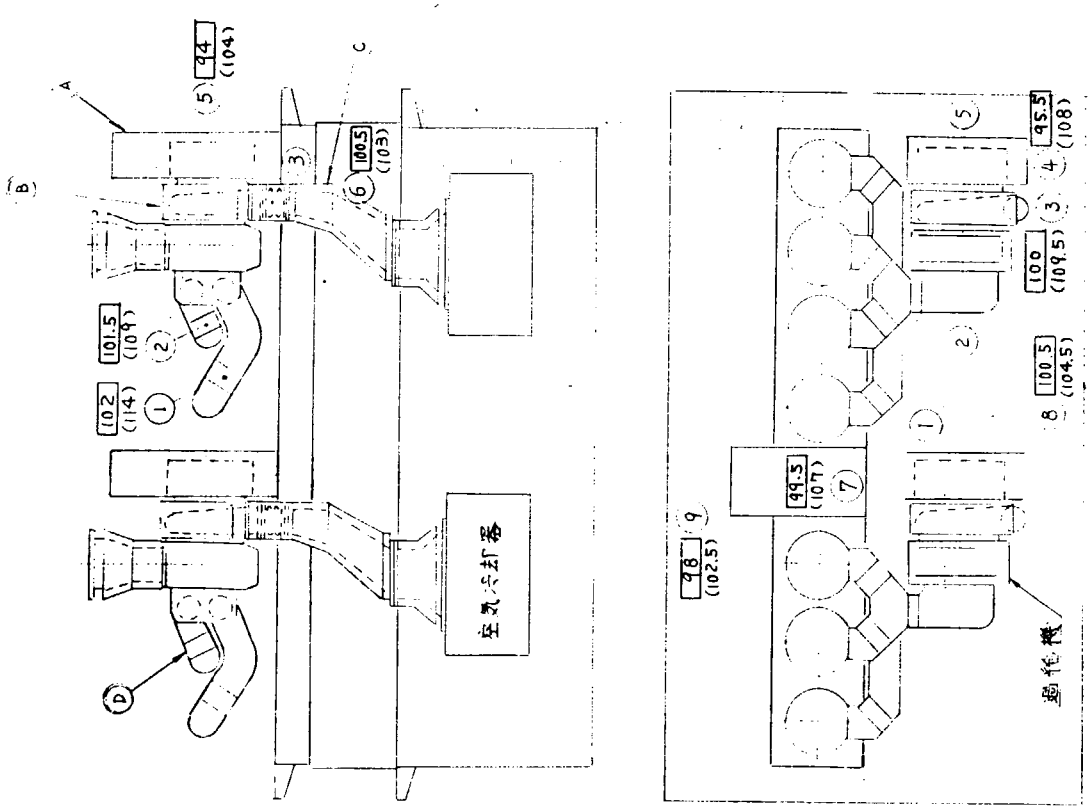


図 7. 1.11　計測点及び90%負荷時の騒音レベルdB(A)

□ 内の値：騒音対策機（B/W 7k67GF）
（　）内の値：無対策機（同上）

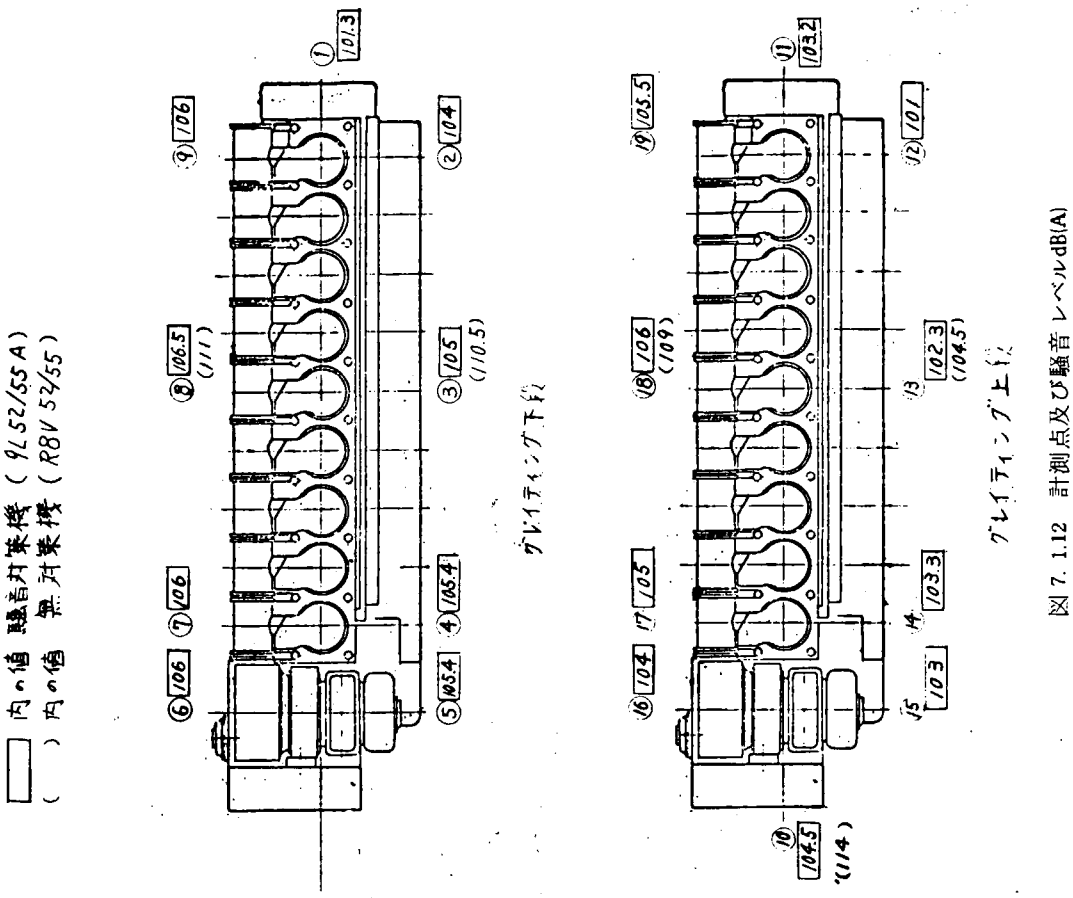


図 7. 1.12 計測点及び騒音レベルdB(A)

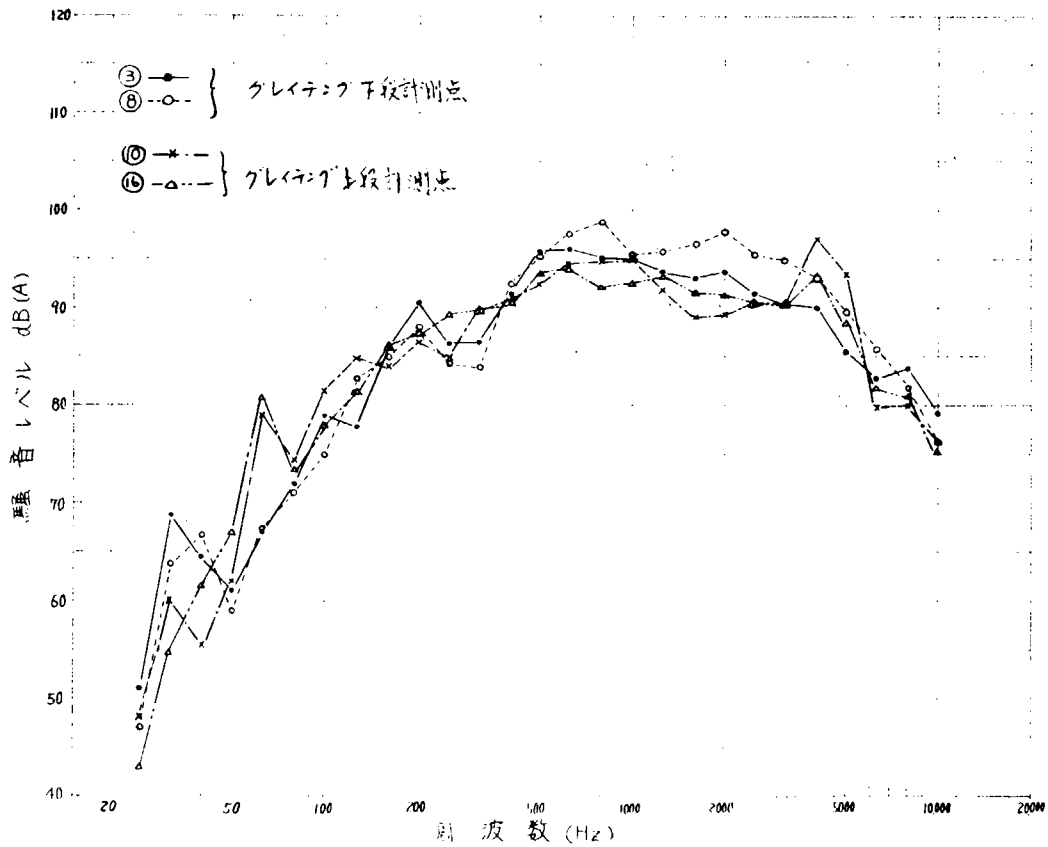


図 7. 1.13 計測点③, ⑧, ⑩, ⑯の周波数分析

7.1.2 発電機関の排気音減音対策

ディーゼル発電機関排気音対策として消音器を考え，昭和50年度に，各社で使用している消音器のうち構造の異なるもの5種類について，モデルテストにより，その性能を調査した。ここでは，そのうち減音性能が最も良かったM丸型の実物大消音器を製作し，スピーカテストにより減音性能を，また発電機関排気管に設置して実機陸上テストを行い減音性能および圧損を計測した。

(1) 消音器の構造

型式：2段膨張型

膨張部の大きさ：900 ϕ × 1,500

出入口管：350 Aガス管（内径340 ϕ）

主要寸法を図 7. 1.15に示す。

(2) スピーカテスト

騒音源にスピーカを用いて，各周波数における消音器の減音量を求める場合，減音量は消音器の形状および尾管（消音器から排気口までの配管）長さによって異なる。そこで，消音器自体の性能は"尾管反射波がない場合"（無限長尾管に相当）の計測で，消音器と尾管の組合せによる性能は"尾管反射波がある場合"（有限長尾管に相当）の計測で調査した。

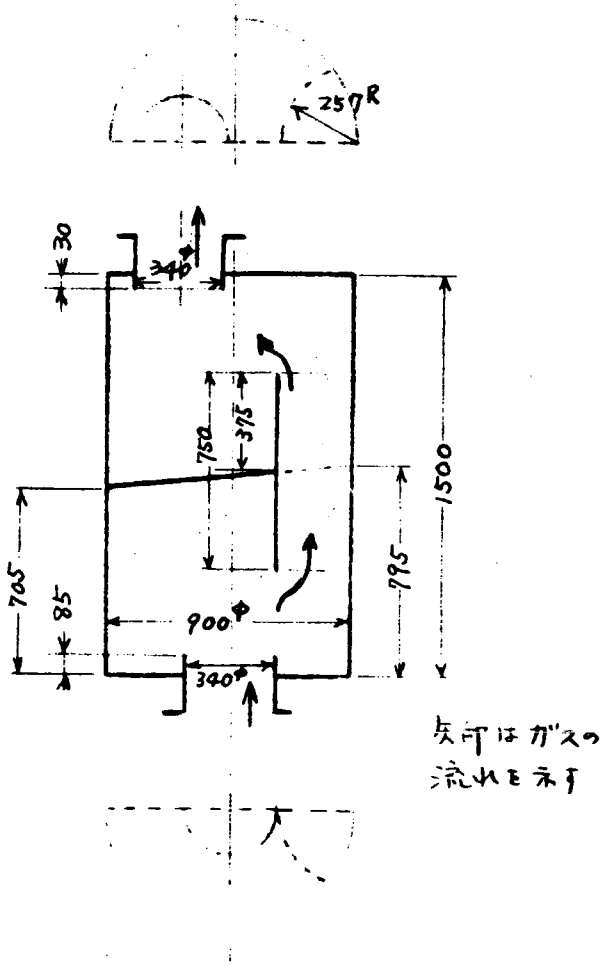


図 7. 1.15 消音器の構造

(a) 実験装置および方法

(i) 尾管反射波のない場合

実験装置を図 7. 1.16に示す。

尾管には吸音材をつめ，消音器から出た音は吸音材で吸収され消音器にはもどらない様にしてある。（尾管反射波なし）

スピーカからの音はランダムノイズ（ピンクノイズ）を使用した。計測は，図のように尾管中心に設置したマイクで⅓オクターブバンド毎に音圧（SPL_2）を求め，次に，消音器を取除き前後の管を接続して同様に音圧（SPL_1）を計測。

これから減音量は　$SPL_1 - SPL_2$ から計算した。

(ii) 尾管反射波のある場合

実験装置は図 7. 1.17に示したが，尾管反射波のない場合に比して，尾管内に吸音材がなく，マイクロホンが尾管の外に設置してある。

計測は尾管出口側3ケ所で行い，その平均値を用いる。

消音器有無の場合の音圧 SPL_2，SPL_1 より

減音量は　$SPL_1 - SPL_2$ で求める。

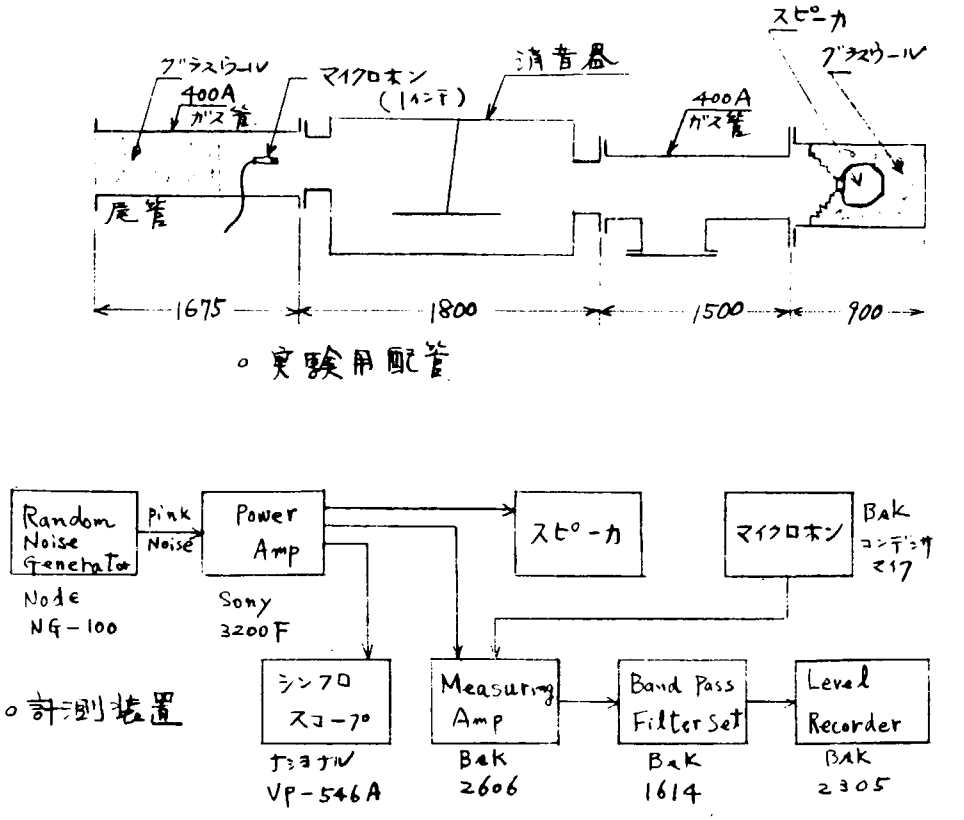


図 7. 1.16　実験装置 I（尾管反射波のない場合）

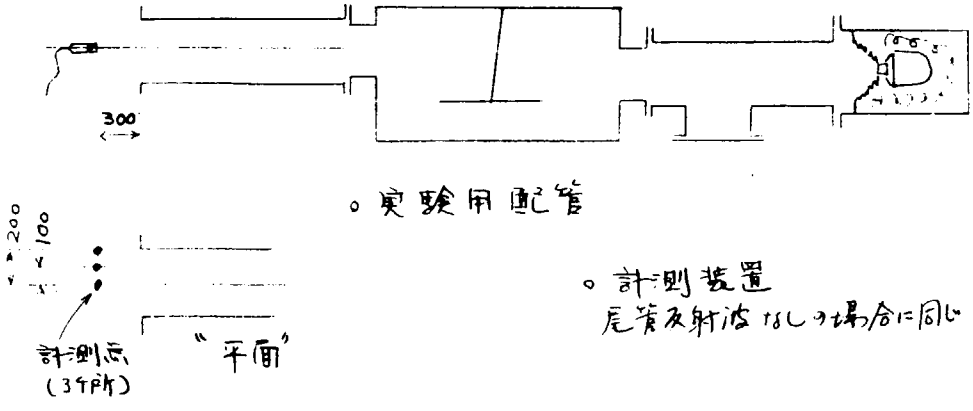


図 7. 1.17　実験装置 II（尾管反射波のある場合）

(b)　実験結果

減音性能を表 7. 1. 2 および図 7. 1.18に示す。

- 図において，"尾管反射波あり"および"尾管反射なし"の減音量は 63Hz以下と125Hz, 160Hz で差がでている。
- 膨張型消音器では，膨張部の長さを L m，良く減音される音の波長を λ_1，λ_2 ……とすると，
  $L = \frac{1}{4}\lambda_1$，$\frac{3}{4}\lambda_2$ ……となる。

本消音器では膨張部が2段あり，それぞれのLは約0.75mであり，波長は$\lambda_1 = 3\ m$，$\lambda_2 = 1\ m$となる。それらの周波数は，$f = \frac{音速}{\lambda}$ より音速を340 m/sec とすると$f_1 = 113$Hz，$f_2 = 340$Hzとなる。

図より減音性能は100～160Hz，400～500Hzでピークになっており，初めのピークはf_1に一致していると考えられるが，後のピークはf_2より多少高周波側であり，膨張部間の内管の長さなどの影響と思われる。

(3) 発電機関との結合テスト

機関排気管に消音器を設置し，排気音，消音器前後の静圧の計測から減音性能および圧損を調査する。

(a) 発電機関

(i) ディーゼル機関

形　式：8PSHTc－26D

称　式：直列8気筒

ボアー×ストローク：260㎜×320㎜

回転数×出力：720rpm×1,000PS

製造所：ダイハツディーゼル㈱

(ii) 発電機

形　式：CFC

出　力：812.5 KVA

電圧，電流：450 V，1,042 A

製造所：三菱電機㈱

(b) 計測項目と条件

(i) 計測項目

- 減音性能関係：排気管出口からの騒音，総合音と⅓オクターブバンド分析。
- 圧損関係：圧損，排ガスの流速と温度。

(ii) 計測条件

機関負荷　25%，50%，75%および100%

(c) 計測装置および方法

(i) 減音性能

図7.1.19に示すように，試運転工場内の機関から排気管を前の道路上に延長し消音器を設置した。騒音計測点は尾管出口端管中心より水平面内および垂直線上に8ケ所を設置した。（図中の①～⑧）

計測は現地で騒音をテープレコーダに録音し，分析は実験室で，周波数分析器（B＆K2114型）およびレベルレコーダ（B＆K2305）を用い，⅓オクターブバンドで行った。減音性能は消音器を設置した場合と消音器のかわりに直管を接続した場合について音圧レベル（SPL_2，SPL_1）を計測し，$TL = SPL_1 - SPL_2$で求める。

(ii) 圧　損

(イ) 圧　損

消音器出入口管内の静圧差で求める。

静圧計測はU字管マノメータを使用。

(ロ) 流　速

消音器の機関側配管に取付けたピトー管の動圧および温度の計測値より流速を計算。

(d) 計測結果

(1) 減音性能

。 表7.1.3および図7.1.20に負荷100%における減音量を示す。図において，各計測点での減音量は低周波数ではほぼ一致したが，高周波数ではバラツキがある。

。 各負荷について，計測点①～⑧の減音量の平均を図7.1.21に示す。負荷の大きな75%，100%における減音量は，負荷の小さな25%，50%のそれより多少小さいようである。また，各計測点における減音量をA特性総合音から求め，その平均を計算すると，25%負荷で15.2dB(A)，50%で14.1，75%で13.8，100%で11.4となり，負荷が増加するに従って減音量は減少している。

表7.1.2 減 音 性 能

	周波数Hz	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1K	1.25K	1.6K	2K	2.5K
な尾管反射し波	消音器なし	105.5	108	108.5	110	110	111.5	111.5	117.5	113.5	107.5	105.5	99.	103.5	100.5	95.5	95.5	101.5	99.5	103	97	−
	〃 あり	112	109	110	108	99.5	89.	87.5	84	81.5	95	101.	87	86.5	80	83	85	87	86.5	88.5	83.5	−
	減 音 量	− 6.5	− 1	− 1.5	2	105	22.5	24.	33.5	32	12.5	4.5	12	17	20.5	12.5	10.5	14.5	13	14.5	13.5	−
あ尾管反射り波	消音器なし	94.8	96.8	93.3	94.5	91.7	97.0	93.7	96.7	96.3	93.3	97.2	87.2	92.3	90.7	89.0	89.3	92.0	90.8	93.0	84.5	77.0
	〃 あり	84.3	85.2	81.8	79.0	73.3	76.2	69.3	67.8	70.5	83.0	89.8	76.7	74.8	69.8	74.3	77.7	80.7	77.3	77.3	72.2	64.3
	減 音 量	10.5	11.6	11.5	15.5	18.4	20.8	24.4	28.9	25.8	10.3	7.4	10.5	17.5	20.9	14.7	11.6	11.3	13.5	15.7	12.3	12.7

表7.1.3 減 音 性 能

	周波数Hz	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1K	1.25K	1.6K	2K	2.5K
計測点②	消音器なし	86.5	95	108	120.5	106.5	113	118.5	112.5	110	104	102.5	98.5	100.5	102	100	96	92.5	93	86.5	83.5	79.5
	〃 あり	77.5	90.5	110	117.5	95	99.5	91.5	83.5	83	80.5	82	97.5	92.5	85	79	84.5	85	83.5	80	76	71.5
	減 音 量	9	4.5	− 2	3	11.5	13.5	27	29	27	23.5	20.5	1	8	17	21	11.5	7.5	9.	6.5	7.5	8
計測点⑤	消音器なし	85.5	93.5	106.5	120	105	110	117.5	110.5	110	104.5	102.5	101	97.5	100	102	102	96	95.5	96	90	87.5
	〃 あり	77	90.5	111	115.5	94.5	97.5	90	84	84	77	80	95.5	90.5	89.5	85	85	88	88	86	80.5	77.5
	減 音 量	8.5	3	− 4.5	4.5	10.5	12.5	27.5	26.5	26	27.5	22.5	5.5	7	10.5	17	17	8	7.5	10	9.5	10
計測点⑧	消音器なし	85	93.5	108	121	104.5	111	116	107.5	108.5	105	108	107.5	100.5	101	100.5	96.5	94	91.5	87.5	83.5	81.5
	〃 あり	78.5	90.5	111.5	117.5	94	97.5	88	81.5	84.5	87	87	97.5	88.5	86.5	83	84	89.5	90.5	83	77	73.5
	減 音 量	6.5	3	− 3.5	3.5	10.5	13.5	28	26	24	18	21	10	12	14.5	17.5	12.5	4.5	1	4.5	6.5	8

(ii) 圧　損

消音器出入口静圧，管中心の流出の動圧，排ガス温度の計測データから圧損と排ガス流速を計算。結果を表 7. 1. 4 に示す。

- 圧損＝消音器入口静圧 － 同出口静圧〔 mmAq 〕
- 排ガス流速（ v ）

$$v=\sqrt{2gh\cdot\frac{m_2}{m_1}}\quad〔\ m/\mathrm{sec}\ 〕$$

m_1：排ガス密度　　0 ℃で 1.3　kg/m³N

400 ℃で 0.562 kg/m³N

各負荷に対する値は温度の計測結果を用いて計算（圧力変動は少ないとみて無視）。

m_2：水の密度　　1,000 kg/m³

h ：排ガスの動圧（ピトー管の差）　　〔 mAq 〕

表 7. 1. 4　消音器の圧損と配管内排ガス流速

機関負荷 %	消音器の圧損			配管内排ガス流速			
	排ガス静圧 mmAq		圧損 mmAq	排ガス動圧 mmAq	排ガス温度 ℃	排ガス密度 kg/m³N	排ガス流速 m/sec
	消音器入口側	消音器出口側					
25	30	−7	37	6	160	1.005	10.8
50	50	−13	63	1.15	200	0.931	15.6
75	81	−22	103	20	240	0.857	21.4
100	113	−34	147	32	260	0.820	27.7

(4) 考　察

スピーカテスト，発電機関との結合テスト，および昭和50年度に行ったモデルテストにおける消音器の性能を検討する。

(a) 減音性能

図 7. 1.22に各テストにおける減音性能を示したが，ここで結合テストの性能は各負荷の平均値を用いた。

また減音量を比較する場合の条件は $\frac{C}{L\cdot f}$（ L：消音器代表長さ，f：周波数，C：音速）を同じ値にすることである。

音速については結合テストを約50 m/sec（各負荷平均の排ガス温度を 220 ℃として計算），その他テストを 340 m/sec（20℃空気），消音器代表長さ（管出入口管内径）は結合テストとスピーカテストを，340 mm，モデルテストを53mmとする。

$$f\,(\text{スピーカテスト})=\frac{340}{510}\times f\,(\text{結合テスト})\fallingdotseq 0.8\times f\,(\text{結合テスト})$$

$$f\,(\text{モデルテスト})=\frac{340}{510}\times\frac{340}{53}\fallingdotseq 5\times f\,(\text{結合テスト})\text{となる。}$$

(i) 全般的にみて，多少のバラツキはあるが，3者は比較的良く一致していると思われる。

(ii) 63Hz以下の周波数でスピーカテストと結合テストに差があるが，これは尾管長さ（ 1.675 m，5.7 m ）の相違によると考える。

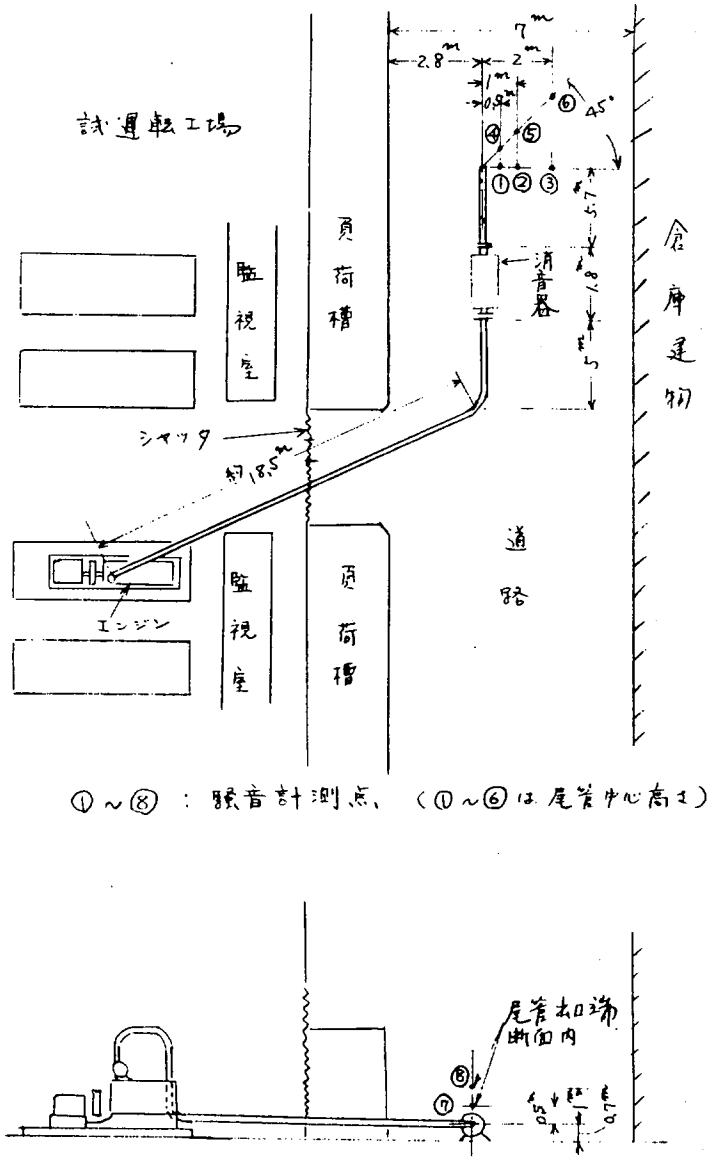


図 7. 1.19　計　測　場　所

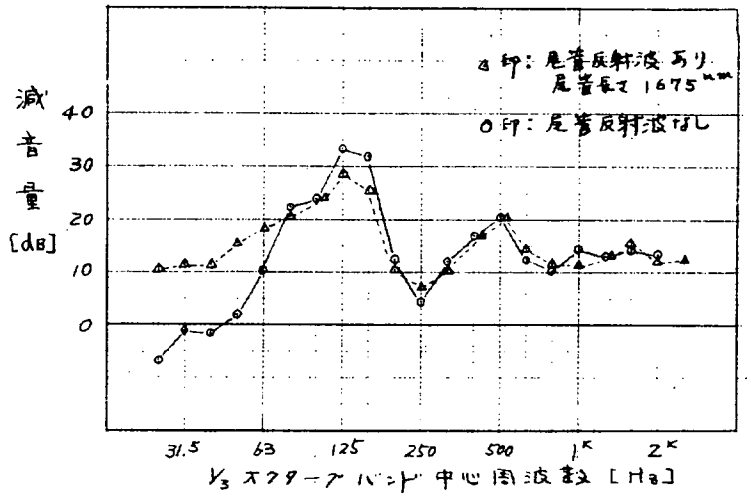


図 7. 1.18　消音器の減音性能（スピーカテスト）

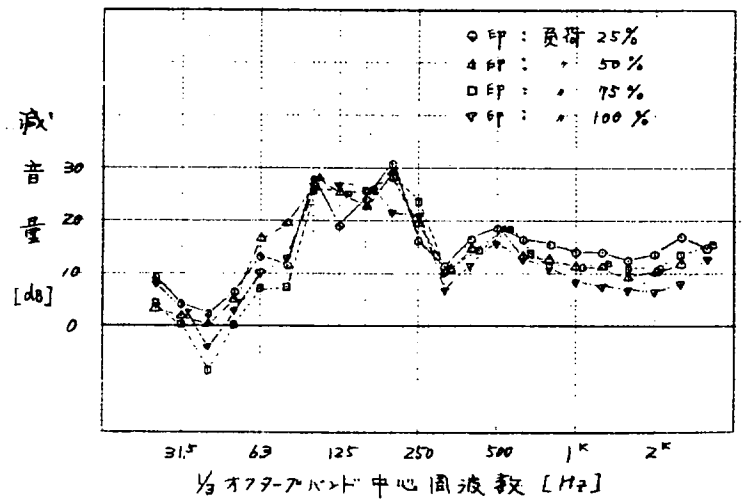


図 7. 1.21　消音器の減音性能（各計測点の平均）

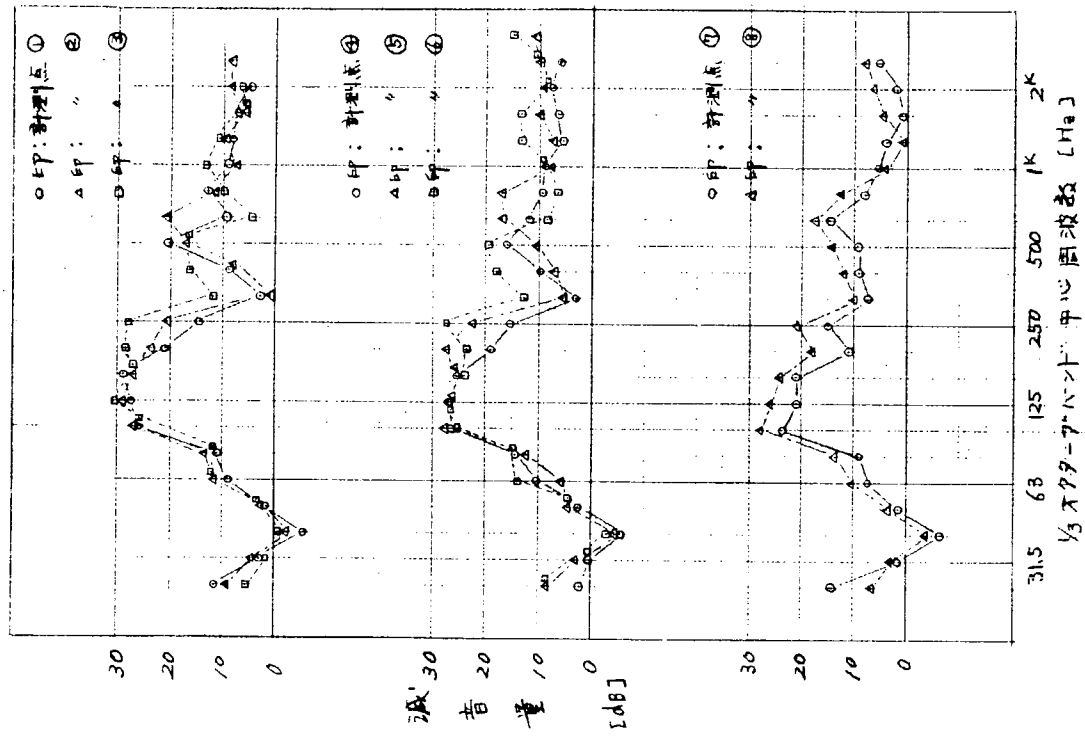


図 7. 1.20 消音器の減音性能（負荷 100 %）

(b) 圧　損

モデルテストと発電機との結合テストにおいて圧損を計測したがモデルテストの時は空気を用いており，流速も異なるので圧損を直接比較はできない。

そこで，モデルテスト，結合テスト時の圧損を

$$hm = 1{,}000 \cdot \frac{m_a}{m_w} \cdot \zeta_m \cdot \frac{v_m{}^2}{2g}$$

$$ha = 1{,}000 \cdot \frac{m_g}{m_w} \cdot \zeta_a \cdot \frac{v_a{}^2}{2g}$$

とすると，

モデルテストの圧損は，昭和50年度，同報告書より

v_m = 26.4 m / sec で

h_m = 188 mmAq

h ：圧損〔 mmAq 〕

v ：流速〔 m /sec 〕

添字 m はモデルテスト，a は結合テスト

m_w ：水の密度　1,000 kg / m³

m_a ：空気の密度　1.2 kg / m³

m_g ：排ガスの密度　0.82 kg / m³N（ 100 %負荷 ）

g ：重力加速度　9.8 m /sec²

これより，ζ_m = 4.41 となる。今，$\zeta_a = \zeta_m$ とすると結合テスト機関負荷 100 %（ v_a = 27.7 m/sec ）における圧損（ 推定値 ）は，h_a = 142 mmAq となり，実測値 147 mmAq （図 7. 1.16 ）にほぼ一致していると考えられる。

7. 1. 3　強圧送風機の空気温減音対策

ディーゼル船の補助ボイラおよびその強圧送風機は通常航海中には使用されず騒音源として考慮する必要はないが荷役停泊中には運転され，機関室主騒音源の一つとなる。ここでは強圧送風機の空気音対策として送風機の吸込口にサイレンサをつけた場合の事例を報告する。

(1) 実験供試船要目

船　　種	OIL CARRIER	トン数	DWT 29500LT
船　　級	ABS	寸　法	LPP 162.000×B 25.40×D 14.35×d 10.69

項　　目	形　　式	台数	容　　量
発　電　機	YANMER 6GL−DT	2	712.5 KVA (570KW) × 720 rpm
機関室通風機	立軸流給気ファン	4	600 m³/min × 30 mmAq × 1,200 rpm
強圧送風機	西芝 TFA−106A 吸入口サイレンサ付 翼形遠心送風機	1	630 m³/min × 380 mmAq 65 / 15kW×4/8p×60Hz

(2) 計測要領

(a) 計測個所

船尾楼甲板 (強圧送風機設置)，上甲板および船橋の機関室内，廊下および居室 (図 7. 1.23参照)。

(b) 運転条件

電源は陸上電源により計測は下記条件毎に行う。

(i) 船内全機運転停止

(ii) 強圧送風機のみ運転

(iii) 一部補機運転

1号ディーゼル発電機

海水サービスポンプ

機関室通風機 (4台)

(iv) (iii)項の補機と強圧送風機運転

(c) 計測器

(i) 指示騒音計　　JEIC 1005

(ii) 1/3オクターブバンド分析器　　JEIC DP−10A

(3) 計測結果

(a) 機関室内の騒音

強圧送風機のみを運転した時の機関室内の騒音分布を，等音曲線で表示し図 7. 1.24および25に示す。

(i) 最大騒音個所は送風機吐出口，モータ付近で90dB(A)。

(ii) 送風機吸込口騒音は， 0.5 mの位置で80dB(A)である。

(b) 居室，廊下の騒音

(2)(b)項の各運転条件によって騒音を計測し，同一測定点で各条件毎に測定した結果をdB(A)で表示し並記したものを図 7. 1.26および27に示す。

これより強圧送風機と他補機の各居室，廊下への影響を比較するため，一部補機運転(2)(b)(iii)項と強圧送風機運転(2)(b)(ii)項の騒音差をグラフにして図 7. 1.28に示す。

(i) 船尾側では補機のみ運転した場合が高くなっている。

(ii) 船首側では船尾楼甲板，船橋甲板で上記(1)項とは逆で強圧送風機のみ運転した場合が高くなっている。

(4) 考　察

強圧送風機の吸込口にサイレンサを付けることによって機関室，廊下，居室等にどの様な効果が現われるかという目的で，今回の調査を計画したが，サイレンサを付けない場合の各部の騒音調査は，本船引渡し等の時間的制約があり今回は実施できなかったので，サイレンサを付けることによる各居室等での効果は不明である。

しかし，強圧送風機にサイレンサを付けた場合と付けない場合の船内騒音比較は陸上運転でのサイレンサ有無による騒音計測の比較により推定でき，それを図 7. 1.29に示す。以上より今回の結果を要約すると

(1) サイレンサを付けることにより強圧送風機吸込口減音効果は送風機基本周波数 350 Hzおよび倍音 700 Hzで20～22dBである。

(2) ファンに起因する周波数以上の高周波域でも20dBの減音があり，サイレンサの高周波吸音効果によるものである。

(3) 送風機吸込口の騒音はサイレンサにより減音されているが，吐出側のキャンバスダクト部からの放射音が大きいのでこの部分の防音対策を実施すればさらに減音できる。

(4) 強圧送風機の影響は船首側で大きく船尾側で小さい。

また補機の騒音に影響されて，居室においても70dB(A)とかなり騒音の高い所もあった。

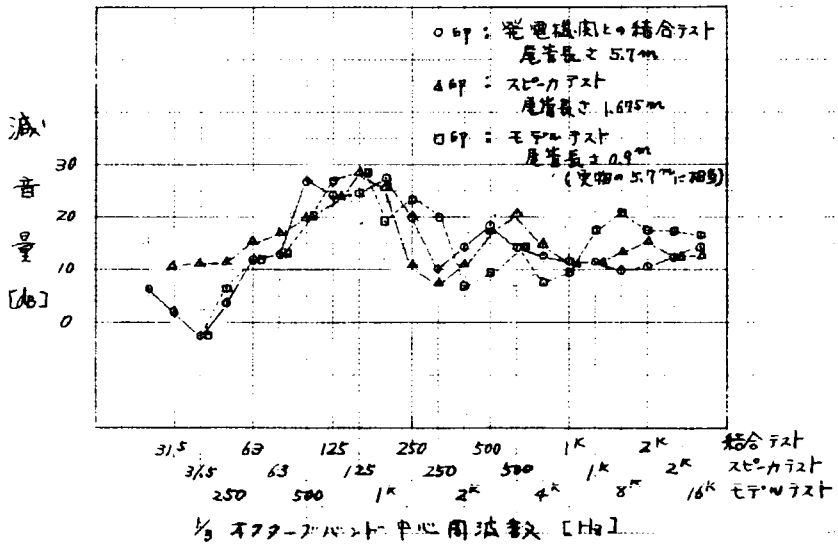


図 7. 1.22 消音器減音性能（各テストの比較）

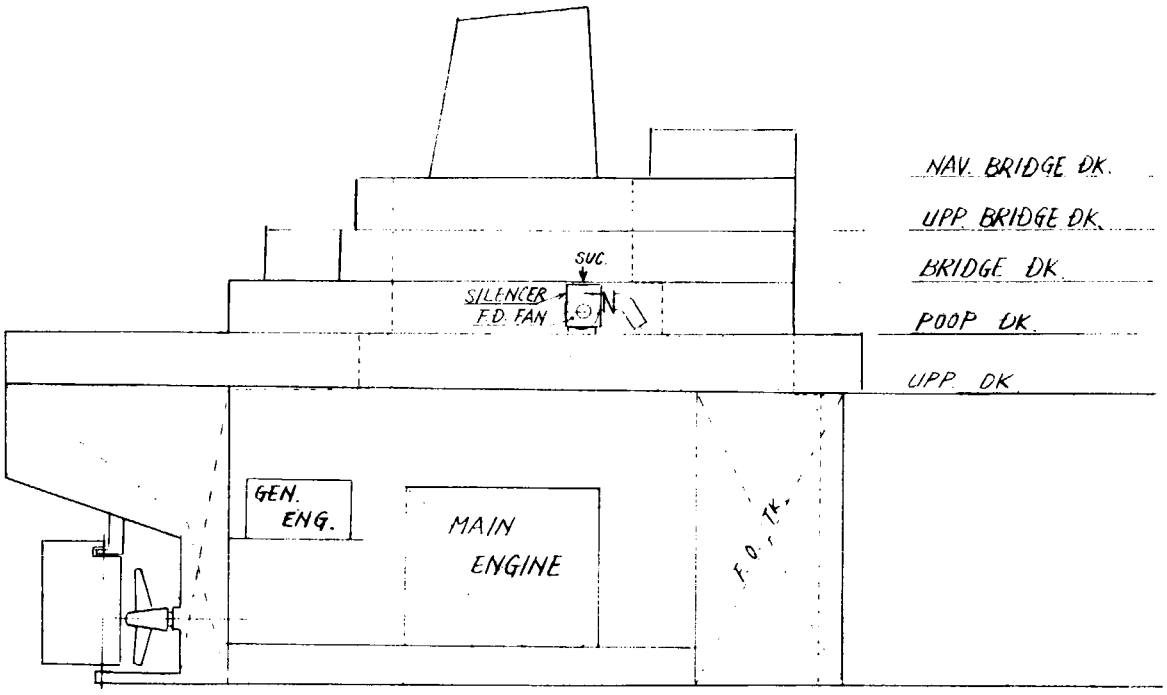


図 7. 1.23 実験供試船ファン配置

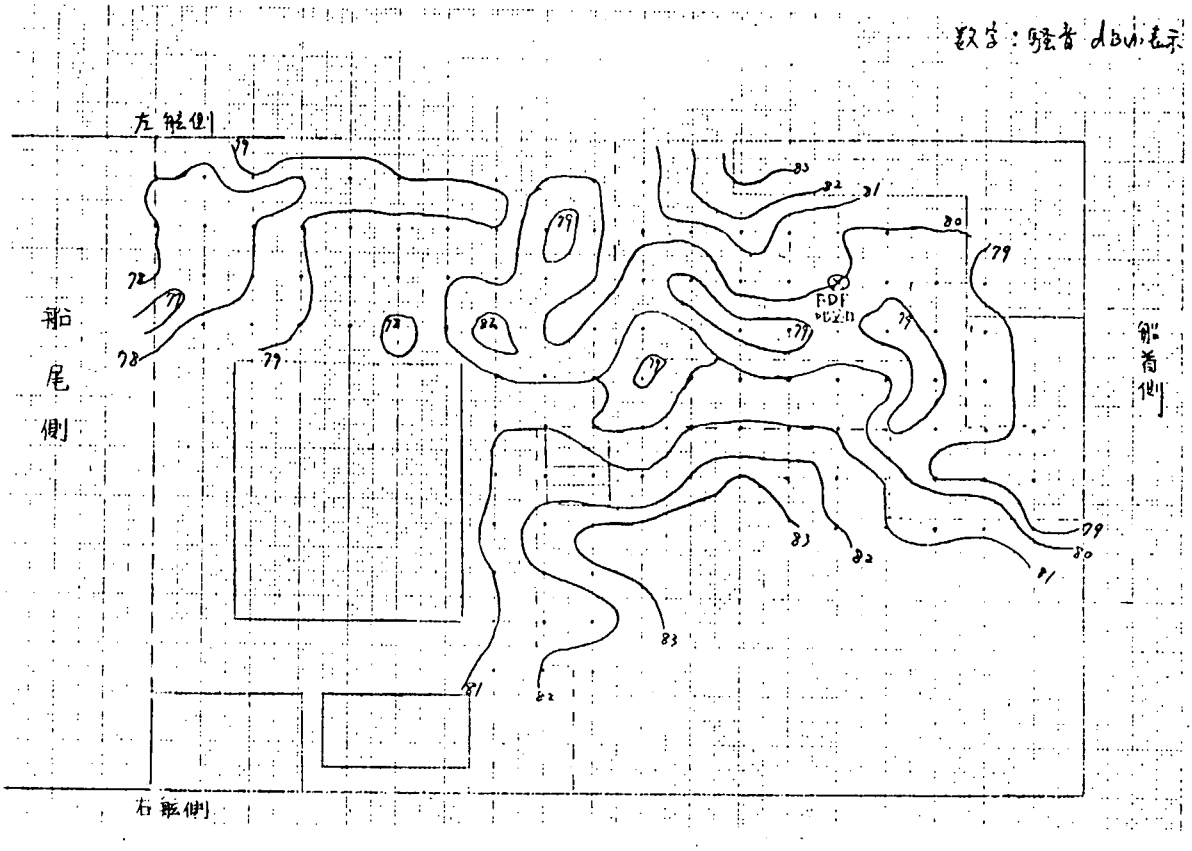


図 7. 1.24　BRIDGE DK ENGRM 内騒音分布図（FDFのみ運転）

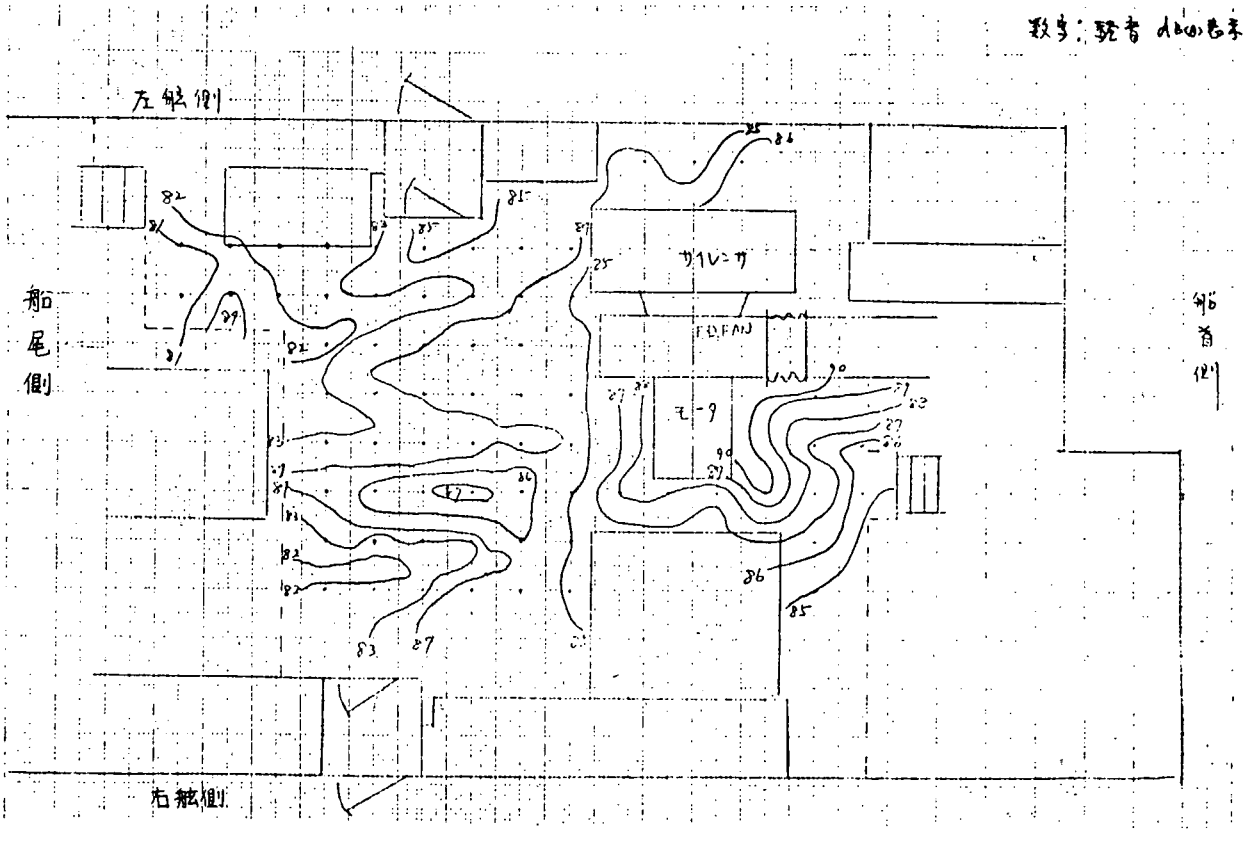


図 7. 1.25　POOP DK ENG RM 内騒音分布（FDFのみ運転）

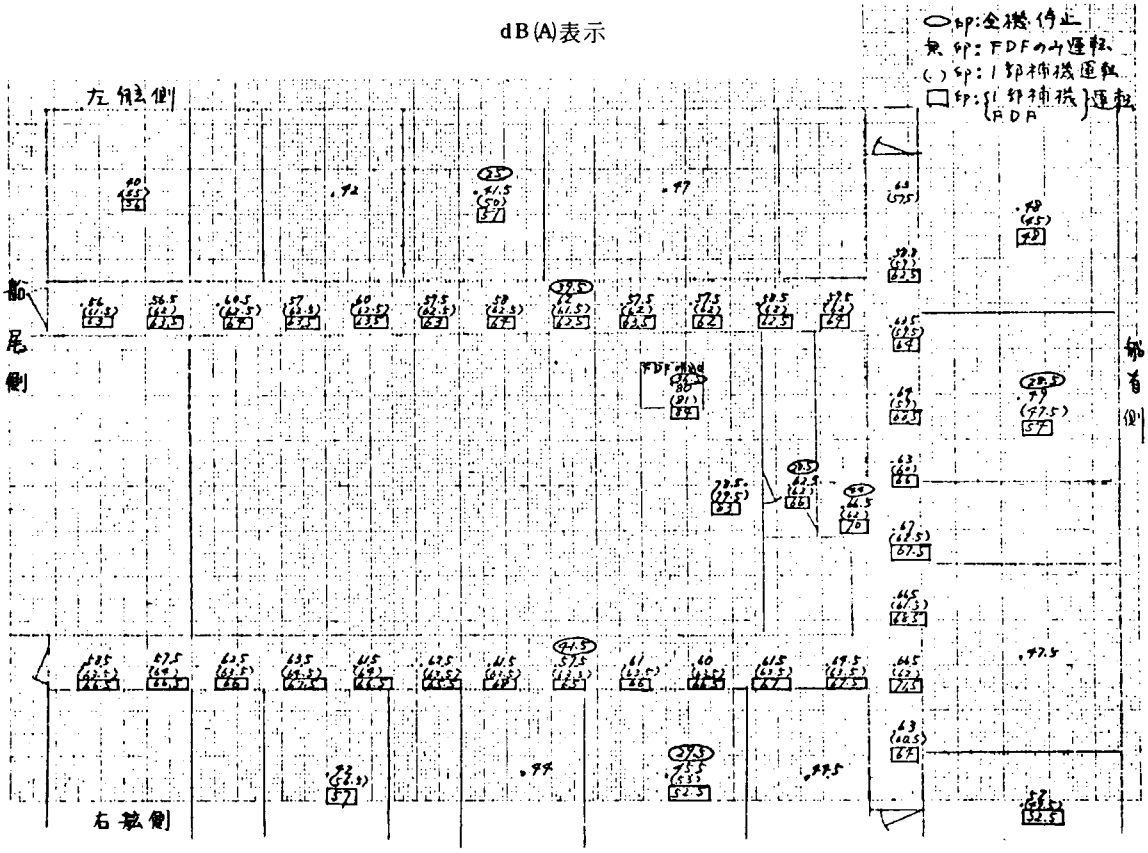


図 7. 1.26　BRIDGE　DK 騒音分布

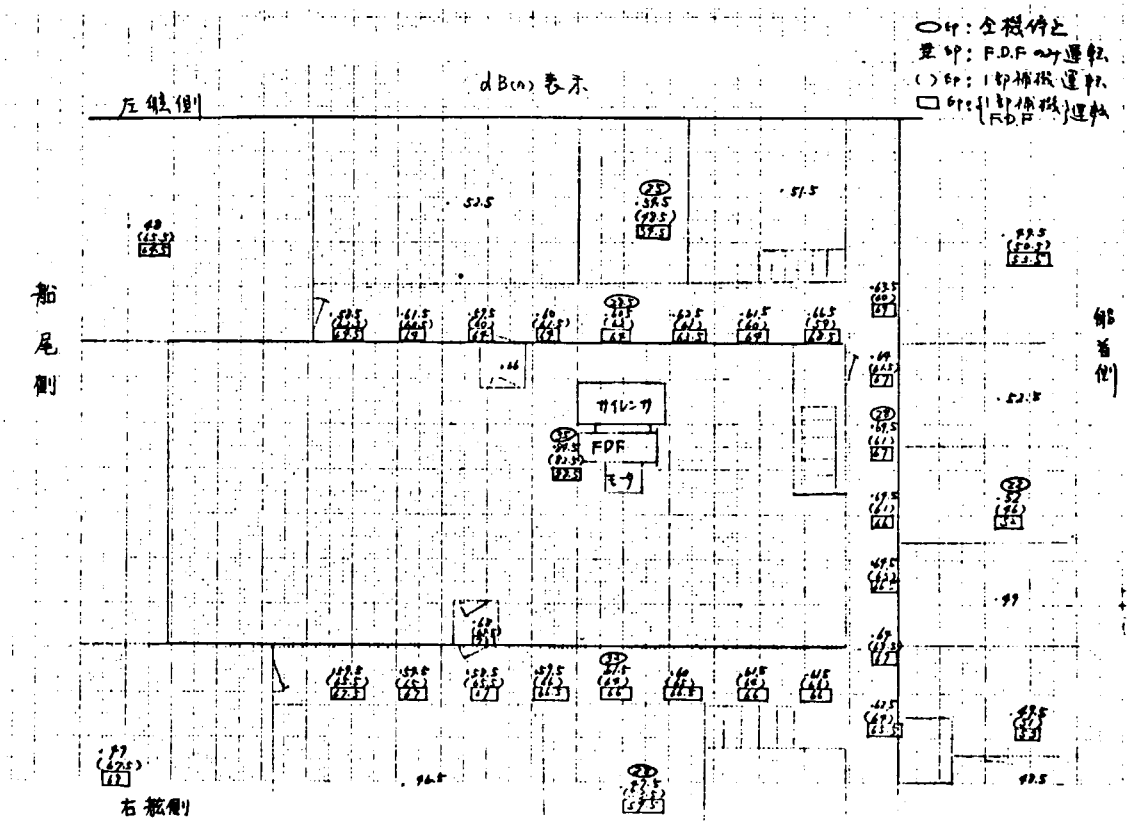


図 7. 1.27　POOP　DK 騒音分布

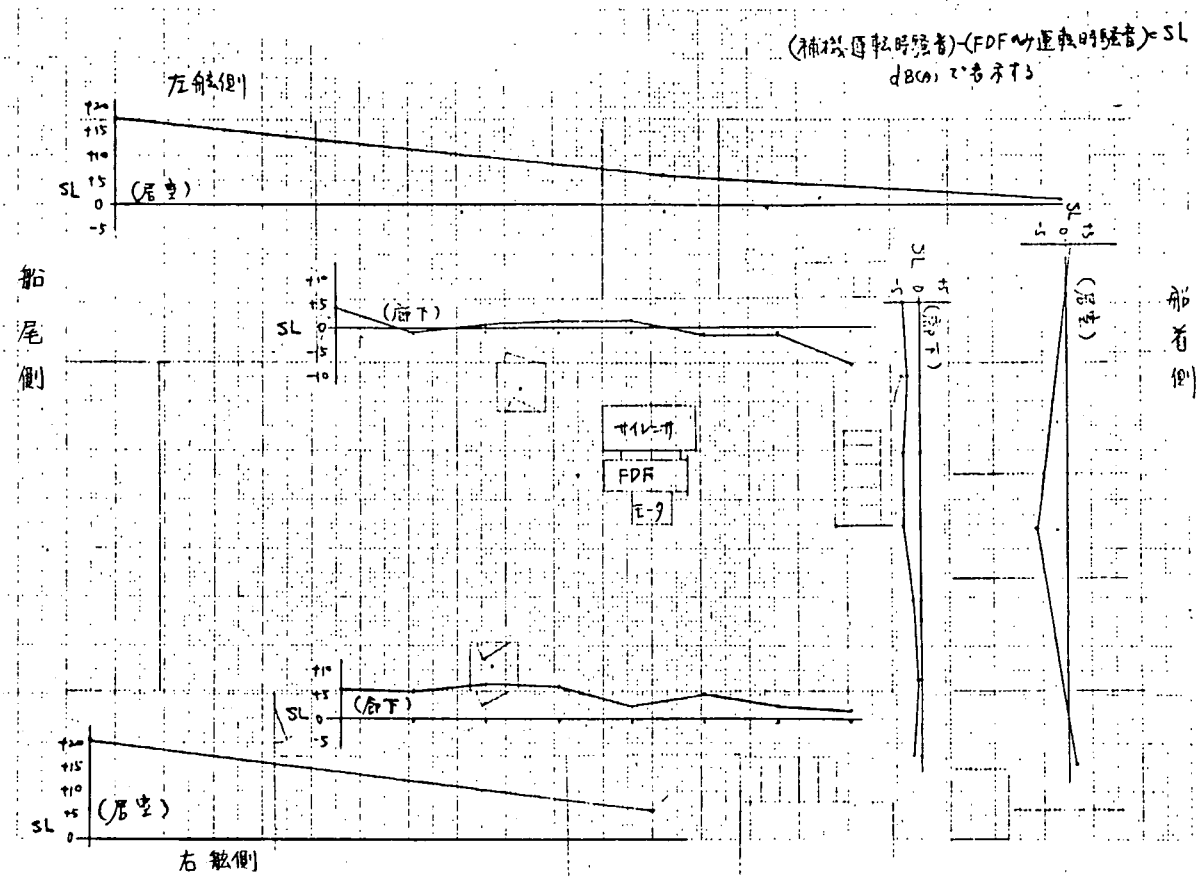


図 7. 1.28　POOP　DK騒音，FDFと補機運転の騒音比較

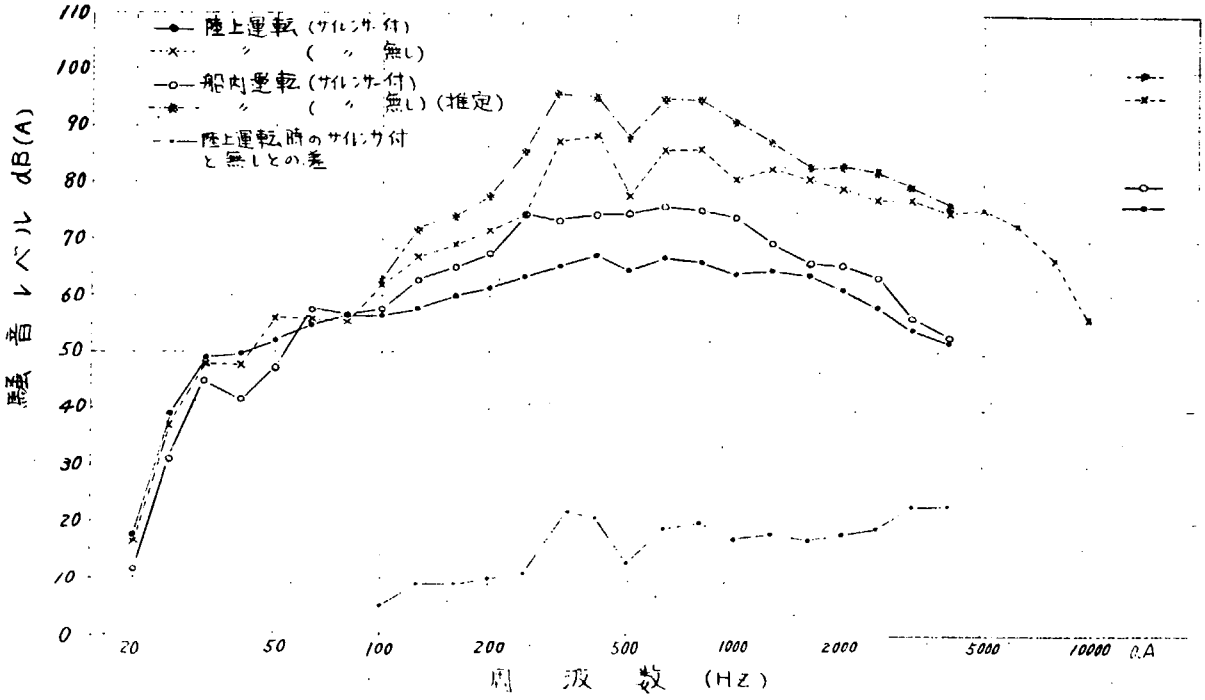


図 7. 1.29　ファン単体騒音の周波数分析

7.2 機関室空気音対策

本節では直接機関室とは関係がないが通常機関部が担当しているケースが多い通風機とその艤装方法について防音の観点から述べるとともに，さらに主機ディーゼル機関，発電機ディーゼル機関の排気音や通風機の騒音が大きく影響している船橋および居住区暴露部の騒音分布についても報告する。

特に通風機とその艤装方法については実船計測結果の考察に加えてカウルヘッド，マッシュルーム，T型通風筒，ファンルーム等の各種ファン艤装品のモデルを製作，無響室を使用して，騒音伝播特性や吸音性能を調査した。

7.2.1 ファン艤装品についての調査，研究

機関室通風機とダクト（通気筒）の減音対策として

(1) 通風機の設置方法

(2) ダクト（通風筒）の艤装方法

以上2項目を調査研究の課題とした。

上記の調査，研究をするために供試船2隻の調査及びファン艤装品についてのモデル実験を行った。

(a) 供試船2隻からの計測結果によると機関室通風機単独運転時の騒音は NOR 航行時より10～15dB(A)も低いが，居住区における影響は見逃せないのが現状である。

(b) 艤装法による騒音の差の分析

(1) 室内吸音材の内張りによる騒音の差（供試船A丸，図7.2.1参照）

（ファンルームの内面に50㎜グラスウール内張り）

図7.2.2よりファンルーム周辺の騒音レベルを対策前後で比較すると吸気口附近では NOR 航行時（M/E，108 rpm）で10dB(A)の差であり，又，居住区（パッセージ）においては16dB(A)の差がある（但し，この計測時には主機回転数は"0"である)。騒音レベルの差からファンルーム内面に吸音材の内張り施工はファン発生音の吸音効果を上げる事だけではなく，空気伝播音の遮音効果を上げるためにも役立っている。

(2) ダクト（吸込口）内面吸音材の内張りによる騒音の差（供試船B丸，図7.2.3参照）

（カウルヘッド設置，吸込口内面に10㎜のモルトプレーン内張り）

図7.2.4よりカウルヘッド吸込口附近の騒音レベルを対策前後で比較すると吸込口附近では5 dB(A)の差があり，又，暴露部の一部であるウイングで若干ではあるが，3 dB(A)の差がある。

ダクト（吸込口）内面に防音材の内張り施工はファンルーム同様ファン発生音の吸音効果を上げている。

(c) ファン艤装品についてのモデル実験

(1) 試験項目

機関室通風機の艤装方法の違いが，暴露部の騒音伝播に及ぼす影響を把握するために，次の項目について実験的に調査した。

(i) 供試ファンの発生騒音，騒音伝播特性把握

(ii) ファン吸込口形状の違いによる減音特性，騒音伝播特性把握

(iii) ファンルームの防音効果および内面吸音処理の効果

(iv) ファンルーム，吸込ルーバーの空気流による2次発生音の影響

(2) 供試体と試験設備

供試ファンは，口径500 ㎜の舶用軸流送風機を使用した。この送風機の定格仕様は回転数1,700 rpm，風量100 m^3/min，静圧上昇23㎜Aq である。ファン吸込口のモデルは各社で使用している代表的な形状として，マッシュルーム形，カウルヘッド形，T形，ファン・ルームを選んだ。これらのモデルの形状および吸込口での平均風速，実験結果から求めた圧力損失を図7.2.5に示す。供試ファンおよび吸込フードを図7.2.6に示すように試験室内のダクトに接続し，ダクトの出口端の絞りを調整することにより，各試験条件毎の風量を一定に保っ

ている。風量の測定は試験ダクトの途中に挿入した多孔管によって行った。ファンの性能カーブおよび発生騒音値の測定結果を図 7.2.7 および 8 に示す。ファン単体としては定格仕様を満足しているが，試験ダクトの圧損がやや大きめであったため試験は風量90 m^3 / min の作動点で行った。

吸込口から伝播する騒音の測定はファンを中心とする同心円上にマイクロホンを図 7.2.9 の様に設置し，マイクロホン出力の⅓オクターブ分析を行った。また，50年度にＳＣ３／ＷＧ１が行った実船調査との対応を調べるために吸込口から 45° 方向 1 m 及び機側 1 m の点の騒音測定も行った。

(3) 試験結果の解析

オーバーオール騒音レベルの測定結果を表 7.2.1 に示す。以下これをベースに解析した結果を示す。なお，周波数分析は代表例を示すにとどめる。

(i) 吸込口形状の違いによる騒音比較

ファン中心を含む水平面内における騒音の距離に対する減衰を吸込口形状をパラメータとして図 7.2.10に示す。図中の 1 点鎖線は距離逆二乗則による理論減衰線を示している。実測の騒音レベルも吸込口の近くを除いて逆二乗則にほぼ従っていることが分る。

ファン単体とマッシュルーム形吸込口はファン軸を中心として周囲から均一に吸込むため騒音伝播の指向性は見られないが，カウルヘッド形，Ｔ形，ファンルームは吸込口が 1 方向ないし，2 方向であるため，吸込口の方向（Ａライン）により多くの騒音が伝播し，吸込方向と直角方向（Ｄライン）へは少ないことが分る。とくにファンルームについての傾向が著しい。

この水平面内の騒音伝播の指向性を図 7.2.11に示す。図の ０dB 基準線は同一距離上の測定点（Ａ～Ｄまたは Ａ～Ｅ）のエネルギー平均値を基準としている。

(ii) 騒音伝播計算式

ファンの中心から受音点までの距離がある程度以上のところでは，騒音伝播計算式は点音源の計算式が適用される。

$$SPL = SPL_o - 20\log\frac{r}{r_o} + DL_\theta$$

ＳＰＬ：音源中心から距離 r の点の音圧レベル（dB）

SPL_o：音源中心から距離 r_o の基準点の音圧レベル（dB）

r，r_o：音源中心から受音点および基準点までの距離（ m ）

DI_θ：θ 方向の指向性（dB）

ファンの騒音は工場試験等で，通常吸入方向，回転軸から 45° 方向の位置で測定されるので，基準点をこの方向にとり指向性を求めた結果を表 7.2.2 に示す。指向性の算出はファン単体の場合の B' ライン上の等価パワーレベル（数個の観測点から求めた平均値）と各吸入形状，各方向毎の見かけのパワーレベル(平均値)の差を指向性としている。

実船において甲板上の騒音予測を行う場合，工場試験における吸入口 45°方向の実測値を SPL_o とし上式により距離と指向性の補正を行う。ただし表 7.2.2 の指向性を求めるにあたって供試体近傍の 1.5 m の点は省き 2.5 m 以上の点の平均値をとったので受音点までの距離 r は $r \geqq 5D$ 以上で成り立つものとする。なお，本試験は無響室内の自由空間で行ったもので甲板上の反射がある場合には別途補正を考える必要がある。

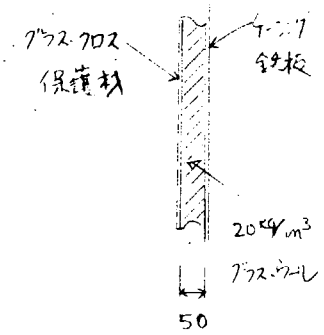
(iii) 吸込フードおよびファンルーム内吸音材内張りの効果

Ｔ形吸込口およびファンルーム内面に次図のように 50 mm 厚さのグラスクロス保護グラスウールを内張りした場合の騒音低減量を，図 7.2.12に示す。吸音材の効果は方向によって異なるが，Ｔ形吸入口で 5 ～ 7 dB(A)，ファンルームで 7 ～10dB(A)の減音量があることがわかる。また図 7.2.13および14に吸込口正面方向

1.5 m位置での周波数スペクトルの比較を示すが，吸音材の効果は高周波成分の減音効果が大きいことがわかる。

(iv) ファンルーム吸込口の二次発生音の影響

図 7. 2.15にファンルーム吸込口の空気流による二次発生音をファン発生音と比較したものを示す。二次発生音はファンルーム内に吸音材を張った場合のファン騒音に比べてもオーバオールで24dB(A)周波数成分毎にも10dB以上の差がある。図の計測結果はルーバー部の風速が2.6 m/ s の時の値であるが，ファンルームの設計により平均風速が 5m/ s 程度になっても二次発生者は60dB(A)程度（風速の6乗に比例するとして推定）なので，機関室通風機においては吸込口ルーバーの空気流による二次発生音については考慮する必要は無いといえる。

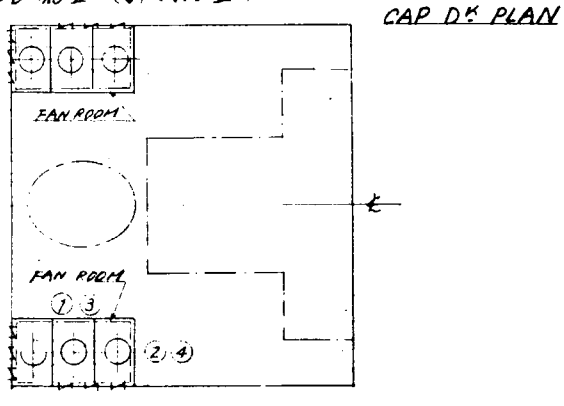


1. 供試船要目

船種	コンテナ	トン数	DWT 35800
船級	N K	寸法	L 248 × B 32.2 × D 19.9 × d 15
項目	型式	台数	容量
主機	KAWASAKI MAN K 10 SZ 105 / 180	2	MCR 40000 PS × 110 RPM / NOR 34000 × 104 RPM
発電機	1375 KW × 720 RPM	4	
機関室通風機	立型軸流	6	2000 m³/min × 50 mmAq (45 KW × 1200 RPM)

2. 使用計測器　：リオン NA-07A，SA-55

3. ファンルーム配置（計測位置）



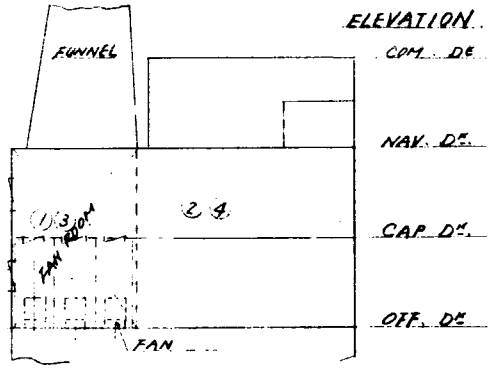


図 7. 2. 1　供　試　船　A　丸

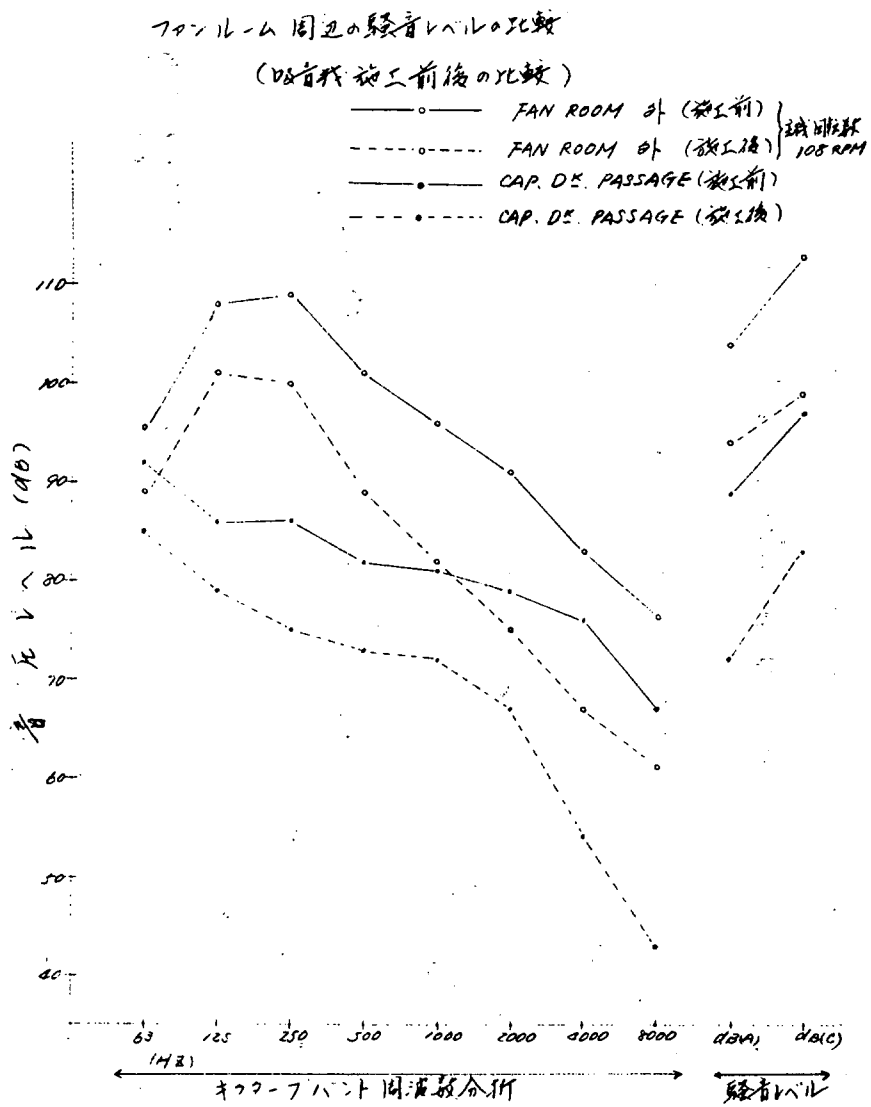


図 7.2.2　供試船 A 丸ファンルーム周辺の騒音レベルの比較
（吸音材施工前後の比較）

1. 供試船要目

船種	バルクキャリヤ	トン数	
船級	NK	寸法	
項目	型式	台数	容量
主機	石川島スルザー 7RND 76	1	MCR 14000 PS × 122 RPM / NOR 12600 PS × 118 RPM
発電機	660 PS × 720 RPM	3	
機関室通風機	立型軸流	3	200 m³/min × 40 mmAq × 2 SET 900 m³/min × 30 mmAq × 1 SET

2. 使用計測器：JEIC－OAP 12 D（騒音計、オクターブバンド分析器）

3. カプセルヘッド配置（計測位置）

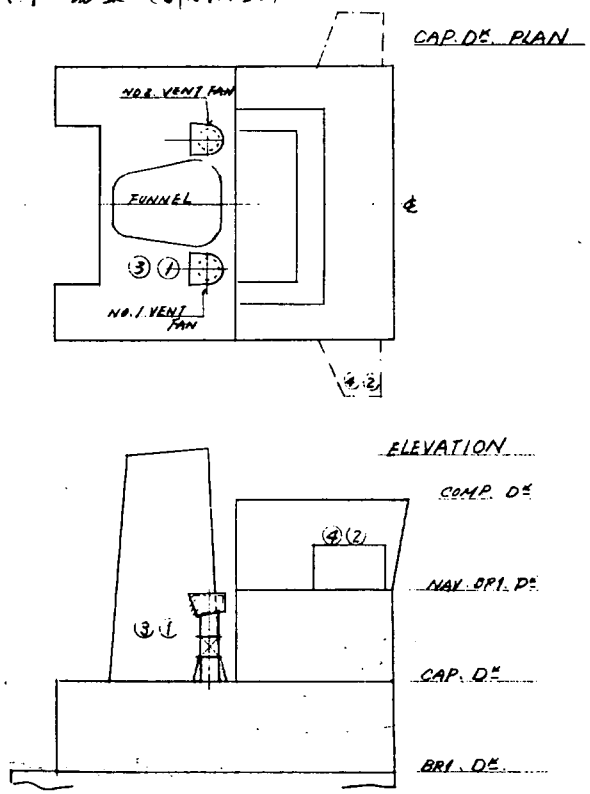


図 7.2.3　供　試　船　B　丸

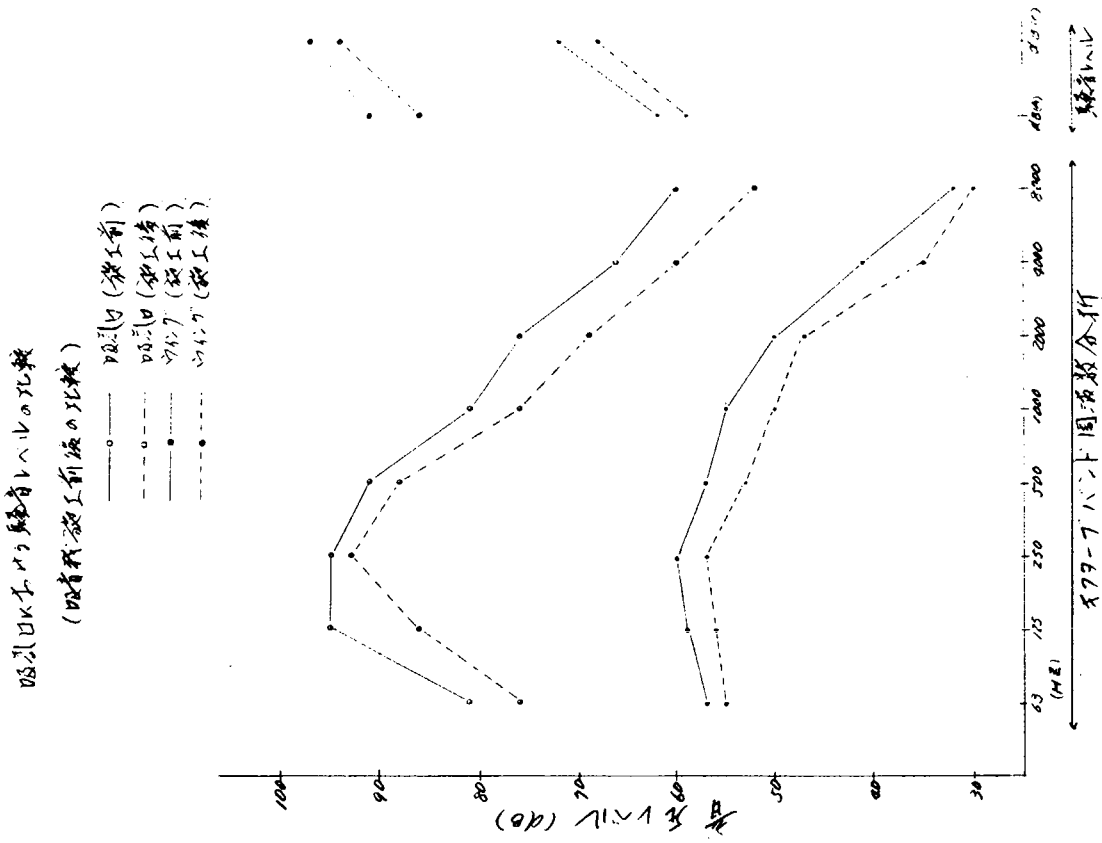


図 7.2.4　供試船 B 丸吸気口における騒音レベルの比較
（吸音材施工前後の比較）

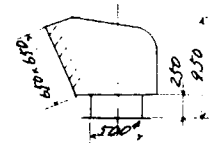
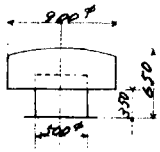
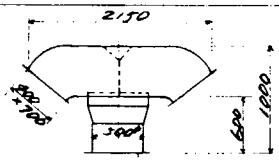
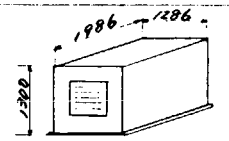
番号	略図	吸込口面積 m²	吸込口平均風速 m/sec	吸込圧損失 mmAq	備考
(1) カドルーム		0.41	3.6	4.1	
(2) マッシュルーム		0.44	3.4	6.4	
(3) T型		0.56	2.6	—	吸込口内面に吸音材貼り テスト実施
(4) ファンルーム		0.56	2.6	2.3	ファンルーム内面に吸音材貼り テスト実施

図 7.2.5　各種ファン艤装品のモデル

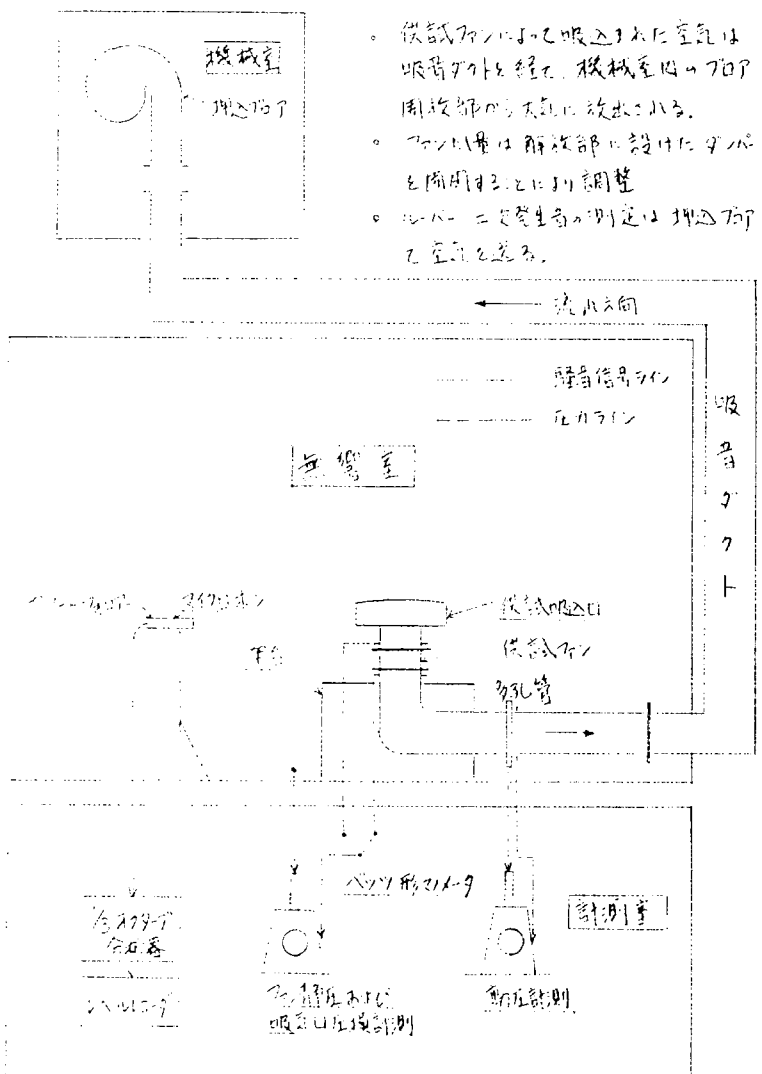


図 7. 2. 6　試験設備配置図

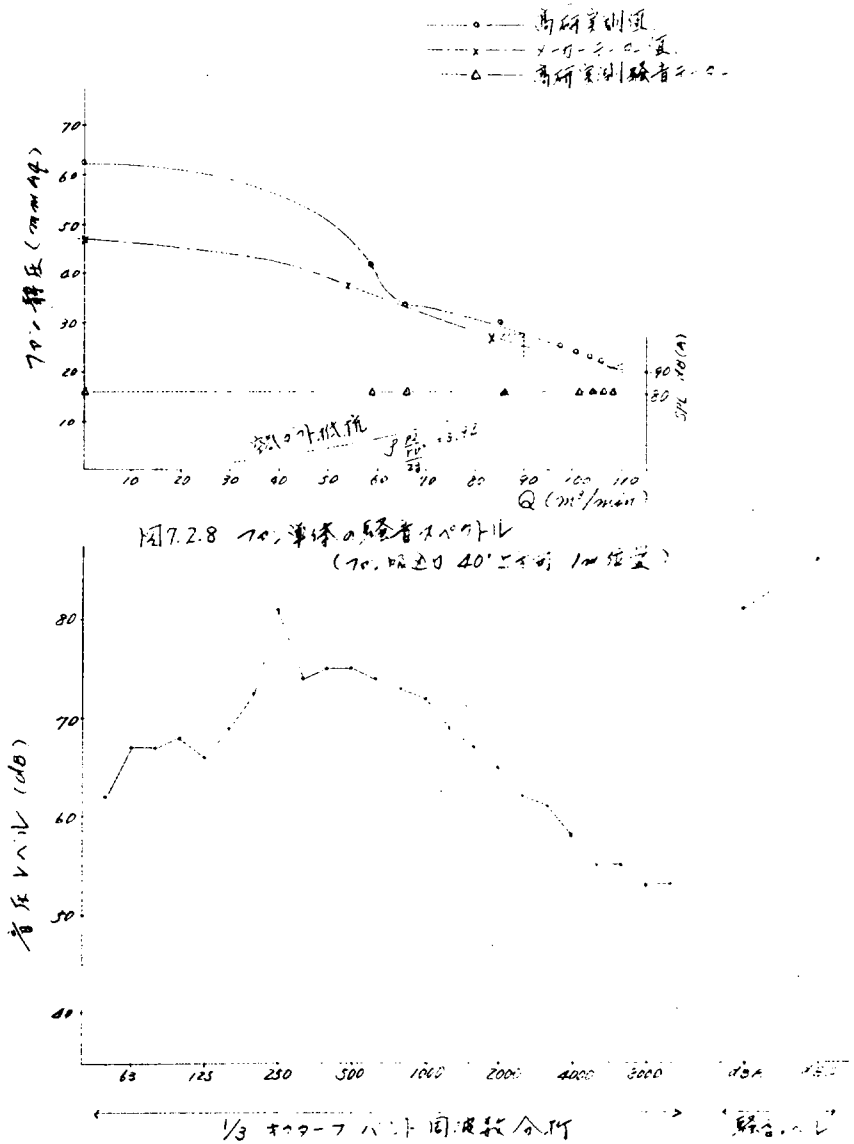


図 7. 2. 7　供試ファン性能曲線

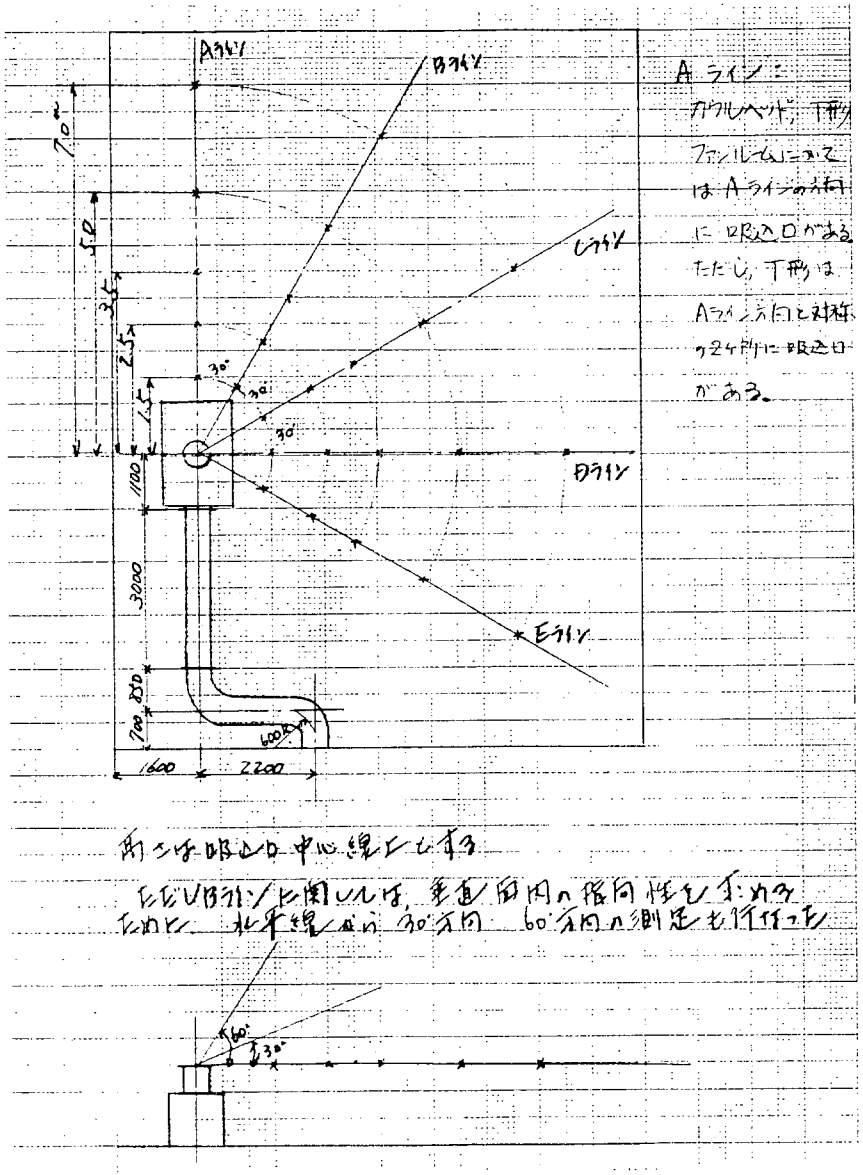


図 7.2.9　騒音伝播特性測定位置

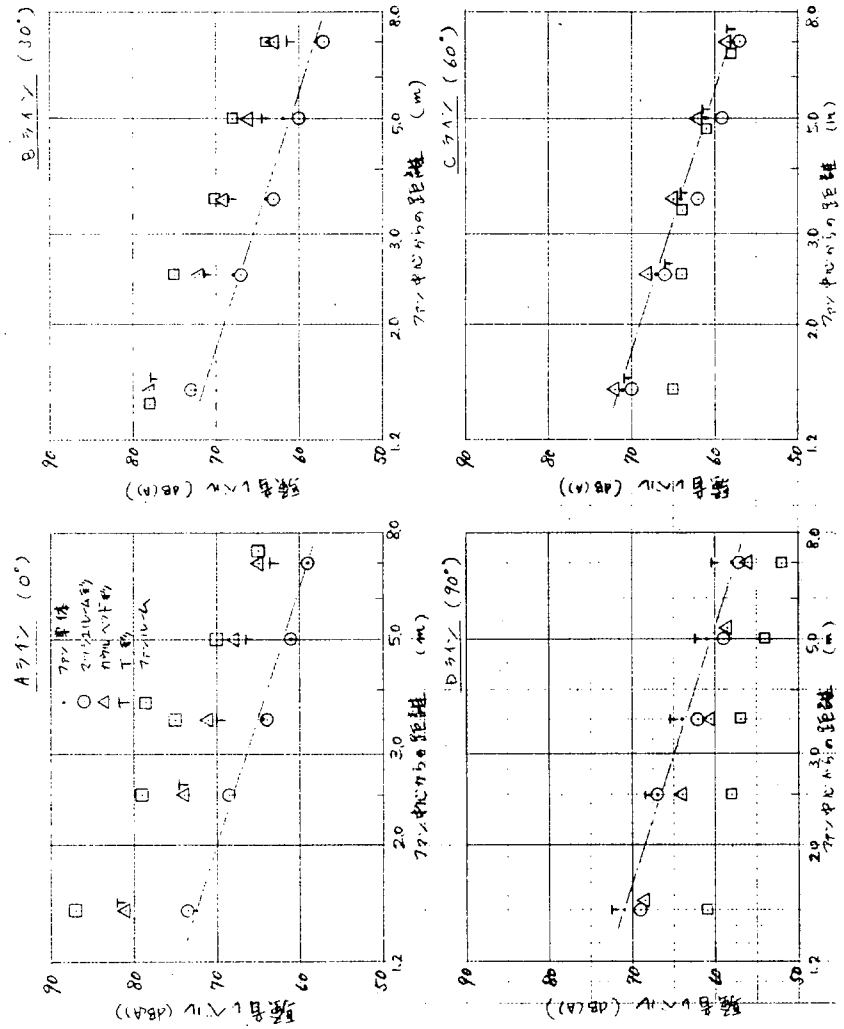


図 7.2.10　吸込口形状の違いによる騒音伝播比較

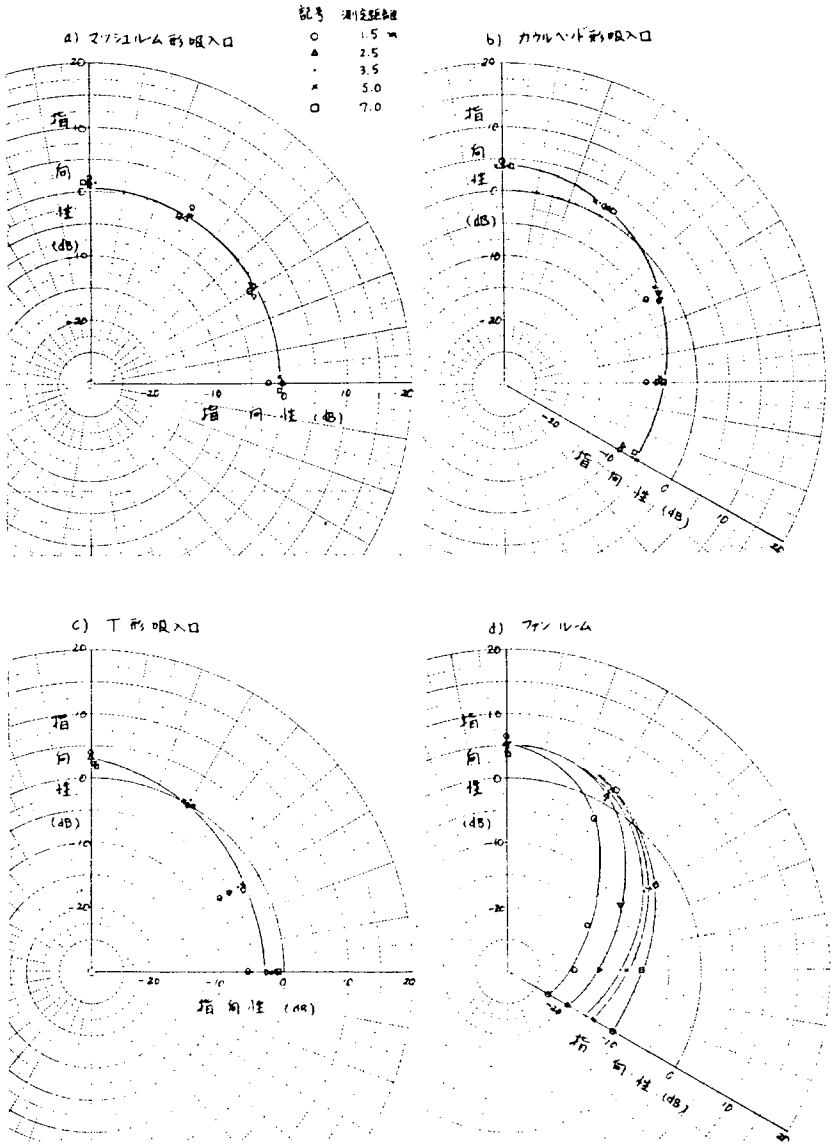


図 7. 2.11　吸込口からの騒音伝播指向性

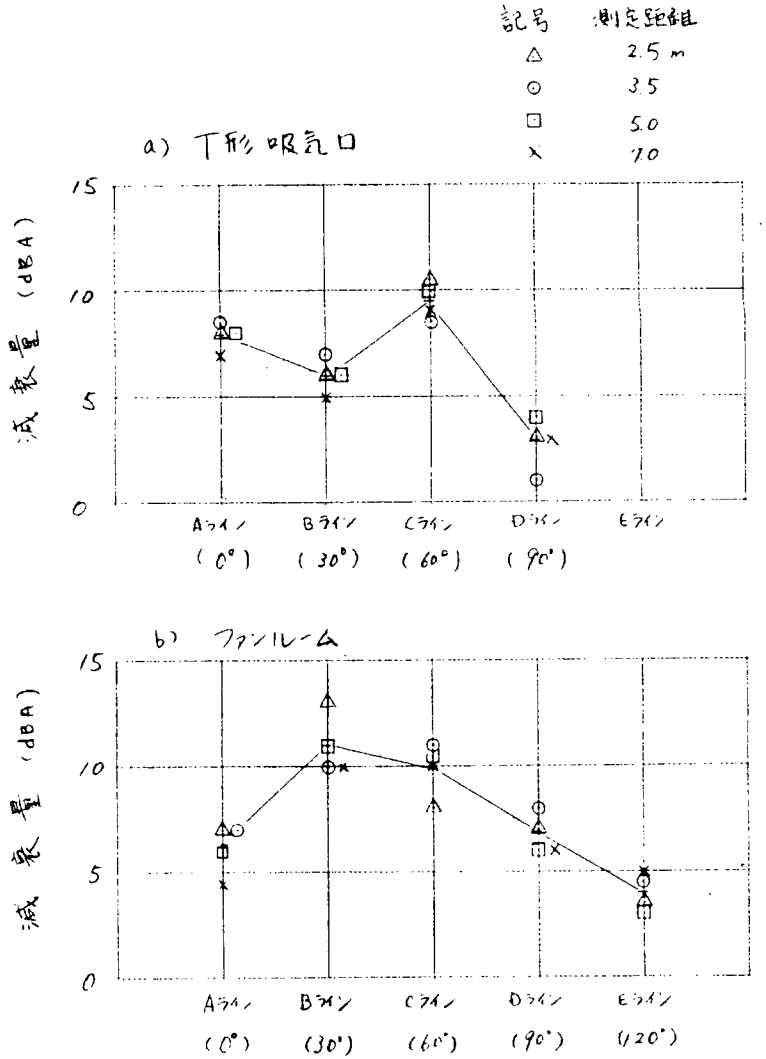


図 7. 2.12　吸込口内吸音材内張りの効果

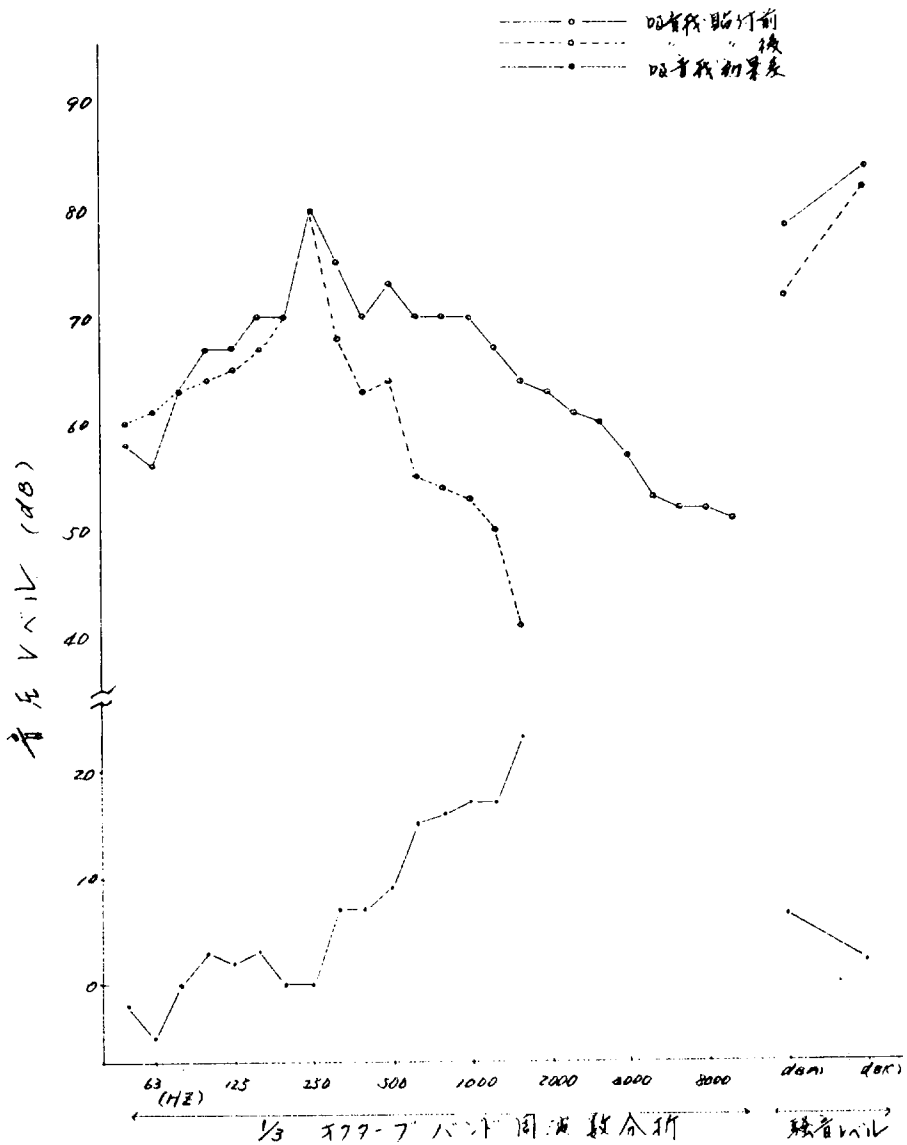


図 7.2.13　T型吸音材効果

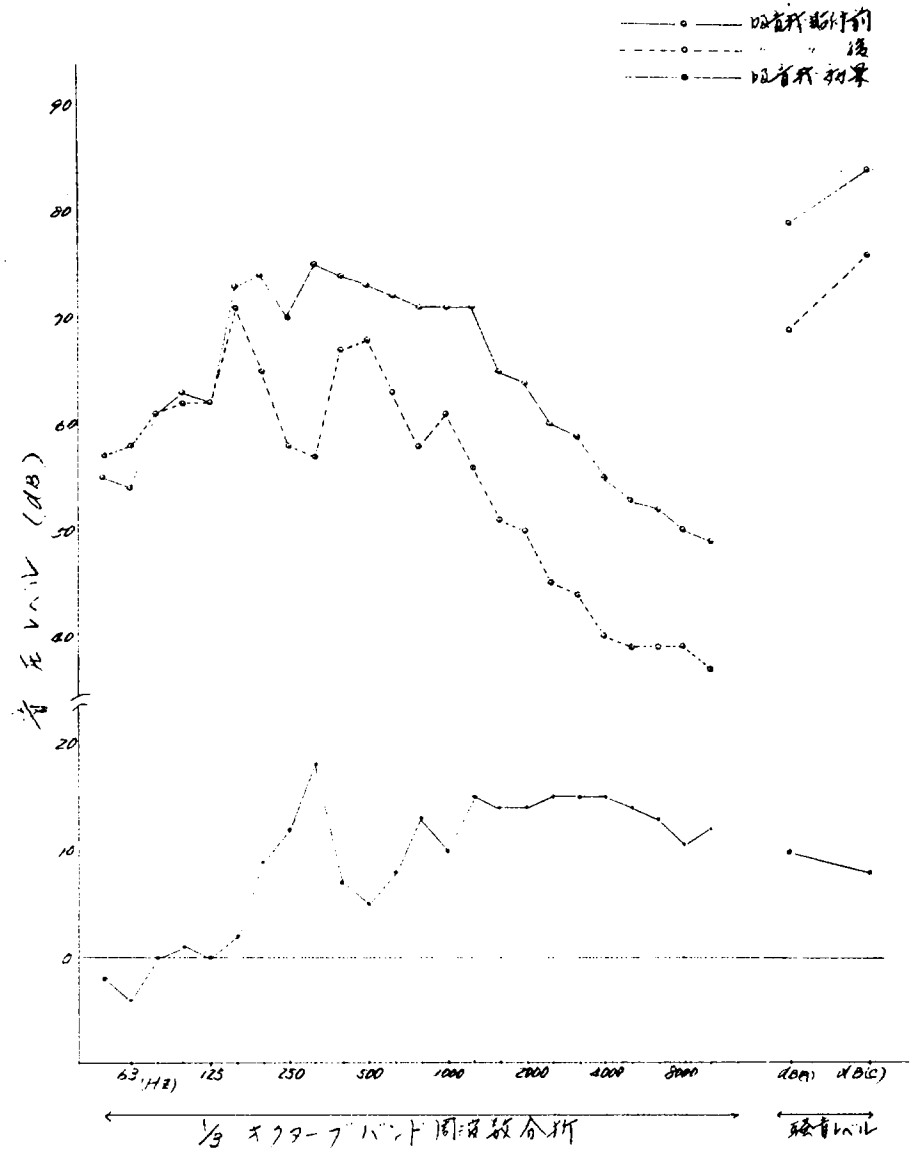


図 7.2.14　ファンルーム吸音材の効果

表 7.2.1　オーバ・オール騒音レベル測定結果一らん表

単位：dB

測定位置 ＼ 吸込口形状 / 聴感特性			ファン単体		マッシュルーム型		カウルヘッド形		T形				ファンルーム			
									吸音材無し		吸音材内張		吸音材無し		吸音材内張	
No.	方向	距離	A	Lin	A	Lin	A	Lin	A	Lin	A	Lin	A	Lin	A	Lin
1	A	1.5m	72.5	79	73.5	82	81	89	81.5	87	75	83	87	91	78	83
2		2.5	68	75	68.5	79	74	81	74	79	66	75	79	82	72	76
3		3.5	64.5	72	64	77	71	79	69.5	74	61	69	75	78	68	71
4		5.0	61	68	60.5	71	68	73	66	71	58	66	70	75	64	69
5		7.0	59	66	59	69	65	71	63	68	56	64	65	70	60.5	65
6	B	1.5	72.5	80	73	82	78	86	77.5	82	69	79	78	83	68	76
7		2.5	68	74	67	78	72	78	71	76	65	74	75	80	62	70
8		3.5	64	71	63	75	69	78	68	72	61	70	70	75	60	66
9		5.0	62	68	60	70	66	72	64	70	58	66	68	71	57	65
10		7.0	58	67	57	68	63	68	61	67	56	65	64	68	54	60
11	B′	1.5	75	80	70	78	72	81	68	76	63	72	73	77	59	69
12		2.5	70	76	68	77	70	78	64.5	72	60	69	68.5	73	55	65
13		3.5	68	73	63	73	66	75	62	70	59	68	67.5	71	55	64
14		5.0	63	68	60	68	62	70	60	68	56	64	63	68	53	60
15		7.0	61	67	57	67	61	68	57.5	64	53	62	61	64	49	58
16	B″	1.5	72	78	70.5	79	68	75	64	71	59	69	64.5	70	51	60
17		2.5	68	73	67.5	73	64	71	61.5	68	56	65	61	68	47	57
18	C	1.5	71	79	70	79	72	81	70.5	76	63	73	65	72	56.5	67
19		2.5	67	74	66	78	68	76	65.5	70	55	65	64	70	56	65
20		3.5	64	70	62	73	65	72	63.5	68	55	63	64	68	53	65
21		5.0	61	68	59	70	62	69	61	64	51	60	61	67	50.5	59
22		7.0	58	66	57	68	58.5	68	58	62	49	59	58	62	48	56
23	D	1.5	71	79	69	79	68.5	78	72	82	70	80	61	68	53.5	66
24		2.5	67	74	67	77	64	72	68	77	65	73	58	69	51	63
25		3.5	64	70	62	73	60.5	69	65	73	64	72	57	66	49	60
26		5.0	61	69	59	69	58.5	69	62	70	58	68	54	62	48	58
27		7.0	58	65	57	68	56	65	60	68	57	67	52	58	46	57
28	E	1.5					67	76	78	82	63	72	58	68	53	62
29		2.5					61	70	70.5	75	59	68	54.5	63	51	60
30		3.5					60	69	66	72	54	63	53.5	61	49	60
31		5.0					58	65	63	70	52	60	51	58	48	56
32		7.0					54	61	61	67	50	58	50	56	45	53
33	ファンケーシングから1m	(Aライン上)	73	82	77	88	81	88	81.5	87	74	84	88	93	78	85
34		(Dライン上)	72	80	75	84	78.5	89	73	81	72	82	60	69	54	66
35	吸込口センター30°方向1m	(Aライン)	81	86	80.5	90	81	89	78.5	84	72	82	79	84	69	76
36		(Dライン)			78	89			78.5	84	72	81				

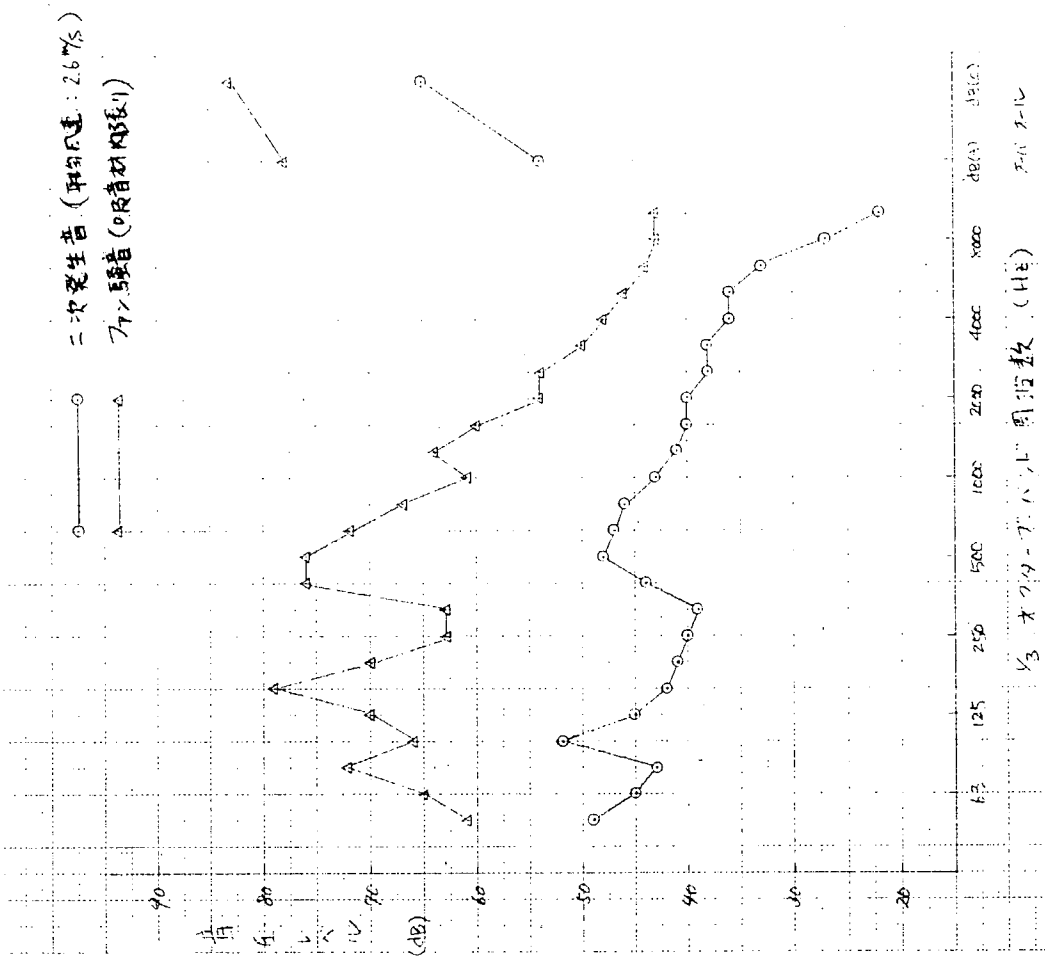


図 7.2.15　ファンルーム吸込ルーバー，空気流による二次発生音
（ファン音との比較　測定位置Aライン 1.5 m）

表 7.2.2　ファン吸込口形状による指向性 ── ファン単体45°方向基準
（但し，r ≧ 5 D 以上，D：ファン口径，r：受音点までの距離）

ライン水平角度 / 垂直角度 / 吸入口形状	Aライン 0°	B ライン 30°		Cライン 60°	Dライン 90°	Eライン 120°
	0°	0°	上30°	0°	0°	0°
ファン単体	−2.5	−2.5	0	−3.0	−3.0	−
マッシュルーム形	−2.5	−3.8	−3.6	−4.5	−4.3	−
カウルヘッド形	+4.0	+2.0	−0.8	−2.1	−5.8	−7.3
T 形	+2.6	+0.5	−4.5	−3.5	−1.8	−
ファンルーム	+6.7	+3.7		−3.8	−10.3	−13.3

7.2.2 船橋および居住区暴露部の騒音分布について

機関部騒音源の実態および対策方法については 7.1 およびＳＲ 156 昭和50年度報告書で述べてきた通りであるが，その中で主機，ディーゼル発電機の排気音および機関室通風機の吸気音は甲板上に伝播し，ブリッジウィングでの主騒音源になったり，居住区暴露部から居室壁を透過し居室音に寄与することが考えられる。排気音の伝播特性については51年度に調査し，機関室通風機吸気音の伝播特性については 7.2.1 に述べたとおりであるが，ここでは，NOR 航走中の実船での船橋および暴露部の騒音計測結果と先の研究結果を対比し，これらの騒音源対策上の問題点を検討した。

(a) 船橋，居住区暴露部騒音実船計測結果

表 7.2.3 に示す 3 隻の供試船について海上公試 NOR 航走中の船外騒音調査を行った。騒音測定要領は船舶船体部騒音計測方案※に従った。騒音測定位置を図 7.2.16に示す。（供試船Ａ）

騒音調査結果の取纒めを表 7.2.4 に示す。居住区暴露部の騒音レベルは供試船の種類，大きさによってあまり変化はなく，平均70dB(A)前後である。また，居住区高さ方向には上甲板 3 層目（ほぼ中央）が最も騒音が小さく，これより上下層にゆくに従い騒音レベルは増加している。

図 7.2.17および18に暴露部騒音の周波数分析結果を示す。全般に低周波成分の寄与が大きく，Ａ特性補正値では 250 Hz付近の寄与が最大である。

(b) 船橋，居住区暴露部における排気音，機関室通風機吸気音の寄与

表 7.2.5 に計算から求めた排気音，吸気音の寄与推定値と実測結果の対比を示す。計算のベースとなる各機器の音響出力は，それぞれの寄与が独立と考えられる点の実測値から推定した。すなわち排気音についてはブリッジウイングの実測値（ＳＲ 156 昭和50年度報告書，8.4(B)排気音実船実験参照），機関室通風機吸気音は設置甲板上の数 m 離れた点の実測値から機器の等価パワーレベルを逆算した。

また，騒音計算にあたっては音源から受音点を見通す径路に交差する船体構造を遮へい物と見なし，神大・前川の方法による障壁減音量を加味した。（図 7.2.19）

暴露部の実測騒音値がデッキ高さ方向にあまり変化がなかったのに対し，排気音，吸気音の寄与は下層から上層に行くにしたがって漸次増加していることがわかる（図 7.2.20）。これらの音源の暴露部への寄与は総合音に対して 5 ～10dB(A)小さく，この 2 つの音源以外に次のような騒音源の影響が考えられる。

(i) 船体構造物の風切り音

(ii) 船体固体伝播音による放射音

(iii) 船体側機器の騒音

※ ＳＲ 156 昭和50年度報告書

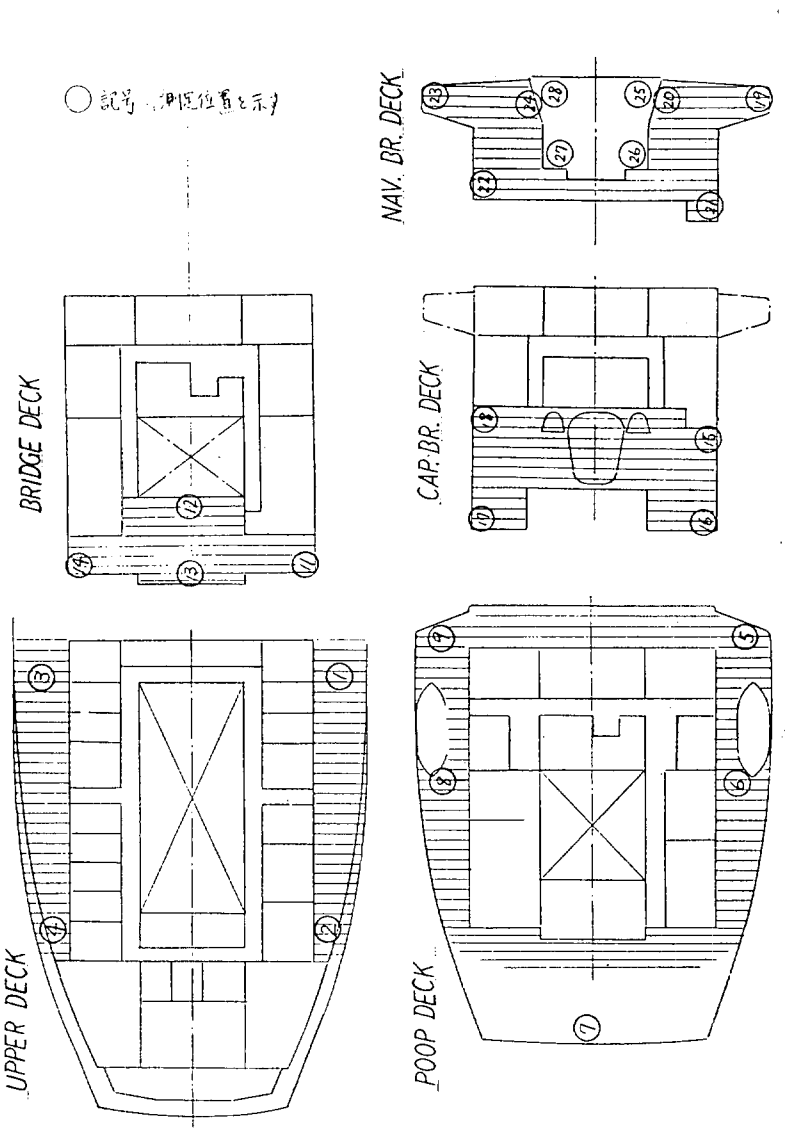


図 7. 2.16　居住区暴露部騒音測定位置（供試船Ａ）

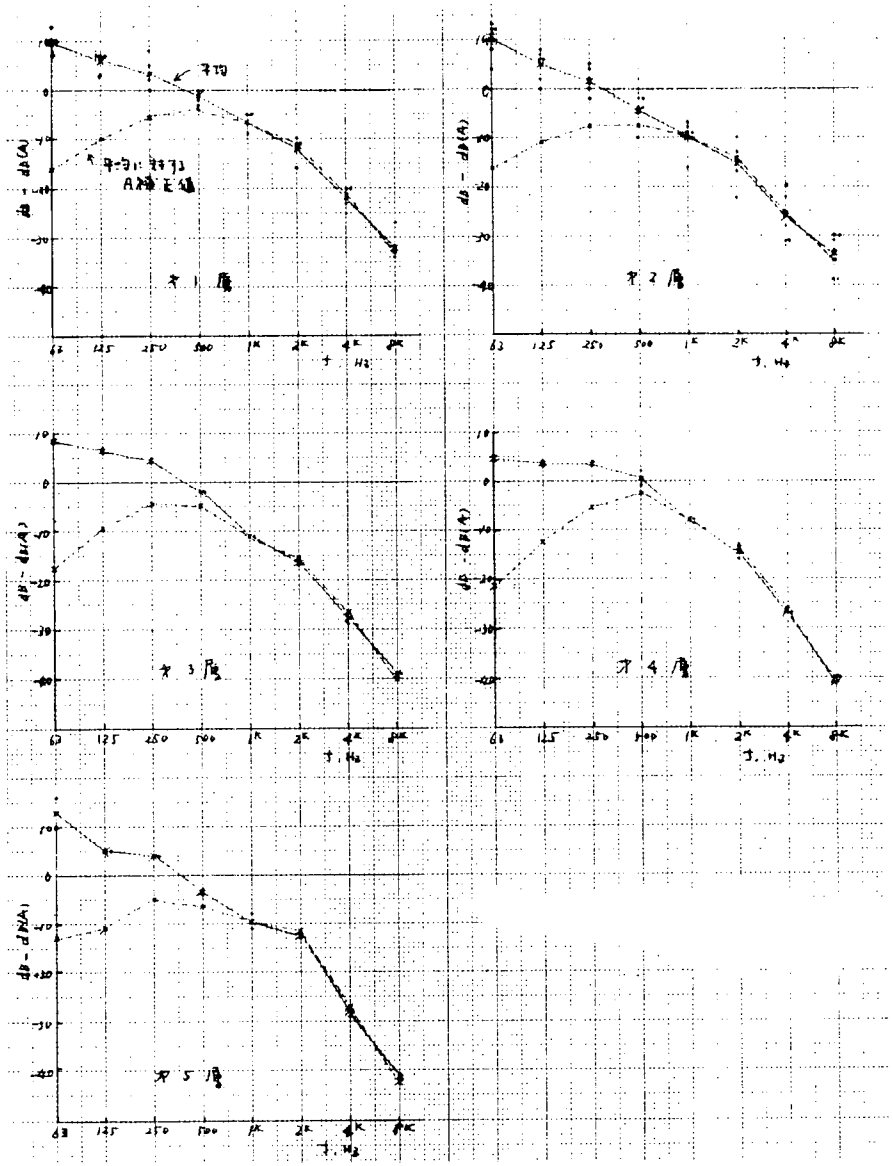


図 7. 2.17　居住区暴露部騒音スペクトル（供試船Ａ）

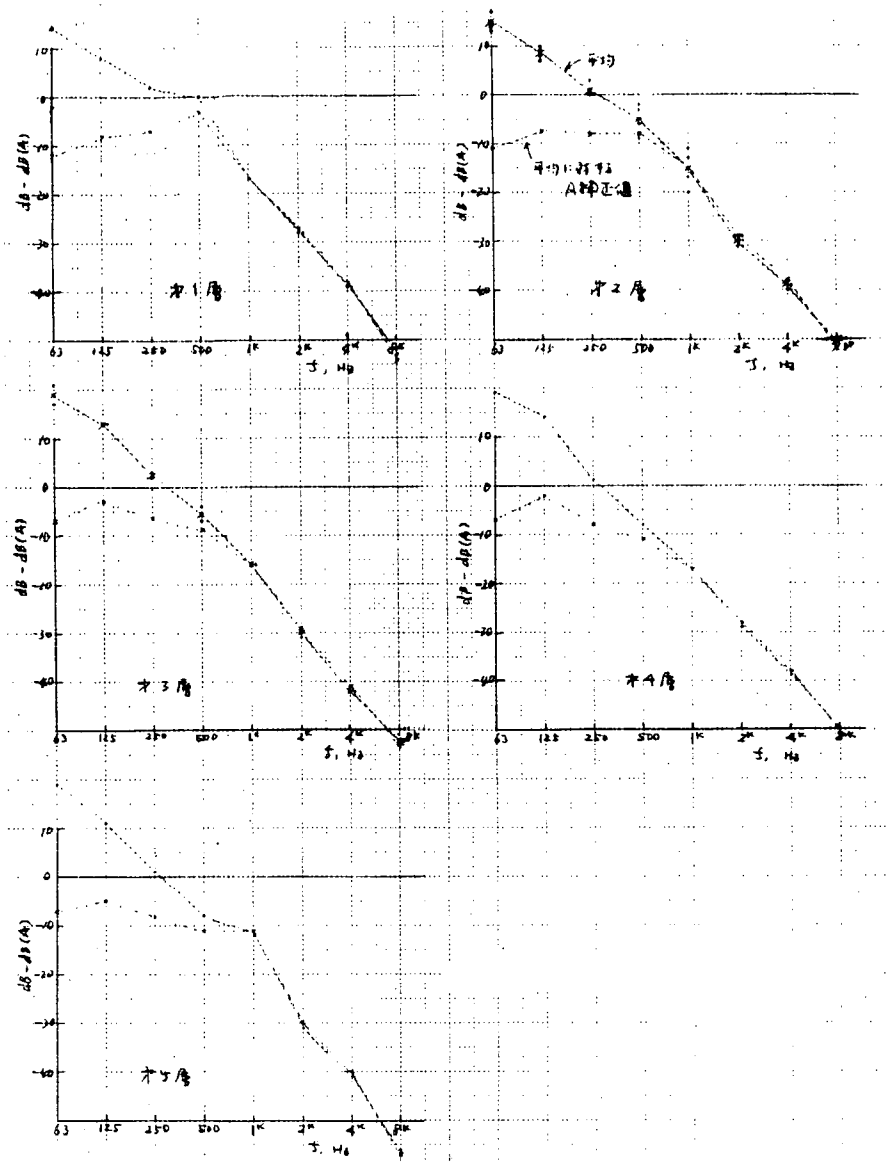


図 7.2.18　居住区暴露部騒音スペクトル（供試船 B ）

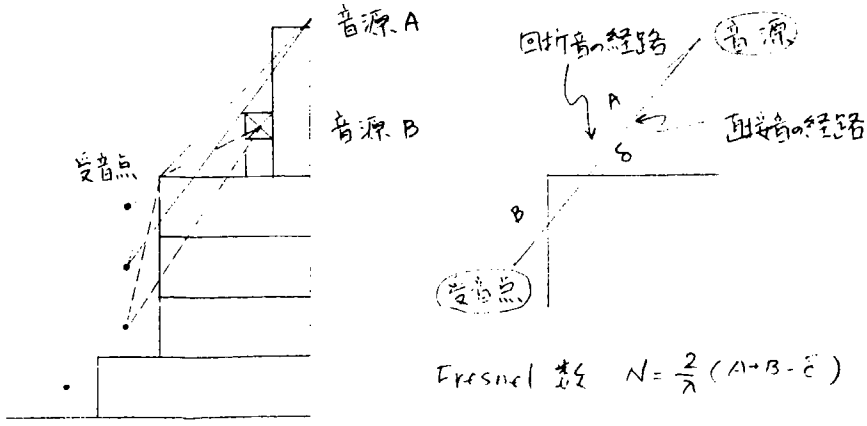


図 7.2.19　船体による騒音源の遮へい

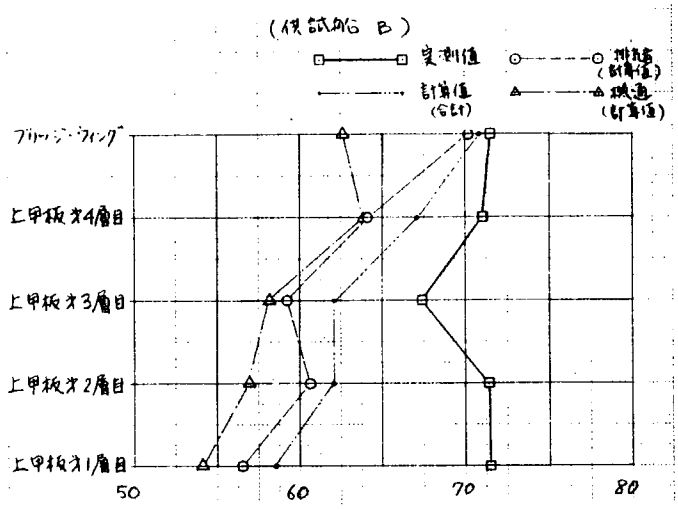


図 7.2.20　居住区暴露部騒音の実測値と排気音，機関室通風機音寄与度計算値の比較

表 7.2.3　実船計測供試船

船名	船　種	DWT／GT	主　機　型　式	発電機型式	機関室通風機形式	居住区形式×層　数	備　　考
A	バルクキャリア	40,573／23,980	SULZER 7RND76 NOR12,600PS, 118RPM	ディーゼル×3 （使用2台） 650PS×720rpm 420kW	軸流700 m³/min ×25mmAq×2 900 m³/min ×25mmAq×1 カウルヘッド	取　巻 ×　5	
B	バルクキャリア	26,250／16,100	SULZER 7RND68 NOR10,400PS, 145RPM	ディーゼル×3 （使用1台） 6PSHTb−26D 750PS×720rpm	軸流450 m³/min ×30mmAq カウルヘッド	取　巻 ×　5	
C	LPG	50,000／39,500	MAN K7SZ 90/160 NOR18,270PS, 118RPM	ディーゼル×2 1,680PS 720RPM 220kW	軸流800 m³/min ×30mmAq ファンルーム	取　巻 ×　5	

表 7. 2. 4　居住区暴露部騒音計測結果一覧表　　単位：dB(A)

騒音測定位置＼供試船		A 測定値	A 平均	A 測定点数	B 測定値	B 平均	B 測定点数	C 測定値	C 平均	C 測定点数
居住区暴露部	上甲板第1層目	73～78	75	4	71～72 船首側のみ	71.5	2	72～75	73	4
	上甲板第2層目	67～73	70.2	5	69～73	71.3	7	71～72 艉側のみ	71.5	2
	上甲板第3層目	77～80 艉側のみ 機通の影響大	78.5	2	66～73 GALLEY FANの影響	(67.4)	7 (5)	70 艉側のみ	70	2
	上甲板第4層目	80～81△ 艉側のみ 機通の影響大	80.5	2	71 船尾側のみ	71	1	71～72 艉側のみ	71.5	2
	上甲板第5層目	71～73	72	2	70～83△	74	(3)	75～98△	(75)	11 (2)
船橋		75	75	2	71～72	71.5	2	75	75	2

(注) 1. "測定値"欄中の記号(△)は，機関室通風機設置甲板のため，局所的に大きな騒音値が測定されていることを示す。
2. "平均値"欄の(　)内数字は，局所的な過大騒音値を除き，居住区暴露部に入射する騒音値を表わすと考えられる測定点の平均値。
3. "測定点数"欄の(　)内数字は2項の測定点数を示す。

表 7. 2. 5　居住区暴露部への排気音，機関室吸気音の伝播計算

騒音測定位置＼供試船 区分		A 計算値 排気	A 計算値 機通	A 計算値 合計	A 測定値	B 計算値 排気	B 計算値 機通	B 計算値 合計	B 測定値	備考
居住区暴露部	上甲板第1層目	−64.9	57.8	65.7	75	56.6	54.0	58.5	71.5	
	上甲板第2層目	63.8	59.1	65.1	70.5	60.6	56.8	62.1	71.3	
	上甲板第3層目	68.0*	65.5*	69.8	(78.5)	59.2	58.1	62.1	67.4	* 右舷側 (　)艉側の機通，影響の大きい個所。
	上甲板第4層目	−	−	−	−	64.1	64.1	67.1	71	
船橋		≪74.9≫	63.7	75.2	75	≪70.2≫	60.6	70.9	71.5	

(注) ≪　≫は排気音パワー推定のベースとした騒音値である。

7.3　空気音対策設計指針

本節では，SR 156昭和50年度および51年度の機関室内単体機器の空気音対策の研究調査結果を実際の船舶艤装に適用するため，(1)主機関，(2)発電機ディーゼル機関，(3)ファン単体およびその艤装品に関する設計指針について述べる。

7.3.1 主機関についての設計指針

一般に舶用主機としては，蒸気タービン，低速ディーゼル及び中速ディーゼル等が考えられるが，図 7.3.1 が示す様に，それぞれの機種によって騒音レベルにかなりの差があり，又，メーカ型式によっても異なっている。これら機種による違いはそれぞれ騒音源の違いによるもので，ここに主騒音源及びその対策について述べ設計指針とする。

(1) 蒸気タービン

(a) 騒音源

(i) 減速機 ｛歯車の噛合音
歯車室の振動による放射音

(ii) 蒸気通過音 ｛操縦弁
タービンノズル

(b) 騒音対策

(i) 減速機

減速歯車装置からの騒音は90～ 100 dB(A)程度で対策としては

(イ) 歯面の加工精度の向上。

(ロ) 歯車室を遮音カバーで覆う。

(ハ) 歯車室に防振材を取付ける。

(ニ) 歯車室の振動を防止する。

等がある。(イ)の歯面加工精度については出力効率の面からだけではなく，今後は騒音対策から考えなくてはならず，(ロ)の遮音カバーで覆う方法は外部よりの計測，監視装置，火災探知装置，内部冷却及びカバーの形状，大きさ等，実用に対して極めて困難な面が多く，部分的に囲うことも構造上困難である。一方(ハ)の歯車室に防振材を取付ける方法は特に設計変更を要求されず，保守点検の容易性を損うこともない等，他の対策に比べ実現性に富んでいる。(ニ)の歯車室の振動を防ぐ方法は多くの補強が必要で設計変更，重量増加等，実現性に乏しい。以上の他に，歯車室内での歯車からケーシングへの伝播音を防ぐため，直接歯車のリブ面に防振材をはりつける方法やケーシング内面に防振材をはる方法が考えられているようであるが潤滑油による防振材への影響のため採用には至っていない。

(ii) 蒸気通過音

もう一つの騒音源として，操縦弁スロットル部やタービンノズルの蒸気通過音がある。この騒音レベルは80～90dB(A)で，特に出力性能に関する部分の騒音だけに各メーカ共，対策は考えていないようである。

(2) 低速ディーゼル

(a) 騒音源

(i) 過給機 ｛給気音
圧縮空気音
ブロワ出口導管からの音
空気冷却器出口マニホールドからの音

(ii) 燃焼音

(iii) 排気音

(iv) 動弁機構からの音

(b) 騒音対策

(i) 過給機

低速ディーゼルの騒音レベルは図 7. 1. 1 に示す様に95dB～ 115 dB(A)であって，一般に過給機付近の騒音は他の場所より 5 ～10dB(A)高い値を示しており，各メーカ共，過給機に対する対策が多くなっている。そしてその対策には次の様なものがあげられる。

(イ) 過給機ブロワ側を遮音カバーで覆う。

(ロ) 過給機ブロワ側に高性能サイレンサーを設ける。

(ハ) 過給機渦室及び吐出管をカバーで覆う。

(ニ) 過給機に吸音ダクトを設ける。

(ホ) 空気冷却器及び出口マニホールド外板に遮音材を取付ける。

以上が主な過給機周辺に施工される対策で，全て実用可能であるが，特に音圧レベルが高い個所ではブロワ側の騒音対策がより効果的である。すなわち(イ)や(ロ)である。しかし，吸込み圧力の損失となるため十分な考慮が必要である。特に(ロ)のサイレンサーに於ては，その通路幅と波長の関係や圧力損失を最小限に押える為の空気通過面積の確保等その改良に当っては設計段階からの十分な検討が必要である。

(ii) 燃焼音

シリンダ内の圧力変化により誘起される騒音であり，対策も過給機に比べ困難である。しかし，この騒音は比較的低周波で人体に与える影響も少なく，各メーカとも対策はあまり考えていない。

(iii) 排気音

排気音に関しては，排気出口が機関室より離れた煙突内にあり，機関周辺には直接影響を与えないが船橋や船橋ウイングおよび居住区への悪影響を防ぐためにサイレンサー又はそれの代用となる排ガスボイラを設けるのが普通である。

(iv) 動弁機構からの音

低速ディーゼルに於ける動弁機構の騒音レベルは 100 dB(A)前後でありもし過給機の騒音が減じられた時には，この騒音が一番問題となるとされていた。しかし本報告書の 7. 1. 1 (2)に述べている様に 100 dB(A)以下であり，あまり問題にしなくてもよいといえる。

以上の他に空気冷却器前の管内に吸音材を取付ける方法等も実施されている。

(3) 中速ディーゼル

(a) 騒音源

過給機や燃焼による騒音等，低速ディーゼルと同じで，さらに減速機の騒音が付加される。

(b) 騒音対策

低速ディーゼルにない減速機の騒音対策については，アンケート等でも対策施行例がなくデータが得られなかった。又，低速ディーゼルでは考えられない対策案としては機関全体を遮音箱で覆ったり各種の防振対策等も提案されている。

(4) まとめ

以上蒸気タービン，低速ディーゼル，及び中速ディーゼルの 3 機種に分けて，主な騒音源と，それの減音対策について述べてきたが，ここでは最近の騒音規制との関係について考える。現在機関室内での騒音規制（案）は 100 dB(A)程度を目標としていることから，この範囲内に押えることができるか否かが大きな問題である。又，1,000 Hz以上の高周波の騒音が人の耳に最も不快感を与えることから，この騒音をいかに低いレベルに押えるかも問題となる。さて，蒸気タービンであるが，この騒音は図 7. 3. 1 からも明らかなように，現在でも 100 dB(A)以下であり，対策の必要はないと考えられる。次にディーゼル主機であるが，これは高周波でしかも 100 dB(A)以上

である過給機を有しており，この騒音をいかに効果的に減音するかが課題となる。しかし，今までのデータを見るかぎり過給機ブロワ側サイレンサーの改良，ブロワケーシング及び給気導管の外面に遮音材を取付ける等で，100dB(A)以下にする事は可能であるし，各メーカも図7.3.2で示す様にほとんどが100dB(A)までは可能との予想をしている。

ただ，減音対策を実施する場合，部分的な減音量の極限値を求めることより，全体的なレベルを考慮して経済的な対策をとることが必要である。すなわち同じ過給機周辺でもブロワ入口，ブロワ導管，掃気マニホールド等，それぞれの音圧レベルに応じて，サイレンサーの改造さらに遮音箱又，各部の吸音材の有無を決める等，絶えず機関室内の騒音レベルのバランスを考え設計する必要があり，各種の騒音源に対し総花的に最大限の減音対策を施行することは得策ではない。さてこれらの対策の効果から見た減音対策を要約すると次のことが言える。

(a) 過給機ブロワ渦巻部のラッギング

70～80㎜のラッギングで過給機近くでは，5～10dB(A)の効果があり105dB(A)までの減音は可能であろう。

(b) 過給機ブロワ吸込口消音器

7.1.1項でも述べている様に過給機周辺で10dB(A)の減音が期待でき騒音レベルで100dB(A)近くまで下げ得る。又この効果は，高周波全域にわたっていて主機まわり全てに3～5dBの減音効果をもつ。

(c) 過給機の防音箱

10～15dB(A)の減音が期待でき騒音レベルで100dB(A)以下とすることができる。

(d) 過給機ブロワ側の消音カバー

効果は少なく，2～3dB(A)である。

なお，上記の効果は，給気導管及び排気マニホールドの防音ラッギングを施行している場合の値である。又，中速ディーゼルでは主機全体で騒音レベルが高く，しかもそれが高周波によることから前項(b)，(c)の対策は必要と思われる。燃焼音や動弁機構からの騒音は低周波でレベルも低いことが確認され，対策は必要ないであろう。次に費用であるがこれについてはSR 156昭和50年度報告書8.2.3項を参照願いたい。

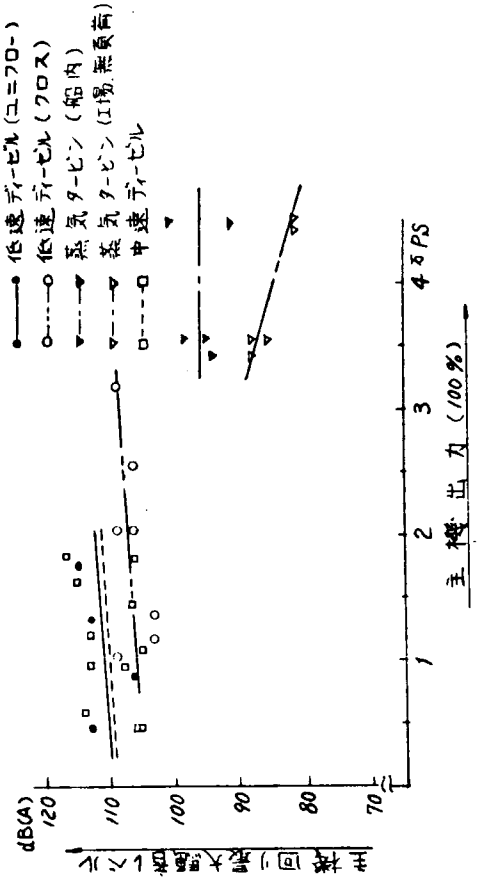


図7.3.1 主機出力と最大騒音レベル

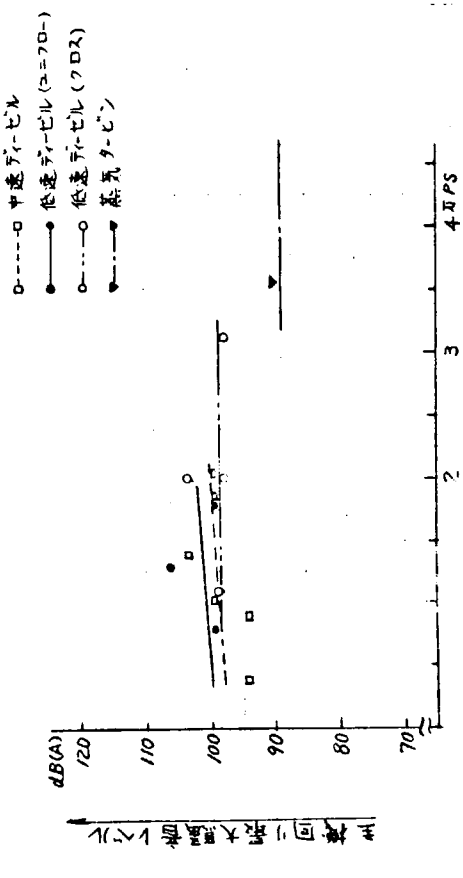


図7.3.2 減音対策施行主機の予想騒音レベル

7.3.2 発電機ディーゼル機関についての設計指針

(1) 発電機ディーゼル機関本体の騒音対策

発電機ディーゼル機関周辺の騒音レベルは105～115dB(A)でその騒音源は過給機，燃焼音，排気音，動弁機構，燃料噴射ポンプ，歯車装置等と多岐にわたっている。

個別対策としては，特に騒音レベルの高い過給機および給排気管に注目する必要があり，具体的対策としては過給機の吸込側および吐出側に，消音器もしくは吸音ダクトを取付ける方法，また，給排気管の材質変更，ラッギングの遮音性能向上の方法がある。

前記以外の対策としては，燃料噴射ポンプの部分全体を鋼製のカバーで覆う方法や，ボンネットをシリンダーカバーから振動絶縁する方法がある。しかしながら上記で述べたものは全て個別対策で，騒音レベルを下げるためには，これらの対策を組合せていかなければならないが，10dB(A)以上の減音効果を得るのは難かしいといえる。むしろ最近は個別対策を組合せても減音効果に限度があるため，発電機ディーゼルセット全体を防音箱に入れて一挙に15～20dB(A)の大巾な減音効果を得る方法を採用するのが普通である。

次に防音箱を設計する時の注意事項を述べる。

(a) 給気，排気装置

防音箱へは機関燃焼空気量に，箱内冷却空気量を加えたものを供給しなければならない。機関メーカの実験報告によれば，箱内冷却用空気量と箱内平均温度上昇の関係はおおよそ図7.3.3の通りである。箱内の温度が高くなると機関摺動部の表面温度や排気温度が異常に高くなる恐れがあり箱内平均温度上昇は10～20℃以内に押えるべきである。箱内の排気が直接機関室へ吹出している場合は，排気通路の途中に消音箱を設けて，箱内の騒音が外部へ漏洩しないよう考慮する必要がある。

(b) 振動対策

遮音，吸音対策により防音に努めても防音箱のパネル自体が船体，過給機排気管その他パネル貫通管よりの振動により放射音を発生するようでは問題が残る。防音箱の船体取付部およびパネル貫通管部はできる限り弾性材をはさむべきである。又，制振材を貼付けて，パネルの振動を減ずるのも一案である。

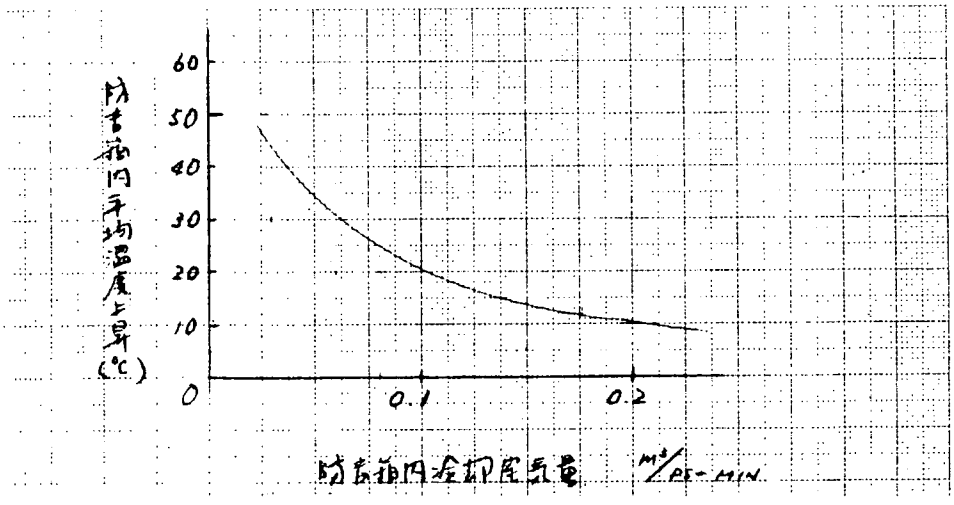


図7.3.3 防音箱内冷却空気量と箱内平均温度上昇の関係

(c) 保守点検の作業性等

防音箱の設置によるマイナス面は保守点検の作業性，異音による機関の異常や火災の早期発見等において新たな問題を発生することである。

過給機，ピストン，シリンダーライナ，燃料弁，主軸受等の解放を考えて，フレームワークの骨組に取はず

し可能な防音構造のパネルを取付ける方法が一般的に採用されている。

機関の異常や火災の早期発見については，各種検出器を，最適に配置するように工夫し，消火装置についても特別な配慮をしなければならない。

(d) パネルの構造

パネルは25㎜程度のグラスウールやロックウールもしくは吹付吸音材を内側のパンチングメタルと外側の鋼板によりサンドウィッチしたものを使用するケースが多い。又，防火上の点よりは不燃性とすべきである。

(2) 発電機ディーゼル機関の排気音対策

居住区上層部の騒音レベルは主機関出力の増加にともなって高くなってくるが，煙突頂部，船橋ウィング付近は主機関出力の影響よりもむしろ主機関および発電機ディーゼル機関排気音の影響が大きくなる。一方操船者間の会話がしにくい，相手船の吹鳴装置の鼓笛が聞こえにくいとの問題を軽減するために，船橋ウィングの騒音を60～70dB(A)に規制しているルールもあり，発電機ディーゼル機関の排気音対策も注目すべき項目の一つである。

対策を立案するにあたり他の騒音対策と同じく騒音の実態調査，音源対策，消音器，伝播経路対策，受音源対策と検討を進める必要があり，この検討過程に従い，着目すべき点について述べる。

(a) 排気音のレベルと周波数特性

ディーゼル機関の排気音のレベルを規定する要因は，排気の噴射が開始される直前のシリンダー内残留圧力，排気のタイミング，排気ポートの形状，正味平均有効圧力Pmeとか最高燃焼圧力Pmax等の機関性能等があるが，これらの相関関係についての本格的な実態調査は今後の調査研究に託さなければならないが図7.3.4に参考用として最近の船舶に数多く搭載されている1,000 PS前後の機関の排気音レベルを示す。本データは消音器取付部に直管を入れて，煙突頂部の尾管の出口で騒音を計測したものである。

本データを参照する限り100％負荷時の排気音レベルは110dB(A)前後であり，船橋ウィングの騒音値を設定すれば煙突吹出口と船橋ウィングの距離減衰効果と消音器目標減音値は自ずから決まる。

排気音の周波数特性は下記の成分に分類される。

(i) 機関の排気，周波数成分

毎秒回転数をNs シリンダ数をZとすると4サイクル機関の排気基本周波数f_oは$f_o=\frac{NsZ}{2}$で，この周波数成分は排気音の基調をなすもので特に低周波領域において$2f_o$，$3f_o$あたりまでが支配的に現われる。

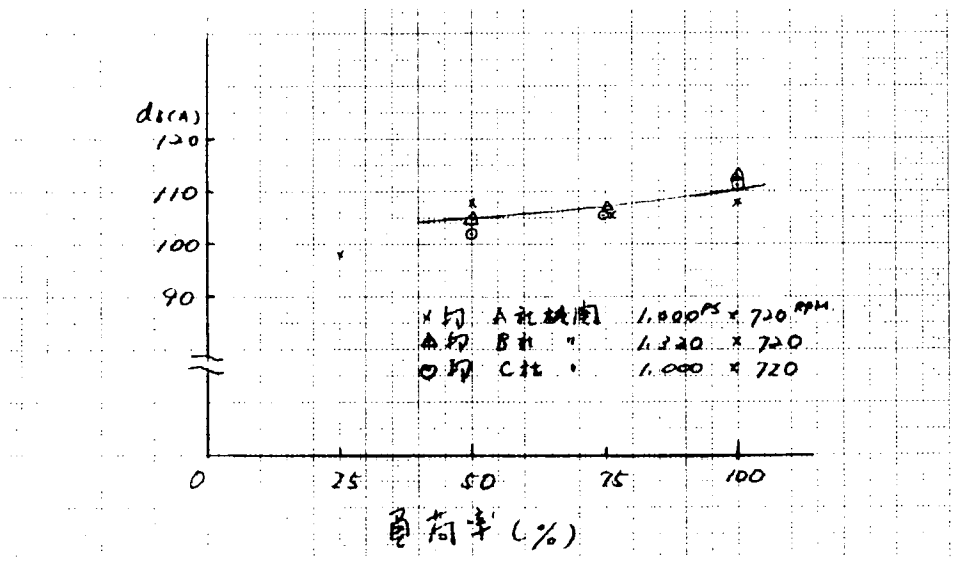


図7.3.4 発電機ディーゼル機関消音器無し時の
煙突尾管出口排気音レベル
（尾管出口1m 45°位置にて計測）

(ii) 排気管系の気柱振動数成分

排気周波数の中にも排気管，消音器，尾管各内部の気柱の振動数成分が入っている。Cをガス中の音速 ℓ を管長，mを整数とすると両端開放管なら $f_o = \frac{C}{2\ell} m$，一端開放管なら $f_o = \frac{C}{4\ell}(2m-1)$ で求められる基本周波数とその倍音が現われる。

(iii) 気流音による成分

ガス流速が速くなると乱流，渦の発生をまねき高周波の音を生ずる原因となる。特に排気音の曲折部や狭窄部ではこの傾向が強いのでできるだけガスがスムーズに流れるようにする必要がある。

(b) 消音器と排気管系

消音器を含めた排気管系を設計するにあたっては機関の性能との関係，騒音に対する配慮に注意を払わねばならない。

機関の性能に直接関係するのは排気管系全長の抵抗，すなわち機関への背圧で通常 200 ないし 250 mmAq 以内が許容値となっており，この値をこえると機関の掃気効果が悪くなり，排ガス温度の上昇をきたしたり，又極端に大きくなると過給機のサージングの原因となる。しかしながら排気管系の抵抗は，ガスの脈動を押える効果があるので前述の項と考え合せて合意点を見い出す必要がある。

次に騒音に対する配慮としては，(1)機関の排気周波数と排気管の気柱振動数が重なると共鳴音を発するので両者が同調しないようにすること。(2)排気管系の途中で曲折部や狭窄部をさけ，渦流による高周波音の発生を防止すること。消音器内部で渦流音や鳴音を生じ十分な消音効果を発揮できないことがあるので注意しなければならない。(3)管壁を厚くしたりラッギングを巻付けて振動を押え放射音を軽減すること，等がある。

消音器の型式は大別して膨張型，共鳴型，吸音型があるが，目標減音値あるいは周波数特性に応じて単独あるいは組合せて用いられる。又尾管の長さが減音効果や遮断周波数特に低周波域において大きな影響をもっており，尾管の長さを増すなど減音効果は大きく，遮断周波数は低域に移る。

消音器の型式の選定，寸法の決定に際しては，SR 156 昭和 50 年度報告書 P 240，8.4(A)排気消音器のモデル実験および本報告書 7.1.2 排気消音器スピーカテスト，発電機機関との結合テストの結果を参照していただきたい。

(c) 煙突頂部尾管出口よりの距離減衰

煙突頂部尾管出口よりの排気音は点音源と考えられSR 156 昭和50年度報告書 P 206，8.4.(B)排気音実験の項で述べているように図 7.3.5 の点音源の距離減衰の法則どおり減音する。従って船橋ウィングにおける騒音レベルを設定するときには，消音器の減音効果と合せて，排ガス尾管出口と船橋ウィング間の距離が重要な検討事項となる。

(d) その他の減音対策

その他の減音対策としては，(1)化粧煙突上縁を排ガス尾管出口より高くすること，(2)吹出口を陣笠でおおい音の発散を阻止すること，(3)遮音板を設けること等の艤装上の細かい工夫により期待以上の減音効果を得ることがある。

以上に加えてSR 156 昭和50年度報告書 P 246，8.4(B)排気音実験の項で，排気吹出口を艉に向けると船橋ウィングにおける騒音レベルは 2 ～ 5 dB(A) 減少することが報告されている。

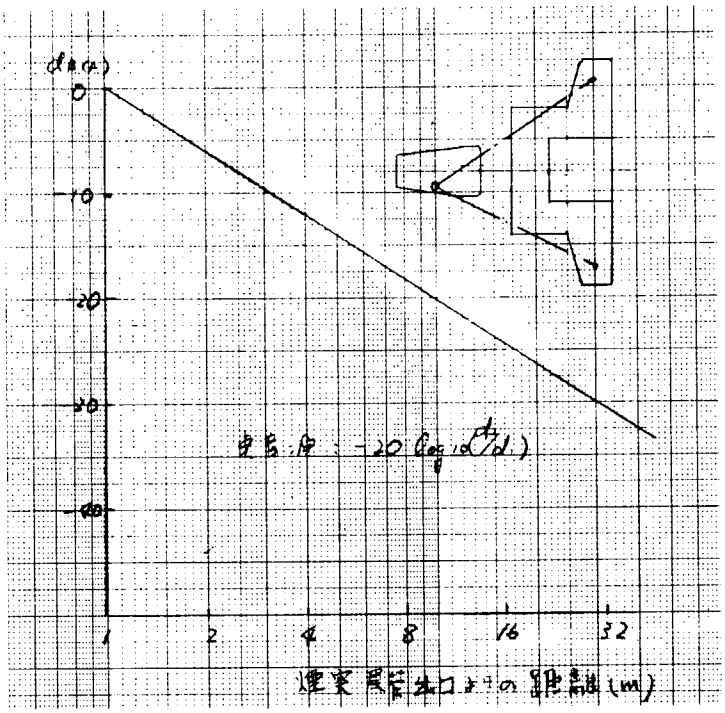


図 7. 3. 5　煙突尾管出口よりの距離減衰

7. 3. 3　ファンについての設計指針（ファン艤装品及びファン単体）

昭和50年度 S R 156 ファン艤装についての調査研究より，(a)通風機設置方法，(b)ファン単体の減音対策について述べる。

(a)　通風機設置方法による減音対策

ファン単体の減音対策を(b)項に述べているがファンメーカーによるファン単体の減音が10dB(A)～25dB(A)と報告されている。しかし，ファンの騒音をよりいっそう減音するためには，造船所側の艤装方法との組合せにより，効果的な対策を考慮しなければいけない。

艤装方法の対策としては次の様な方法が考えられる。

(1)　機器カバー専門の部屋

ファンから発生する空気音の放射面積を小さくして広範囲に広がるのを防止するために，ファンルーム，又，ファンの遮音カバーを採用する。

ファンルームを設置した場合，ファンルーム周辺での平均値で 8 ～15dB(A)の減音効果がある。しかし，この方法は配置スペースを十分考慮しなければいけない。

(2)　防振ゴムの使用

通風機の振動及びファン内の空気振動が，床，ダクトに伝播するのを防止するために防振ゴムやフレキシブルダクト接手が使用される場合が多い。

ファン居住区に隣接して配置された場合又，ダクトが居住区の壁を一部利用したりダクトのサポート部が居住区壁に取付けられる場合には次の様な方法を採用した方が効果的である。

(i)　ファンと取付台との間に防振ゴムを取付ける。

(ii)　ファンとダクトとの継手にフレキシブルダクトを設ける。

(iii)　ダクトのサポートに防振ゴムを取付ける。

供試船，トラブル対策例では(i)の方法で騒音レベルは約 2 ～ 5 dB(A)減音があった。

(3) 機器の配置

ファンの配置は距離減衰および音の指向性を十分考慮し決定しなければならない。

(i) 距離減衰

ファンの配置は空気伝播音及び固体伝播音の距離による減衰をはかるために，ファンの配置スペースが許されるなら居住区，及びウィングより出来る限り離した方がよい。

(ii) 吸込口の方向については，供試船，モデル実験等の結果から吸込口の方向には多くの騒音が伝播するので吸込口の向きは，音の指向性を考えて居住区への影響がより少ないように決定すべきである。向きの変更により減音効果のある吸込口はカウルヘッド，T型，ファンルーム，の三種類がある。その中で特にファンルームの吸込口については正面と後面との差がいちじるしい。吸込口はなるべく居住区，ウィング等への方向は避け，艉側に向けて配置するのが効果的である。

(4) 室内に吸音材を使用

一般に室，区画された内面に吸音材を内張りし，ファン発生音の吸音効果を上げて，空気伝播音の減音をはかる対策である。

(i) ファンルーム内面にグラスウール，グラスクロスを内張りした場合，ファン吸込口の騒音レベルは約5～15dB(A)の減音がある。

ファンルーム内面に内張りされる吸音材は主として，ロックウール，グラスウール等が多い。しかし，これらの多孔質材は一般に高周波域での吸音率が高く，低周波域ではあまり効果がない。

(5) ダクト内に吸音材を使用

(i) ファンの吸込フードや吐出側内部に吸音材を内張りし，ファン発生音の吸音効果を上げて外部への空気伝播音を減少させる対策である。使用される吸音材は(4)−(i)項と同様で吸音材の内張りによる空気伝播音の減音は約5～10dB(A)である。

(ii) 消音器の内部にも吸音材を内張りすることが多い

ファン発生音は広範囲の周波数域を有するため通常吸音型消音器を使用し，吸音面積の増大，吸音性能の向上をはかるために採用される。消音器に使用されている吸音材は主にグラスウールが多い。消音器による空気伝播音の減音は実船での数値は不明であるが，メーカー側の調査，研究でのデーターを見ると約10～15dB(A)である。

(b) ファン単体の減音対策

ファンの発生音を低く押えればファンの艤装品，及びダクト（通風筒）での騒音対策費が安価となる。

(1) ファン騒音はファンの型，風量，圧力，効率で決まる。

騒音の発生そのものを押えるためには次の様な方法が考えられる。

番号	着　目　点	対　　策
1	ファンの型式	○可能なら遠心型の採用
2	インペラ形状の改善	○エッジ形状，翼弦長の変更等
3	インペラチップ速度の低下	○多ポール電動機の採用
4	流速の低下	○ダクト径の増大
5	吸　音	○吸，排気消音器の設置
6	その他，機械音	○防振緩衝材の使用

以上の対策により約15～25dB(A)程度の減音が可能である。

(2) 一般にファン本体のみの騒音対策による騒音低下には限度があるため吸，排気消音器を設置し，ファン自身の低騒音化と合わせて採用されている。

又，ファン本体ケーシングに吸音材を内張してファン発生音を低くする方法も採用されている。

(3) メーカー（２社）のファンと消音器の組合せと騒音スペクトル

(i) N 社

表 7. 3. 1

減音量 dB(A)	採用ファン形式 従来型	採用ファン形式 低騒音型	消音器	価格比 %
-10		○		220
-15	○		○	211
-20		○	○	313
-25			○ ○	不明

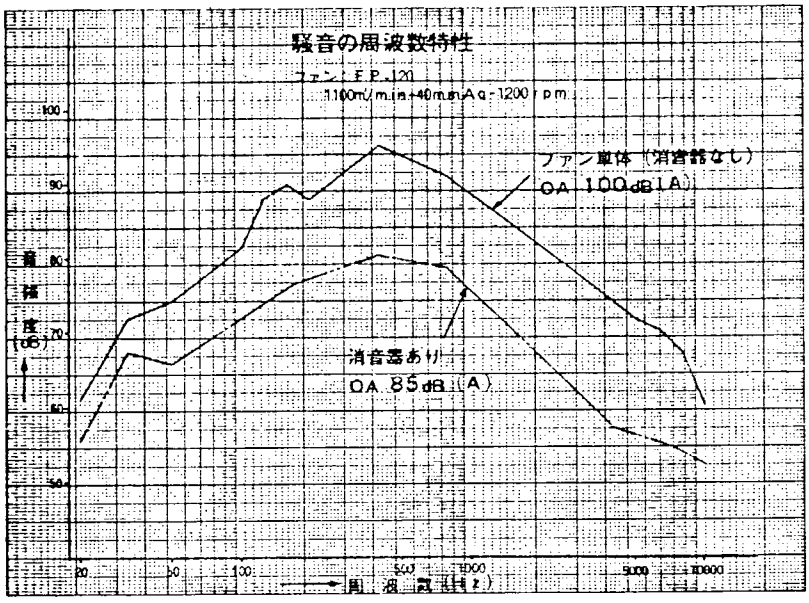


図 7. 3. 6

(ii) T 社

表 7. 3. 2

減音量 dB(A)	採用ファン形式 従来型	採用ファン形式 低騒音型	消音器	価格比 %
-10		○		不明
-25		○	○	〃

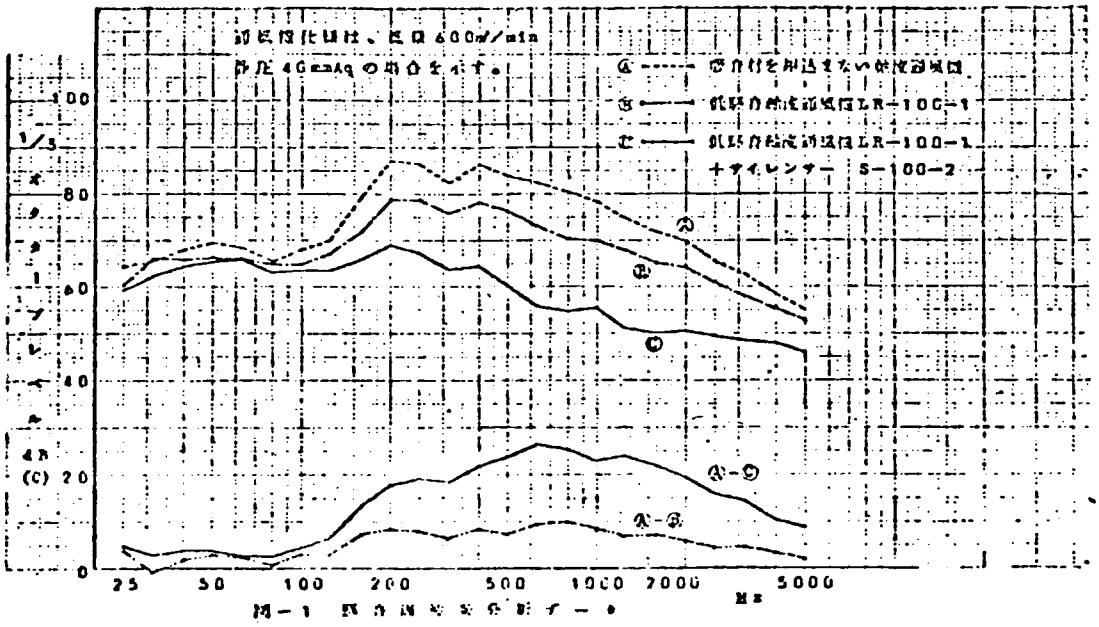


図 7. 3. 7

7.4 今後の問題点

各国の騒音規制値がさらに厳しくなる情勢の中で，単体機器およびその艤装法を含め一層の低騒音化，防音が叫ばれている。このような状態に対処するため機関部の空気音対策の立場より今後の問題点を上げると

1）各メーカーに積極的に働きかけ主機，発電機機関，各種ファンの型式毎にさらにくわしく騒音周波数分布を把握する。特に種々の個別対策の寄与度を解明し，設定騒音レベルに対してコストミニマムの騒音仕様を立案する。

2）船橋およびウィングの低騒音要請に従い膨張型消音器に加えて吸音型，共鳴型等を組合せたより減音効果のある主機，発電機ディーゼル消音器の研究，開発を進める。

又，消音器の騒音性能にも限界があるため排気音の低下をめざして発生源側である機関そのものの構造を改良する必要もでてくる。

3）ディーゼル主機の低騒音化の立場より初期設計の段階で放射音を軽減するため吸音，遮音を考慮して給気排気系統の改良を行うことも必要となる。

4）各種ファン，ダクティングの低騒音艤装方法，艤装品の開発をさらに続け，低騒音化手法および艤装品の標準化を確立する。

5）これまでは通常航海中に問題となる空気音源機器対策の研究，調査に専念してきたが荷役中，停泊中の騒音規制値も厳しさを加えており今後は荷役中，停泊中に運転されるタービン駆動カーゴポンプ，バラストポンプ，ボイラ燃焼音，強音送風機等の騒音，および関連する配管系通風ダクトからの放射音にも，研究，調査の手をのばしていく必要がある。

8. 機関室制御室・工作室の減音対策

船舶の機関制御室の騒音を予測する手法については，現段階においては種々制約があり，正確に予測することは難しいことであると思われる。それが現状における予測手法であっても将来の騒音状態に対して的確に予測できるかどうか疑問である。このことはそれに使用されたデータが現状における騒音状態によるものであって，それが満足のいく資料としてのデータであったとしても，状態の変った場合に利用できるものかどうか難しい問題である。

正確な予測手法が確立されたとしても，それが複雑過ぎるものであり，また例えコンピュータプログラムが作成されたとしても，実際にこの予測の必要とする段階においての設計作業に，タイム的に適合したものでなければ利用価値はないと思う。現在確立された方式としてあるDr. Janssen のいわゆるヤンセン手法は数多くの正確なデータより固体音と空気音をそれぞれの発生源毎に分離し，統計的係数により計算されたもので，その種類の大いさの船舶においては僅少の誤差で予測計算が成功すると言う結果を得ている。しかしこれも一つの試算の報告であって，どの程度の船にまで適用出来るのか試みられていない。

一方，我々は実船における制御室の固体音の大いさを求める実験結果をもっているが，これも異なった種類における一二の例であって，これをもって結論づけることは出来ないが，しかしこの種の場合の概念として役立つことが出来ると思う。

以上の事から考えることは，我々は多くの類似性のあるデータを持たなければならぬことで，この基礎になるデータのない限り，経験による勘の方が正しい結果を生むかも知れない。しかしこれでは異なった種類の場合，即ち予測を最も必要とする場合には何等の説得力も持たないことになる。或る一定の環境のシステムに対して得られたデータを基にして決定された予測法は，とくに新しい環境で実際に適用上相当の差異を有する場合は使用することが出来ない。与えられた予測法に指定された条件に対し，例えば異なった機器，異なった配置，異なった防御装置の場合にも適用出来得るものを含んでいなければならない。

非常に簡単な予測法の場合は細部における差異は問題とされないが，予測結果は不正確になって来るし，より詳細な場合にはそれに使用されるデータを求めることが困難であり，また使用に時間を要し実際的でない面が生じることになる。

機関室の騒音予測について，機関分科会のWG 1において，機関室の任意の点における騒音予測法の研究が行われた。この手法により制御室外の騒音レベルが求められるので，機関制御室の騒音予測法としては，この値を基に室内の騒音レベルを求めることをWG 4において検討した。

49年度の騒音実測船13隻の内標準的な配置で計測データ及び諸資料のアンケート結果の満足しているもの9隻により室外騒音レベルと防音壁の透過損失，吸音力により室内音圧レベルを求め，これを室内騒音の内の空気音とし，これと実測値との差を固体音と見做すこととした。そしてこれらの船に対する空気音と固体音の比率を見付け出した。この結果，主機，発電機の騒音パワレベルが判れば，機関室配置によりP，R，re を決定し，WG 1で研究された手法により制御室外の騒音レベルを計算し，防音壁の性能より室内空気音の算定，予想される固体音の比率を乗じて機関制御室，工作室の騒音の概略値を予測することが出来る。これにより機関室における制御室，工作室の位置の決定，防音構造の仕様の決定に役立てるものとした。

8.1 制御室，工作室内騒音予測法について

8.1.1 防音室の騒音レベル算出基礎式

一般に外部騒音が拡散して存在している場合，防音室内の音圧レベルは次式により与えられる。

$$SPL_i = SPLo - \left(TL + 10\log\frac{A}{S} \right) \quad \cdots\cdots (8.1.1)$$

SPL_i：防音室内の平均音圧レベル（dB）

$SPLo$：防音室の外側の拡散騒音の平均音圧レベル（dB）

TL：しゃ音層の透過損失（dB）

A：防音室内の吸音力（m^2）

S：しゃ音層の面積（m^2）

実船の場合，外部騒音の音圧レベルはしゃ音層のそれぞれについて異なるため，それぞれのしゃ音層について上式を適用し，室内の音圧レベルは，それらの透過音の合成として求める。

8.1.2 実船における騒音予測

上式は空気音に関しての基礎式であるが，　船における騒音予測の場合，常用航海中においてはプロペラ，主機，その他補機等により起因する固体音を考慮しなければならない。

ところが現在においては固体音による騒音レベルを直接求める理論式あるいは実験式が確立されておらず，今後この問題の解明にはかなりの時間を要するであろうと思われる。

そこで騒音予測の簡略化を計るため，一案として常用航海中における固体音，空気音の割合を統計的に求め，前記により算出した空気音より固体音を割り出し，総合的な騒音レベルを求める方法が考えられ，これに関し以下検討を加えた。

なお，便宜上制御室についてのみ以下述べる。

8.1.3 実船計測データによる固体音，空気音の割合の算出について

49年度において行われた実船計測のデータをもとに，制御室内の常用航海中における固体音，空気音の割合を算出した。

(1) 計算条件

計算条件は次の通りとする。

(a) 制御室への入射音（空気音）は艏，艉及び船体中心側の側壁のみとし，またそれぞれの側壁においては一様な拡散音場を形成しているとする。天井，床よりの入射音は無視した。

(b) （8.1.1）式について

$SPLo$：この値は制御室側壁の実船計測データを導入

TL：質量法則　$TL = 18\log mf - 44$ を引用した。

（m……面密度　kg/m^2　　f……周波数　Hz）

実際は複合壁としての適当な実験計測データより引用すべきであるが，簡略化のため質量法則を使用。

A：厳密なAの値を求めることが出来ず"騒音対策ハンドブック"より出来るだけ近い構造体のデータを引用。

S：機関室配置図より求めた。

(2) 計算手順

(a) 上記条件に従って，（8.1.1）式を使って常用航海中における制御室内の空気音による音圧レベルを求める。

(b) 常用航海中での制御室中央での計測値より上記(a)で算出した空気音を差し引いたものを固体音と考え，固体音，空気音の割合を求める。

(3) 計算結果

計算結果を表 8.1.1 に示す。

また制御室の位置するデッキ数をパラメータとし，制御室のプロペラよりの距離との関係を図 8. 1. 1 に示す。

(4) 検　討

(a) 固体音の割合とデッキ数との関係

固体音がプロペラのみにより起因し，又空気音は機関室内においては一様音場とみなした場合，振動の距離減衰によりデッキ数が増すに従い，固体音の占める割合も減少することが考えられるが，今回の試算結果ではその様な傾向はつかむことは出来なかった。その原因としては次の様なことが上げられる。

① 各船特有の船殻構造の要因がある。

② 振動源としてその他主機，発電機があり，それらとの相関関係は無視出来ない。

③ 機関室内の音場は必らずしも一様ではない。

(b) 固体音の割合と制御室のプロペラよりの距離との関係

制御室のプロペラよりの距離が増すにつれ，固体音の割合が減る傾向がうかがえる。

また制御室とプロペラとの距離は，試算の対象船ではすべて30*m*以内に納っており，この距離範囲内では固体音の割合は少なくとも70%以上あると言える。

(c) 参考までに制御室中央騒音レベルの実船計測データについて総合音のA及びC特性値の差と固体音の割合の関係について図 8. 1. 2 に示す。

これによると（ C－A ）の値が増すにつれ，固体音の割合が増している。すなわち低周波数域での固体音の影響が現われているものと思われる。

表 8. 1. 1　機関制御室での固体音，空気音割合

船名	船　種	DWT	主機関 出力×回転数 (PS)×(rpm)	制御室騒音レベル		エネルギー割合(%)	
				dB (A)	dB (C)	固体音	空気音
D	木材運搬船	8,270	4,500×230	85	92	81	19
E	バルクキャリヤ	14,800	5,130×500	77	78	97	3
F	〃	19,000	8,300×144	72	92	94	6
B	カーバルク	29,900	11,500×150	75	93	95	5
H	バルクキャリヤ	40,000	14,000×122	76	90	81	19
K	タンカ	40,000	14,000×122	76	98	98	2
J	バルクキャリア	71,700	17,400×122	74	87	75	25
L	タンカ	121,500	23,200×122	73	97	96	4
M	〃	151,900	29,000×122	74	94	89	11

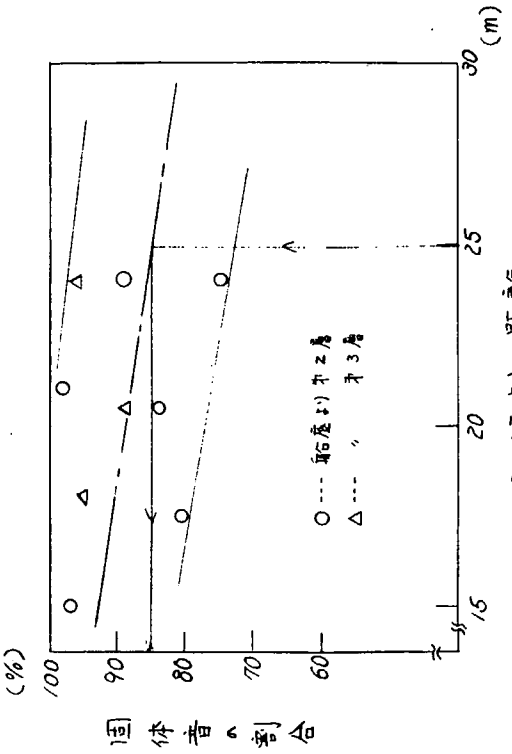


図 8.1.1　プロペラよりの距離と固体音の割合

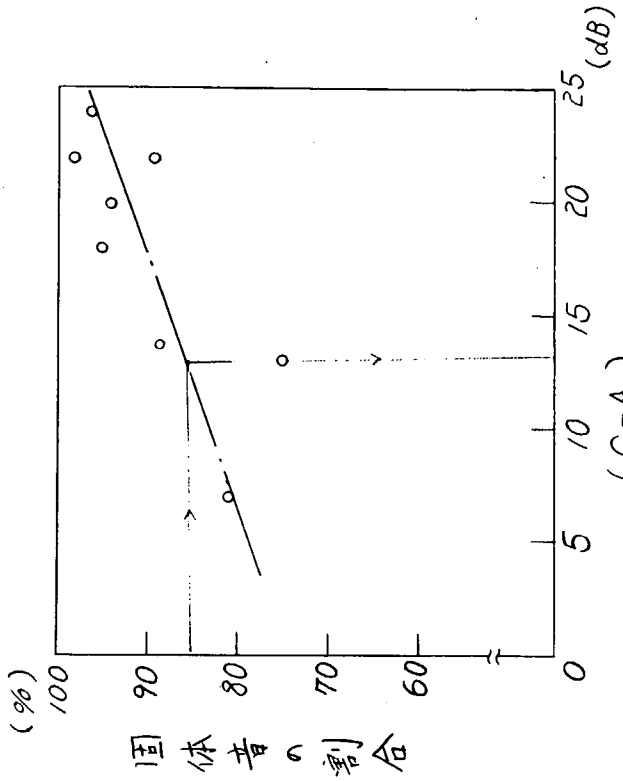


図 8.1.2　（C－A）と固体音の割合との関係

8.1.4　騒音予測計算例

(1)　計算条件

(a)　制御室の側壁，床，天井の構造を図 8.1.3 の通りと仮定する。

(b)　制御室への空気音の入射は側壁 3 面からのみとし，床，天井からの入射音は無視する。

(c)　外部騒音は一様拡散音場とみなし，各側壁 3 面に対する外部騒音レベルは同一とする。

(d)　上記(a)の構造による側壁の透過損失，また側壁，床，天井の吸音率を表 8.1.2 の通りとする。また，制御室外騒音レベルも表 8.1.2 の通りとする。

表 8.1.2

		総合音		周波数分布							
		dB(A)	dB(C)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
制御室外騒音レベル（SPL$_o$）		103	107	101	98	97	100	99	95	86	77
側壁透過損失（TL）				20.4	25.8	31.2	36.6	42.0	47.4	52.8	58.3
吸音率（α）	側壁（α_1）			－	0.24	0.72	0.65	0.37	0.23	0.15	0.10
	床（α_2）			－	0.02	0.013	0.018	0.018	0.015	0.045	0.04
	天井（α_3）			－	0.24	0.72	0.65	0.37	0.23	0.13	0.10

(注)　(1)　SPL$_o$ は49年度実船計測データより平均的なものを採用。
　　(2)　TLは質量則より算出。
　　(3)　吸音率は"騒音対策ハンドブック"より構造の近いものを抜粋。

(e)　側壁，床，天井の面積を次の通り想定。

側壁（3面の合計）（S_1）…… 80 m^2

床（S_2）…… 100 m^2

天井（S_3）…… 100 m^2

(2) 空気音による制御室内音圧レベル

前記条件より制御室内音圧レベルを求める。

表 8. 1. 3

	総合音		周波数分析							
	dB (A)	dB (C)	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
吸音力 $A=\Sigma\alpha_i S_i$			−	45.2	130.9	118.8	68.4	42.9	31.5	22.0
$\frac{A}{S_1}$			−	0.57	1.64	1.48	0.86	0.53	0.39	0.28
$10\log\frac{A}{S_1}$			−	−2.5	2.1	1.7	−0.6	−2.7	−4.0	−5.6
$TL+10\log\frac{A}{S_1}$			20.4	23.3	33.3	38.3	41.4	44.7	48.8	52.7
室内音圧レベル $SPLa=SPLo-(TL+10\log\frac{A}{S_1})$	64.4	81.7	80.6	74.7	63.7	61.7	57.6	50.3	37.2	24.3

(3) 固体音の推定

図 8. 1. 1 より固体音の割合を求める。この場合プロペラよりの距離を25 m と仮定し平均的に85%とすると固体音の音圧レベル $SPLs$ は

$$SPLs = 10\log 10^{\frac{SPLa}{10}} \times \frac{0.85}{0.15}$$

により空気音 81.7 dB(C) に対し 89.2 dB(C) と算出できる。

(4) 室内騒音レベルの算出

この時の (C − A) は図 8. 1. 2 より約13dBとなるため室内騒音レベル SPL_i(A)は

$$SPL_i(A) = 10\log\left(10^{\frac{SPLa(C)}{10}} + 10^{\frac{SPLs(C)}{10}}\right) - (C-A)$$

として約76dB(A)と推定することができる。

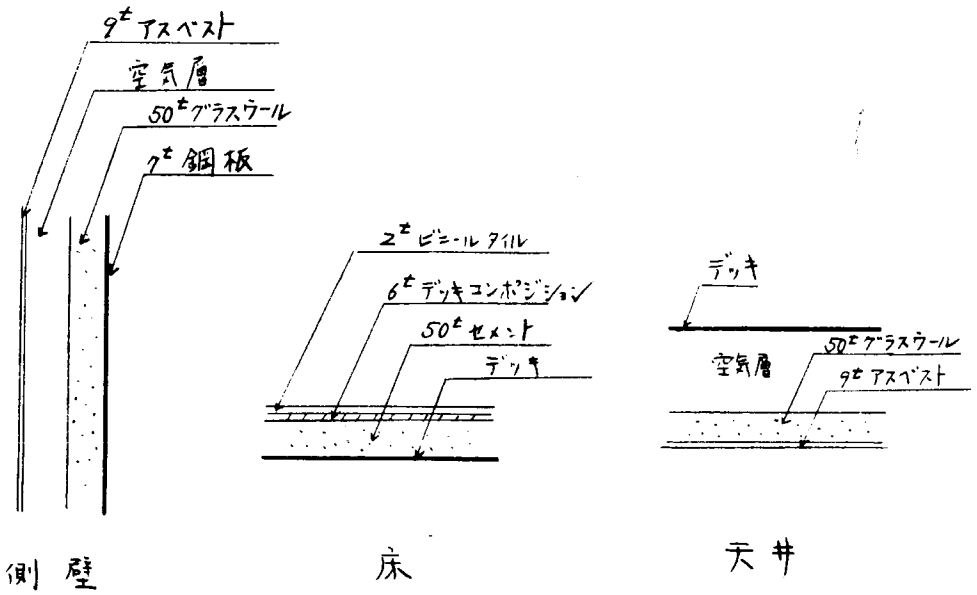


図 8. 1. 3

8.1.5 問 題 点

制御室内騒音予測に関し，本章では固体音，空気音のエネルギー割合を利用して求めているが，これに関し次の様な問題点がある。

(1) 本予測法は，一般的な機関室内の配置で且つ標準的な構造を持つ制御室に対してのみ適用出来る。

従って，騒音対策船に対する騒音予測という将来においては別途検討の余地が多分にある。

(2) エネルギー割合の算出に関し，試算の対象船が少なかったため，より面密なる統計処理は出来なかった。

今後のデータ収集に期するものである。同様に試算の途中にて仮定したＴＬ（透過損失），Ａ（吸音力）についても実験データの蓄積が必要である。

(3) 制御室外側の拡散音場の想定は，制御室内騒音予測に大きな要因となるため，慎重に取り扱う必要がある。

(4) 実際の制御室においては，換気口，ドア，あるいは主機操縦用のリーチロッドのデッキ貫通部，電線のデッキ貫通部等幾多のすきまが存在している。

従ってこれらのすきまの影響を考慮すれば，実際の固体音の割合は前記算出値より多少少なくなる可能性がある。

(5) 固体音に対するプロペラの寄与度が最も大であると見て，固体音とプロペラの距離の相関関係を求め，固体音の割合を算出しているが，データのバラツキもあり，これをもって最良とすることは出来ないと思う。固体音はプロペラの他に主機関及び発電機関の寄与も考慮に入れる必要があるので，これらとの距離との関係をも含め検討し，固体音を求める図表を作成する必要がある。

(6) 今回は単に総合音のＣ特性値とＡ特性値の差は固体音の大いさに起因するものと断定して固体音の割合と総合音Ｃ特性値より，総合音Ａ特性値を求めたが，これを確実に裏付けるための実験測定などが必要である。

8.2 防音（防熱）構造標準

昭和50年度の作業の防音（防熱）構造の調査において機関制御室及び工作室の防音（防熱）対策アンケートを行い，これを取りまとめた。また，防音防熱材の性能調査なども行った。

昭和51年度の作業としては当初防音（防熱）材の調査研究として，上記50年度の調査結果による防音構造の普通行われているものと，防音対策として特に考慮されたものを同型船においてそれぞれ施工し，防音材料，構造の比較検討を行うため実船実験の予定であったが，外的理由によりこれを取り止めることになった。一方機関制御室，工作室の防音（防熱）構造のマニュアル作成の要望もあり，よって防音（防熱）構造標準としては，アンケート取りまとめ結果より騒音低減対策として妥当と考えられるものを選びこれに解説を加えて，機関制御室，工作室の設計基準としてマニュアル的なものを作成することにした。

しかし，防音構造は単にその部屋の規制された騒音レベルによって標準的に決定されるものではない。即ち，その周辺の空気音の大小と機関室内機器による船体構造の可聴域の振動，固体音の大小によって選定されるものである。

50年度の報告書にもある如く低速ディーゼル搭載の大型船においては機関制御室の騒音値は 74.5 dB(A)，工作室に対しては94.5dB(A)が容易に得られるので，工作室に対してのみ鋼壁とすることにより85dB(A)の規制値は全う出来るものと考えられるが，中小型船，中速ディーゼル船に於いては，以下述べる防音構造，材質ではなく，最近各社で施工されはじめている防音支持による浮き壁，浮き床を採用する必要があるのではないかと考える。この事に関しては最近急速に採用されている実船経験の結果によるものであって，時日の関係で本調査研究に盛り込むことは出来なかったので，今後の課題となるものと思う。

8.2.1 室内騒音レベルの目標値

50年度報告書によると，大多数の造船所が，制御室内騒音レベルの目標値を，75dB(A)としている。そして49年度における実船計測結果は，ほぼこの目標値を満足している。しかし，この目標値は，現在の技術をもって可能な値

で，設けられた値である。一方，工作室に対しては，現段階においては特に目標値を設けられていないようである。

各国及び各船主の制御室及び工作室の騒音レベルの規制については，50年度報告書中の9.3機関制御室及び工作室における規格，規制，船主要求値の調査に詳細に述べてある。これによると，制御室については，75dB(A)又はN70が，一般的である。工作室については，85dB(A)又はN80，90dB(A)又はN85が，一般的である。特殊なものとしては，スウェーデンのSBSの機関室が100dB(A)に対して制御室で70dB(A)，工作室で75dB(A)，ソ連のサニタールの機関室が95dB(A)に対し，制御室で70dB(A)，工作室は規制なし，西ドイツのSBGでは制御室は規制値はないが，工作室で90dB(A)である。また，船主の標準値としてESSOの制御室及び工作室でNC70がある。N数については

N数＝dB(A)－5

の関係があるので，dB(A)にてその規制値を満足しておれば，N数も満足されると考えてよい。

規制によっては，オクターブバンド周波数の騒音レベル限界の曲線を設けているが，これはISOのN曲線に倣っているか，又は，これよりも高めの曲線となっている。しかし，ESSOのNC曲線は，N曲線に比べて全般に低く，低サイクルで特に低いので注意が必要である。詳細については，調査資料第1号に記載されているので十分検討する必要がある。

規制値が適用された場合は，機関室内の騒音予測のもとに，目標値にあった合理的な制御室及び工作室の設計を行うことが望まれる。

8.2.2 防音構造の考え方

機関制御室及び工作室の防音の構造を考える場合は，空気音と固体音の遮音を考慮しなければならない。そのためには空気音及び固体音がどのような経路で伝播するのかよく理解して防音構造を設計しなければ期待する遮音効果を得ることはできない場合もある。そこで初めに音及び固体振動の伝播についてモデルケースを用いて説明し，一応防音構造の考え方を統一したい。

(1) 騒音発生機器よりの伝播経路

振動及び騒音を発生する機器を直接床に設置した場合，図8.2.1に示すように音，振動が伝播して次のような障害を起す。

a）この機器がゆする空気の振動が一次音として周囲に拡がり騒音障害を起す。

b）機器の床に伝わった振動が原因となり，床，天井より二次騒音が発生し，騒音障害を起こすと共に周囲の構造体などに振動障害を起こす。

c）時によっては，振動している機器自体が発生振動により疲労などの障害を起こす。

これらの振動，騒音の障害を防ぐにはその基本事項として表8.2.1に示す各種の方法が考えられる。

表8.2.1　騒音対策の方法（図8.2.2参照）

現　象	対　策	防振材の種類	施工個所
一次音の発生を少なくする	減衰附加材を貼り，振動エネルギーを吸収する。	ダンピングビニールシート	A
	機器に振動系を附加し，動吸振をはかる。	防振ゴム台	
一次音の伝達を阻止する	重量を有する遮音壁を設ける。		B
一次音の反射を防ぐ	多孔質の吸音材を用いる		C
二次音の発生を防止する	対象物体を防振材で支持し，振動の伝達を阻止する。	ダンピングビニール以外の防振材	D
	固体音を反射させ，その伝達を阻止する。	特に防振ゴム台が有効	D

(2) 防音構造壁に入射する騒音の伝播経路

防音構造壁に騒音（空気音，固体音）が入射する場合の伝播経路は次のようになる。

a）空気音

防音構造壁に入射する空気音を考える場合，わかりやすくするため，遮音と吸音を別々に考えることにする。

まず初めに遮音について述べる。図 8.2.3 のような複合防音構造壁の場合，まず空気音が遮音材に入射すれば，その入射角及び強さに相応した反射音と一次透過音が生じる。この一次透過音は一部を第一吸音板，吸音材，第二吸音板に吸音されて二次透過音として受音側に伝播される。また，吸音材，吸音板を支持するための根太などは，遮音板と同様に入射音圧によって振動し，その振動が第二吸音板に伝わって，第二吸音板より二次音として輻射される。

次に吸音について述べる。

一般に吸音させようとする場合は，室内音を対象とするので，この室内音について考える。この室内音は，室外音の透過音と室内に設置されている機器（制御盤，配電盤など）より発生する騒音からなっている。

図 8.2.4 のような複合防音構造壁の場合，室内音（入射音）が第二吸音板に入射すればその入射角，音の強さ，第二吸音板の表面状態に相応した一次透過音と反射音が生じる。一次透過音は，第二吸音板，吸音材，第一吸音板を通過する間に振動エネルギーが熱エネルギーに変換されて徐々に低くなり，二次透過音となって第一吸音板より放射される。二次透過音は遮音材に当って，その大部分が反射される。この反射音は第一吸音板，吸音材，第二吸音板を通っている間にある程度吸音されて，第二吸音板より反射透過音として放射される。

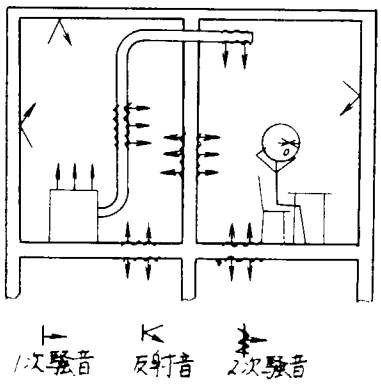


図 8.2.1　発生騒音

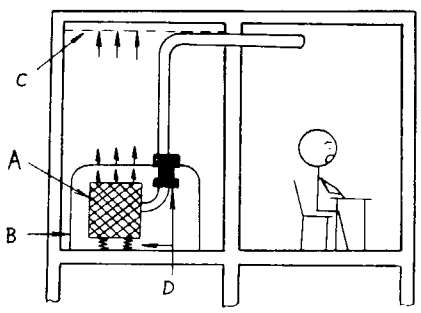


図 8.2.2　騒音対策

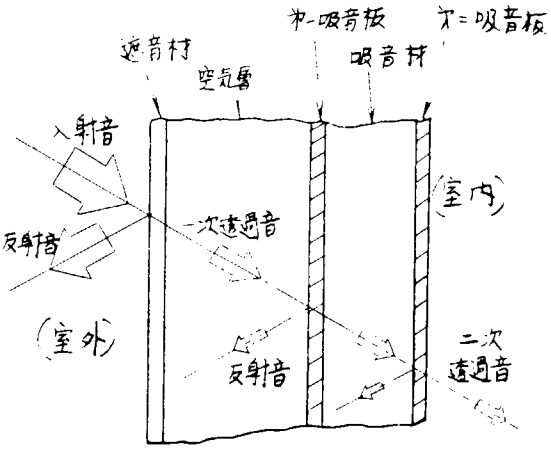


図 8.2.3　室外音遮音

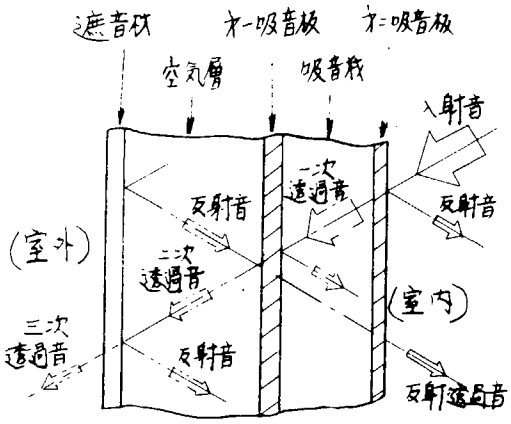


図 8.2.4　室内音吸音

b）固体音

一応，第一，第二吸音板及び吸音材は，他の構造壁（例えば天井，床，他の側壁）と剛接合はしていないと仮定する。

遮音材を伝播してきた固体振動は，固体音となって空気層に輻射されて空気音（固体二次音）となる。この空気音は，第一吸音板，吸音材，第二吸音板である程度吸音されて，透過音となって受音側へ伝播される。また，根太又は吸音材取付け用金具は，遮音材に接しているため，固体振動が伝達されて吸音材，吸音板を振動させて，第二吸音板表面より固体二次音として輻射される。

(3) 防音構造の考え方

a）空気音に対する考え方

空気音は，(2)－a）で説明したような伝播経路を通って音が透過するが，空気音は遮音材によって音の反射，吸収がされやすい反面，壁のすき間，割れ目，換気ダクトを通してよく伝播される。

そのため，空気音に対する防音構造の基本条件としては，上記特性を考慮して次のようなものがある。まず，一重壁では重量の重い，曲げ剛性の小さい，粘性の大きい材料（例えば，面密度が同じであれば，ゴムが最も透過損失は良い）を使用すべきであり，多重壁では，各構造を独立に支持して，空気音によって生じる振動を防止する構造とし，また吸音材を効率よい配置にして吸音される構造とすべきである。

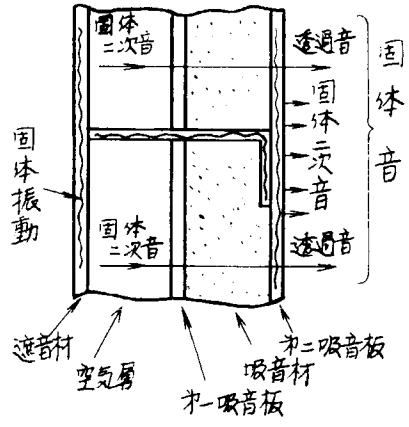


図 8.2.5　固体音の透過モデル

b）固体音に対する考え方

固体音は，(2)－b）で説明したような伝播経路を通って固体振動が伝わっていくが，固体振動の特性としては，同一材料内での減衰はほとんどなく，異種材料との接触面つまり境界層でのみ減衰がある。また，固体音は材料内を振動が伝わっていくものであるので，音響放射面がなければ，音の放射はない。

そのため，固体音に対する防音構造の基本条件としては，上記特性を考慮して次のようなものがある。

まず，境界面での減衰を大きくするような構造，つまり音響抵抗の差の大きなもの例えば防振材などを使用すべきであり，また固体音のレベルが同一であれば，放射面よりの音をできるだけ少なくすべきであり，このためには音の放射率の小さなもの例えばチップボード，アスベストボード，などが使用される。

8.2.3 防　音　材

一般に防音材料の中には，遮音材，吸音材，制振材，防振材が含まれるが，ここでは機関制御室，工作室などの天井，壁及び床に使用されている遮音材，吸音材（以後防音材と呼ぶ）についての音響特性を，ＳＲ 156 研究部会調査資料，50年度ＳＲ 156 調査研究報告書及び騒音対策ハンドブックより抜萃し，まとめた。なお，表 8.2.2 に記載した防音材は実船に多く使用されているものを選んでおり，また，透過損失と吸音率を並記して見やすくした。

表 8.2.2 防 音 材

構造	周波数別透過損失 (dB) 周波数 (Hz) 125	250	500	1000	2000	4000	空気層 (mm)	周波数別吸音率 周波数 (Hz) 125	250	500	1000	2000	4000
t4.5 鋼板 100×75×7	25.0	29.0	33.0	38.0	41.5	32.0							
t6 鋼板 65×65×6	32.0	34.0	38.0	40.0	38.0	44.0							
t8 鋼板 65×65×6	33.0	35.0	39.0	37.0	38.0	44.0							
t4.5 鋼板 空気層 t6 合板	27.5	34.0	38.5	44.5	47.5	42.5							
t6 合板	15.0	21.0	28.0	17.5	20.0	-	45	0.18	0.33	0.16	0.08	0.08	0.10
							90	0.20	0.20	0.10	0.08	0.08	0.10
							110	0.27	0.20	0.12	0.05	0.22	0.07
t9 合板	21.0	12.0	18.0	19.0	30.5	-	90	0.24	0.10	0.08	0.06	0.06	0.08
t12 合板	12.0	21.5	18.0	26.5	25.0	-	90	0.20	0.12	0.06	0.06	0.06	0.08
t6 軽量石綿板 (珪カル板) アスベストラックス	19.0	19.0	20.0	25.0	32.0	34.0							
t6 孔あきアスベストラックス 孔径9 ピッチ15+RW100								0.83	0.96	0.98	0.99	0.98	0.82
空気層 t7石こうボード	13.5	19.0	31.0	40.0	52.0	56.0							
t7石こうボード 空気層							45	0.26	0.14	0.09	0.06	0.05	0.05
							180	0.19	0.09	0.08	0.07	0.08	0.05
t3 フレキシブルボード	12.0	13.5	19.5	22.7	27.5	30.5	45	0.26	0.10	0.08	0.04	0.05	0.05
							90	0.22	0.10	0.08	0.04	0.04	0.06
							180	0.18	0.10	0.08	0.06	0.05	0.05
t4 フレキシブルボード	19.0	22.0	23.0	29.0	35.0	36.0							
t6 フレキシブルボード	22.0	24.0	28.0	32.5	38.0	27.0							
t5 フレキシブルボード							45	0.21	0.08	0.07	0.05	0.04	0.06
							180	0.15	0.06	0.07	0.05	0.06	0.04
t4.5 鋼板 t50 グラスウール (H130.416) グラスクロス	26.0	34.0	44.0	47.5	48.5	43.5	0	0.20	0.61	0.98	0.93	0.76	0.84
							100	0.52	0.99	0.99	0.91	0.73	0.88

構造	周波数別透過損失(dB) 周波数(Hz) 125	250	500	1000	2000	4000	空気層(mm)	周波数別吸音率 周波数(Hz) 125	250	500	1000	2000	4000
t20吹付岩綿 t6 合板	23.0	24.0	31.0	33.5	31.0	31.5							
吹付岩綿 25 ロックウール								0.15	0.47	0.94	0.97	0.94	0.97
吹付岩綿 12 ロックウール								0.06	0.16	0.50	0.84	0.92	0.96
t5 ラワン合板 t50 グラスウール	13.0	18.0	21.0	28.0	35.0	35.0							
t5.5せん孔合板 6.5φ−25 t50グラスウール 空気層100							100	0.24	0.72	0.65	0.37	0.23	0.15
6tラワン合板 25tグラスウール	8.0	9.0	17.0	27.0	31.0	38.0							
t5.5せん孔合板 6.5φ−25 t25グラスウール 空気層100							100	0.16	0.56	0.48	0.37	0.20	0.08
t4.5 鋼板 t50グラスウール 空気層 t4フレキシブルボード	33.0	41.0	42.0	43.0	41.5	41.5							
t4.5鋼板 t50グラスウール 空気層 t6 合板	30.5	38.5	42.5	47.5	46.0	53.5							
t2ビニールタイル t7デッキコンポジション t25ハイレートボード t7 鋼板	33.0	38.0	42.0	46.0	45.0	53.0							
t40セメント t7 鋼板	35.0	36.0	38.0	45.0	51.0	56.0							
t2ビニール系床タイル 硬質								0.02	0.013	0.018	0.018	0.015	0.045
t2ビニール系床タイル 軟質								0.005	0.023	0.022	0.033	0.033	0.01
t4.5鋼板 t9 デッキコンポジション	26.0	31.0	37.0	42.0	42.0	53.0							
t2ビニールタイル t7デッキコンポジション t7鋼板	31.0	33.0	39.0	41.0	40.0	51.0							

8.2.4 機関制御室及び工作室の騒音

(1) 制御室及び工作室の騒音とその傾向

49年度実船計測の一般騒音計測より考察してみると，次のようになる。

制御室中央の騒音レベルを，中速ディーゼル船，低速ディーゼル船，タービン船別に比較してみると，中速ディーゼル船がもっとも大きく，次に低速ディーゼル船，タービン船と小さくなっている。これは，機関室代表騒音レベルと同傾向を示している。図 8.2.6 は49年度実船計測船の内低速ディーゼル船 8 隻の制御室外及び室中央における騒音レベルdB(A)の平均値を示したもので，標準的騒音スペクトルである。これによると，制御室中央では，周波数が 500 Hz付近でピークとなっている。室壁の透過損失は，構造別にみても，それほどの大差はなかった。これは，固体音及び間隙からの侵入音による影響と考えられる。また，エアコン，パンカルーバの影響も，うかがえる。

工作室については，防音壁を設けていないのが，ほとんどで，防音壁がない低速ディーゼル船の工作室中央における騒音レベルは，92±1 dB(A)である。

(2) 単体機器の制御室及び工作室に及ぼす影響

中速ディーゼル，タービン船は，データ不足により割愛し，低速ディーゼル船を対象にして述べる。

制御室及び工作室の騒音に寄与する単体機器としては，主機，ターボチャージャ，発電機，空気圧縮機，通風機，主機用全補機，強圧送風機，イナートガスファン，プロペラ等が，あげられる。

船内騒音は，空気音と固体音の総合音として考えなければならないことは，周知のことである。しかし，船内の空気音，固体音の減衰は，非常に複雑である。特に制御室のように機関室内に室を設ける場合にはさらに複雑になる。制御室の空気音と固体音の割合については 8.1 制御室，工作室の騒音予測法に述べてあるので，ここでは制御室への単体機器の影響を把握するために，49年度実船計測結果と50年度報告書をもとに解析してみた。

機関室内の暴露部の騒音は，空気音が大部分を占める騒音と考えられ，制御室のように，壁で囲まれた室内においては，空気音と固体音を考慮しなければならない。

(a) 単体機器の空気音の影響

各単体機器の空気音の影響度を把握するために，制御室の配置が，同じような船について，データを抜粋し，表 8.2.5 に示す。表中の数値は，各単体機器運転時の，制御室外側の船体中心に近い点の騒音レベル（dB(A)）であり，これは，各単体機器からの空気音とみなせる。

ここで，音圧レベルの和と差（※1）の考え方によると，試運転時の一般騒音の騒音レベルは，ほとんどターボチャージャ及び発電機の騒音レベルによるものである。ちなみに，M船における試運転時のターボチャージャまわりの騒音と発電機まわりの騒音及び制御室外側の騒音を周波数分析してみると，図 8.2.7 に示すように，制御室外側の騒音が，ターボチャージャ及び発電機の騒音に追随しているのがわかる。

主機については，常にターボチャジャと併用されるので，主機の空気音の影響は，把握できない。また，主機用全補機は，発電機と併用されて，それ自体の騒音レベルは，把握できないが，陸電によるK船，M船の騒音レベルより，80dB(A)程度と推定される。よって，空気圧縮機，通風機，主機用全補機は，制御室に空気音としては，あまり影響を及ぼしていない。

強圧送風機及びイナートガスファンは，データ不足であるが機関室の配置によってはその影響の大きいことが，うかがえる。

(b) 単体機器の固体音の影響

各単体機器の固体音の影響を把握するために，M船の機器の振動レベルを，表 8.2.3 に示す。

表 8.2.3　機器の振動レベルと騒音レベル

	発電機	プロペラ	イナートガスファン	主機	空気圧縮機	通風機	強圧送風機
機器の振動レベル	89	88	80	76	75	74	70
機器まわりの騒音レベル	107	−	99	※105	97	96	98
制御室外の騒音レベル	94	−	83	※103	70	81	82

(注)　※　ターボチャージャ及び航走中の騒音レベルを示す。
この振動レベルは，機器まわりの騒音レベルと，ほぼ同傾向を示している。

※1　音圧レベルの和と差

仮りに，二つの音源があって，任意の点におけるそれぞれの騒音レベルが，A dB，B dBであったとすると，その二つ音を同時に聞いた場合，その音の和は

$$[A+B]=A+10\log\left(1+10^{\frac{-(A-B)}{10}}\right)\text{dB} \qquad (A>B)$$

で求められる。

上式による具体値は，表 8.2.4 のようになる。これによると，二つの音の任意の点における騒音レベルに，10dB以上の差があれば，小さい方の騒音は，大きい方の騒音に，打ち消されてしまう。よって，その任意の点における騒音レベルは大きい方の騒音レベルに支配される。

表 8.2.4

レベル差 dB	大きい方に加える値 dB
0	3.0
1	2.5
2	2.1
3	1.8
4	1.5
5	1.2
6	1.0
7	0.8
8	0.6
9	0.5
10	0.4

表 8.2.5　制御室に及ぼす機器の空気音の影響

（単位：dB(A)）

船名	測定位置（制御室外）	全機	発電機	圧縮機	通風機	主機用	送風機	イナートガスファン	一般騒音	ターボチャージャ	
B	第二甲板左舷中央	93	93 (105)	72	77	−			100	(104)	
F	第三甲板左舷中央	91	87 (98)	82	79	−			99	(104)	
G	〃	91	90 (102)	84	70	−			95	(104)	
I	〃	94	91 (102)	73	73	−			98	(104)	
J	〃	96	96 (106)	81	79	−			101	(104)	
K	〃	92	90 (99)	83	−	82	77	−	98	(104)	
L	〃	96※	92 (105)	75	78	−	91	92	103	(105)	
M	〃	95	94 (107)	70 (97)	81 (96)	71	82 (98)	83 (99)	103	(105)	

(注)　1.　※印はイナートガスファンを除く。
2.　(　　)内数値は機器囲り騒音レベルの平均値を示す。

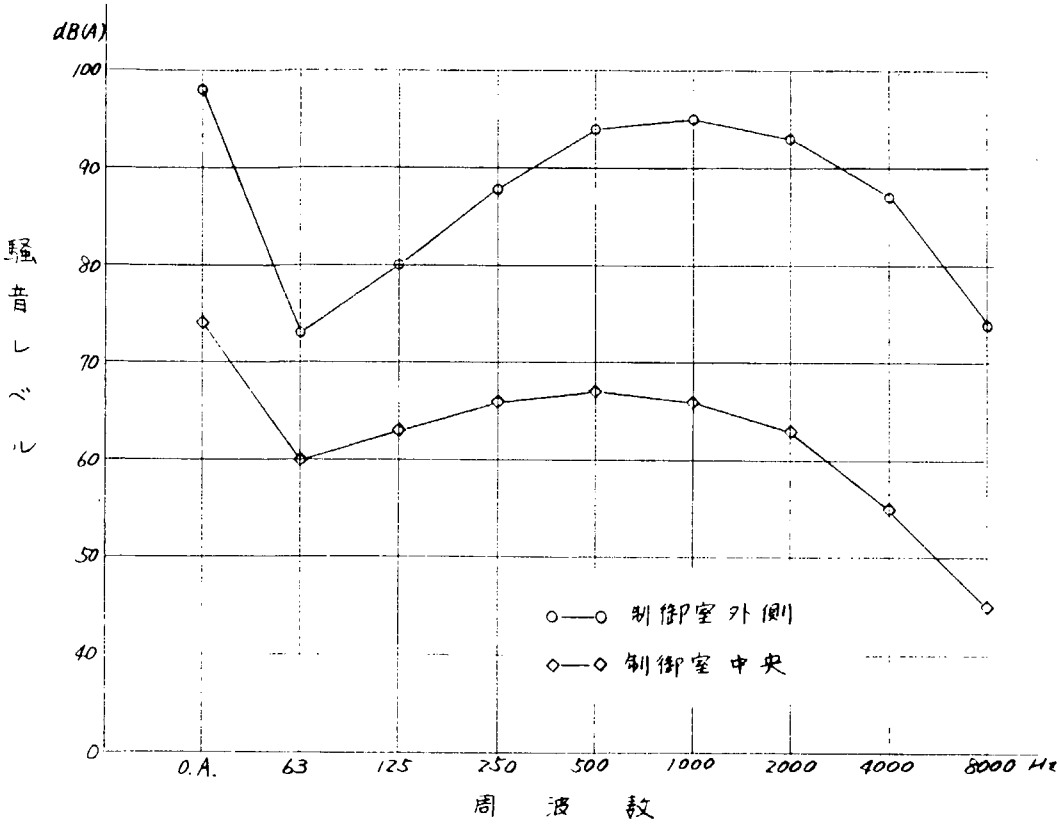


図 8.2.6　低速ディーゼル船の制御室騒音レベル

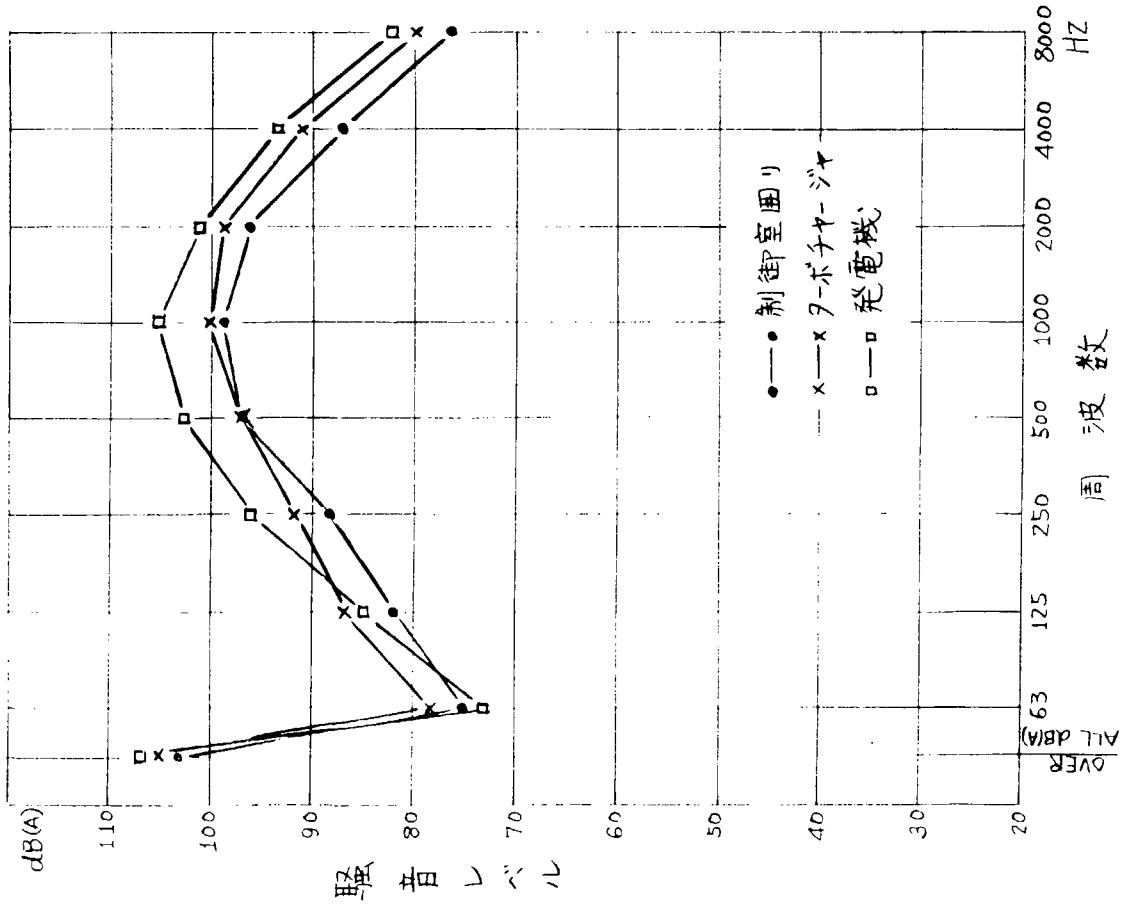


図 8.2.7　単体機器空気音の影響

8.2.5 減音対策

(1) 配置，距離に対する考慮

各機器より発生した空気音は，機関室内空間を，反射，吸収，回折などの現象を併い減衰しながら，制御室及び工作室の外側に伝播して，室壁を透過して室内に侵入してくる。

固体音は，機器の往復運動，回転運動の不釣合，衝撃などによって発生した振動が，フレームやピラーなどの船体を伝わって減衰しながら，室壁に伝播して，室壁を振動させて，室内に侵入してくる。よって騒音及び振動の大きい機器は，なるべく制御室及び工作室から遠くに離した方がよい。

ディーゼル船の場合，制御室及び工作室の配置は，第三甲板あるいは第二甲板の左舷が一般的である。また，発電機は第三甲板船尾に配置されるのが，一般的である。発電機を第三甲板船尾に，制御室を第三甲板の左舷中央に配置した場合，計測結果によると，発電機の騒音は，制御室に伝播するまでに，10～13dB(A)減衰している。これは，線音源の距離による減衰とほぼ一致する。

表 8.2.6 は低速ディーゼル船のエンジンオープニングまわりの騒音レベルを比較したものである。各船とも発電機は，第三甲板の船尾に配置されている。F，G，B，I 船は，右舷に装備の発電機が稼動中であり，J，L,M 船は左舷に装備の発電機が稼動中である。

表 8.2.6 エンジンオープニングまわりの騒音レベル比較 dB(A)

		船名	F	G	B	I	J	L	M
Ⅰ	左舷	㋑第二甲板	101	99	100	99	100	102	103
		㋺第三甲板	99	95	99	98	101	103	104
		差 ㋑－㋺	2	4	1	1	－1	－1	－1
Ⅱ	右舷	㋩第二甲板	102	100	102	100	97	98	104
		㋥第三甲板	99	99	102	107	100	104	105
		差 ㋩－㋥	3	1	0	－7	－3	－6	－1
Ⅲ	第三甲板	㋭ 左 舷	99	95	99	98	101	103	104
		㋬ 右 舷	99	99	102	107	100	104	105
		差 ㋭－㋬	0	－4	－3	－9	1	－1	－1
Ⅳ	第二甲板	㋮ 左 舷	101	99	100	99	100	102	103
		㋯ 右 舷	102	100	102	100	97	98	104
		差 ㋮－㋯	－1	－1	－2	－1	3※	4※	－1※

第二甲板と第三甲板を比較した場合，左舷，右舷ともまちまちである。左舷と右舷を比較した場合，第三甲板，第二甲板ともⅢ，Ⅳに示すように左舷の方が，一般的に騒音レベルが小さい。これは，ターボチャージャによる影響である。J 船，L 船で左舷の方が，騒音レベルが大きいのは，左舷の発電機が稼動中であったためと考えられる（※印）。

(2) 室壁に対する考慮

図 8.2.8 において，㋑は実験値を示す。㋺は質量法則によって単純に壁の質量だけで求めた計算値を示す。㋩は，㋑の構造に比較的似かよった壁の実船計測値を示す。実験値の透過損失が，理論値より大きいのは，理論値にはエアスペースが考慮されていないためである。つまりエアスペース及び吸音材によって，透過損失が，増大しているのがわかる。

実験値が，1,000 Hz付近で，よこばい状態にあるのは，コインシデンス効果によるものである。

㋩の実船計測値からもわかるように，壁の透過損失は実験値に比べて極端に低下しているようにみえる。これ

は固体音及びその他すきま洩れによる影響である。ある報告書によると，間仕切壁に2m×1m程度のドアがついていて，そのまわりにたとえば3mm幅の一様なすきまがあると，間仕切壁の材料にどんな材料を使ってもこれらの部屋の騒音レベルの差は30dBより大きくならない，ということが報告されている。

一般に，隔壁鋼板は，スティフナーと一体になっているが，スティフナーによって透過損失は影響を受けない。鋼板の厚みを増すことによって，コインシデンスの効果域が低周波域に移動することを，図8.2.9に示す。ディーゼル船の制御室中央における騒音は，周波数が，500Hz付近にてピークとなっているので，その周波数域を遮音するようにしなければならない。よって，遮音効果を増大するために，単に鋼板の厚みを増しても，その遮音効果の増大を期待することはできない。なぜなら，鋼板の厚みを増すことによって，コインシデンス効果が，低周波数域に移動するからである。よって，制御室壁の鋼板の厚みは6mm前後が適当である。

室壁の遮音効果が，よくなるに従って，室内にあるエアコンパンカルーバからの音やドア，排気口からの侵入音の影響がでてくるので，それに対する減音対策，吸音対策が必要になってくる。

50年度報告書にもある如く，防音対策を施した工作室の騒音レベルは，85dB(A)以下であるが，殆んどの船が，防音工事を行っていない金網壁であるため，これより10dB(A)高い値を示している。これから見て鋼壁を設け制御室に準じて簡単な防音工事を行えば，85dB(A)を容易に確保することができるといえる。ここで留意しなければならぬことは，工作室においては，室内で衝撃騒音を発生する作業をしなければならぬことで，外部よりの遮音もさらぬことながら，内部の発生音に対し反射及び残響を生じないように，吸音性のよい構造としなければならない。そして，内部の火気使用に対して防火材料を使用し，床面においては，重量物の取扱い，衝撃作用もあるので床甲板下面に防音工事を施さなければならない。

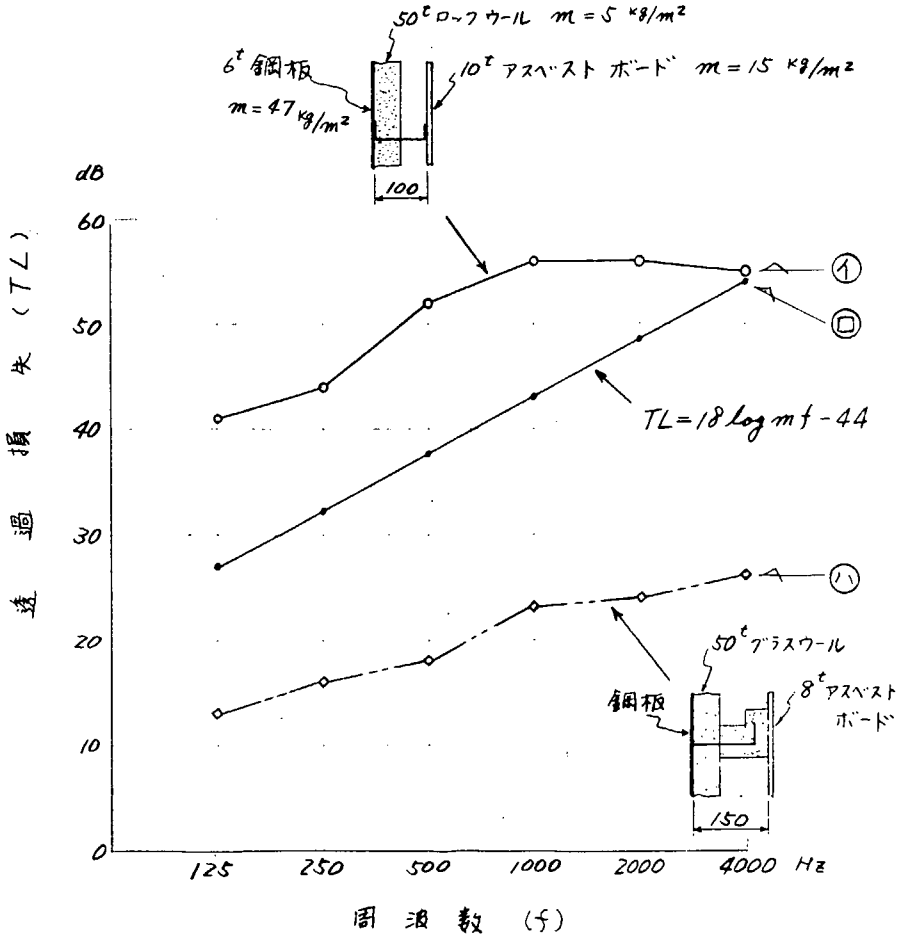


図8.2.8　複合壁の透過損失

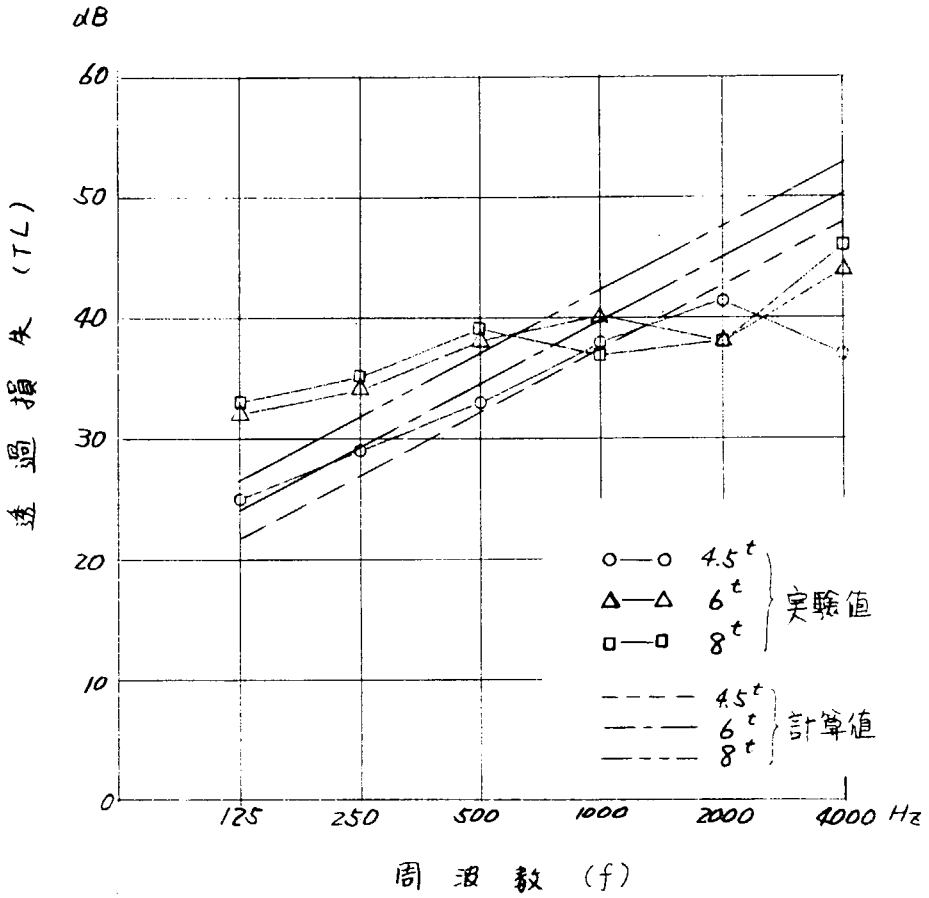


図 8. 2. 9　鋼板の透過損失

8. 2. 6　標準構造

50年度に調査した機関制御室，工作室の防音構造の中から実績の多いものを 2 ～ 3 種類程度選び，標準構造として表 8. 2. 7 及び表 8. 2. 8 にまとめた。

なおこれらの各構造の特性は，鋼板の厚さや吸音材，吸音板の取付け状態などによって異なり，定量的な評価を行うことは不可能であるので，各種構造における空気音，固体音に対する評価は，定性的なことだけにとどめることにした。表中オクターブバンド周波数に対する数値は構造の透過損失ではなく実船計測によるもので，固体音の放射されたものも含んだものが表わされているので全遮音量とした。

(1)　空気音に対する構造

(a)　多孔質材サンドウィッチパネル

このパネルは全周波数域にわたって音のエネルギーを減衰させる働きをする。透過損失の量は，吸音材の密度や厚さの大きいほどよいにしても一般的には 3 ～10dB 良くなる程度である。背後空気層の影響は，背後空気層が増すにしたがって低音域における吸音率が大きくなる。しかし中音域における吸音率は低下する傾向にある。この傾向は特に薄い材料を大きな空気層で使うときに問題となるので注意を要する。

(b)　中空パネル

音が入射すると入射面のパネルを振動させ，透過波は密閉空気層内で，多重反射をくり返し，それが透過側のパネルの振動を増幅したりまたは制動したりする働きをする。特に共鳴周波数をできるだけ低くすることが必要である。そのためには，パネルの面密度を大きくとり中空層の厚さを大きくすることが必要である。

(c)　多孔質材料の位置

一般的に図 8. 2.10の(イ)図のように孔あき板に接した位置におくことが多孔質材料を使った効果をあげることになる。ただ多孔質材料の厚さが25㎜程度以上あれば，必ずしも孔あき板に密着させる必要はなく，孔あき板

より30～50㎜程度の間隔があっても吸音特性には大差はない。これに対して，多孔質材料を鋼壁面に接して施工し，その表面から50～100㎜程度以上離して孔あき板を取付けた場合は，全吸音領域にわたって前述の施工方法の場合よりも吸音特性が低下する。

なお，多孔質材料の施工の点では，(イ)の方が(ロ)よりも難しいが，(イ)の施工方法は，約半数の国内造船所でも施工されており，また防熱性能においては，(イ)と(ロ)のように構造が異なっていても使用材質が同じであれば差は生じない。

以上の理由により，多孔質材料を使用して吸音効果を上げるためには，(イ)の構造に準ずるべきである。

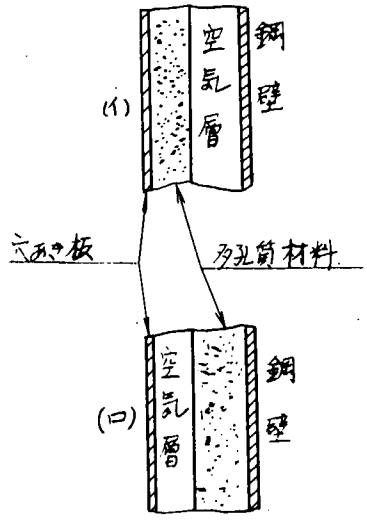


図 8. 2.10　多孔質材料の位置

(d)　すき間

貫通部にすき間があれば，そこにはいってくる音は，そのまま通りぬけてしまう。例えば壁の全面積の $1/n$ のすき間又は孔があれば，

$$L_1 = 10\log I_1/I_0$$

$$L_2 = 10\log \frac{I_1/n}{I_0} = L_1 - 10\log n \ 〔\mathrm{dB}〕$$

こいに L_1：壁の外側の音圧レベル

L_2：〃 内側　　〃

I_0：人間の耳の最小可聴音の強さ

I_1：床の外側での音の強さ

となり壁の外側のレベルから $10\log n$ を引いた値が孔の内側における音圧レベルとなる。これからわかるように，たとえ壁の遮音効果が優れていてもすき間があれば遮音効果をそこなうことになる。

(2)　固体音に対する特性

(a)　内装構造壁の放射特性について

鋼板を伝播してきた振動は，木枠を通して内装材に伝播し音を輻射する。構造体放射係数は，板などの放射係数と異なる特性を示し，特に構造体に剛性の小さい板状材料を使用した場合は，コインシデンスの影響は表われずむしろ放射特性は，木枠構造により影響される。

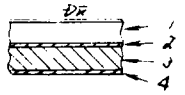
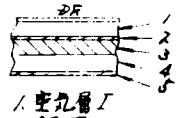
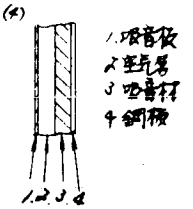
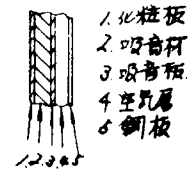
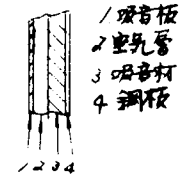
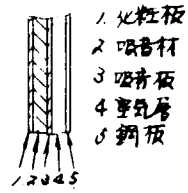
(b)　2種の物体が接触している場合，それらの影響抵抗をそれぞれ R_1，R_2 とすれば固体音の透過率は

$$T = \frac{4R_1/R_2}{(1 + R_1/R_2)^2}$$ で表わされる。

(c)　絶　縁

振動絶縁の床構造では，ミネラルグラスファイバーや弾性材料を充てんして，ある程度の機械的強度をもった絶縁をしている。振動伝達は，この媒質変化部で反射があって減少し見掛け上の絶縁効果が構成によっていろいろにでてくる。

表 8.2.7　機関制御室防音構造標準

構造		各部材料の種類及び厚さ 1	2	3	4	5	全遮音量 周波数(Hz) 65	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
天井	(1)  1.空気層 2.吸音板 3.吸音材 4.化粧板	2300 mm	6mm アスベストボード	50mm グラスウール	6mm アスベストボード		11	13	12	15	20	21	22	吸音材を吸音板でサンドウィッチ状にはさんだ構造は全周波数域にわたって吸音率が良くなる。また空気層が非常に大きいので一つの部屋がそこにあるのと同じことで構造壁全体の遮音量は大きくなり空気音に対しては有効である。	吸音板が個壁と剛接合しても音響抵抗に大きな差がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対しては、あまり有効でない。
	(2)  1.空気層I 2.鋼板 3.吸音材 4.空気層II 5.化粧板	750 mm	鋼板	50mm グラスウール	6mm アスベストボード	100mm	11	11	11	13	15	15	19	室外の騒音は2枚の鋼板で遮音しているので有効であるが鋼板を通過した音の吸音に対してはあまり効果はない。ただし室内音の吸音に対しては有効である。	固体音の発生源である鋼と化粧板は、根太を介して接しているので接合面での減衰により固体音は減小しまた化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
	(3) 1.2.空気層 3.吸音板 4.吸音材 5.化粧板 6.鋼板	不明	150mm	プライウッド	50mm グラスウール	プライウッド	13	12	10	12	12	20	12	上記二種の利点だけを取っているので空気音に対しては十分すぎるほど効果がある。	鋼板と吸音板よりそれぞれ固体音が発生するため固体音の遮音はあまりよくない。
中心側側壁	(4)  1.吸音板 2.空気層 3.吸音材 4.鋼板	9mm プライウッド 12mm アスベストボード	150mm	50mm グラスウール 50mm グラスウール			13	15	16	20	27	29	28	室外音の遮音は鋼板で十分可能であるが、室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率は中音域で低くなるので十分注意を要する。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は根太を介して接しており接合面での減衰により固体音は減小し、また化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
			150mm				8	14	17	23	30	31	29		
	(5)  1.化粧板 2.吸音材 3.吸音板 4.空気層 5.鋼板	不明	50mm グラスウール 6mm アスベストボード	不明	150mm		20	12	13	15	16	21	21	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり、室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	吸音板が個壁と剛接合しても音響抵抗は大きな差がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対しては、あまり有効でない。
			50mm グラスウール 50mm グラスウール	10mm アスベストボード	70mm		10	16	19	29	35	36	37		
船首側側壁	(6)  1.吸音板 2.空気層 3.吸音材 4.鋼板	9mm アスベストボード	100mm	50mm グラスウール			10	15	12	16	16	18	16	室外音の射音は鋼板で十分可能であるが、室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率が中音域で低くなるので十分注意を要する。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は根太を介して接しており接合面での減衰により固体音は減小しまた化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
		12mm アスベストボード	150mm	50mm グラスウール			7	14	14	17	19	21	24		
	(7)  1.化粧板 2.吸音材 3.吸音板 4.空気層 5.鋼板	8mm アスベストボード	50mm グラスウール	20mm プラスチックボード	500mm		15	11	11	7	13	13	11	空気層が非常に大きく、鋼板とサンドウィッチパネルとは、独立した壁と考えられるので遮音効果は良くなる。	吸音板が個壁と剛接合しても音響抵抗は大きな差がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対してはあまり有効でない。

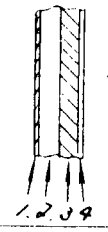
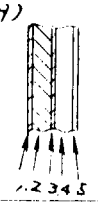
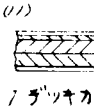
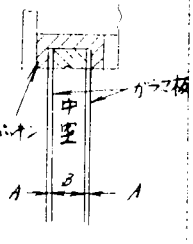
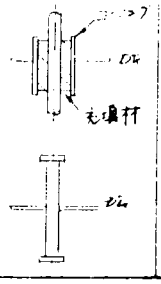
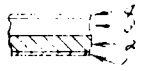
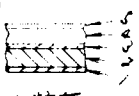
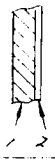
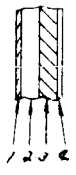
	構造	各部材料の種類及び厚さ 1	2	3	4	5	全遮音量 周波数 Hz 65	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
船尾側側壁	(8)  1 吸音板 2 空気層 3 吸音材 4 鋼板	6 mm プライウッド	90 mm	50 mm グラスウール			12	12	19	23	23	19	21	中心船首側に同じ	中心船首側に同じ
		8 mm アスベストボード	100 mm	50 mm グラスウール			7	3	8	18	21	21	22		
	(9)  1 化粧板 2 吸音材 3 吸音板 4 空気層 5 鋼板	不明	50 mm グラスウール	不明	150 mm		5	12	12	13	10	8	6	中心船首側に同じ	中心船首側に同じ
		6 mm プライウッド	50 mm 12 グラスウール	12 mm プライウッド	200 mm		14	21	21	26	27	28	32		
床	(10) 1 デッキカバー 2 遮音材 II 3 遮音材 I 4 鋼板	10 mm ラスタックス	30 mm コンポ	30 mm ハイトボード	30 mm スタット		7	17	19	24	26	26	25	面密度を大きくすることにより遮音度は向上するが空気音の遮断はデッキ鋼板で十分である。	音響抵抗の差の大きなものを使用して固体音を減衰させるべきである。固体音防止対策を重点とした構造とすべきである。
		2 mm ビニルタイル	7 mm ラスタックス	コンポ	30 mm ハイトボード		10	11	8	9	14	16	13		
		2 mm ビニルタイル	7 mm ラスタックス	コンポ	30 mm ハイトボード		9	11	14	21	24	23	24		
	(11)  1 デッキカバー 2 遮音材 II 3 遮音材 I 4 絶縁材 5 鋼板	2 mm ビニルタイル	6 mm ラスタックスコンポ	25 mm プライウッド	50 mm ミネラルグラス	ファイバー								デッキ鋼板 遮音材 I, II で遮音しており また デッキカバーをデッキの表面に施工しているので室内の反射音をできるだけ少なくしている。空気音に対しては問題ない。	固体振動の伝播を防ぐため絶縁材を使用して一種の浮き構造を形成しているので有効である。
監視窓	(12) 	ガラス面積 (m²)	A	B										一般的に空気音に対しては中空層が大きくガラスの厚さが厚いほど遮音性は良くなる。	ガラス表面より発生する固体音によるニジ音は ガラス部の面積が広い方が放射率が小さくなるため ニジ音は発生しにくくなり 固体音の遮音性能は良くなる。 また ガラス取付部には パッキン等を入れてあり固体音伝播の防止には有効である。
		1.1～2.0	6	6			12	16	22	25	28	29	33		
		1.0以下	8	6			13	10	16	20	24	27	31		
		2.1～3.0	8	6			12	13	19	24	31	32	33		
		3.1～4.0	8	8			23	16	17	15	13	15	13		
		3.1～4.0	8	12			7	14	16	20	21	23	27		
		2.1～3.0	10	12			13	20	24	24	30	19	21		
		3.1～4.0	10	12			8	12	18	23	28	29	31		
機器取付台貫通方法	(13) 													機器取付台にも防音施工をして遮音する必要がある。 床の遮音効果がいかに優れていても すき間があれば 遮音効果をそこなうことになる。そのためもしすき間があれば充填材を入れて音の侵入を防ぐようにする。	デッキ鋼板を伝わってきた固体音が取付台を伝わって機器より固体音を輻射するので機器と取付台との間に防振材を入れて固体音を遮断しなければならない。 パイプや貫通金物を伝わって固体音が侵入するので貫通箇所にはパッキン等を入れてできるだけ音を減衰させるようにする。

表 8.2.8　工作室防音構造標準

構造	各部材料の種類及び厚さ			全遮音量 周波数(Hz) 65	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
天井 (1)  1 吸音板 2 吸音材 3 空気層 4 デッキ鋼板	不明										室外音の遮音は鋼板で十分可能であるが室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率は中音域では低くなるので十分注意を要する。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は根太を介して接しており接合面での減衰により固体音は減少した化粧板の放射率は小さいので固体音に対して有効である。
天井 (2)  1 化粧板 2 吸音材 3 吸音板 4 空気層 5 デッキ鋼板	不明										室外音の遮音は鋼板で十分可能であり、室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	吸音板が剛壁と剛接合していても音響抵抗は大きな差がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対してはあまり有効ではない
剛壁 (3)  1 吸音材 2 鋼板	1: 50mm グラスウール / 50mm グラスウール	2:	3:	18 / 9	18 / 15	17 / 17	31 / 11	31 / 10	29 / 10	33 / 10	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり、室内音に対しても低周波数域を除いては吸音率も良効である。	鋼板より輻射される固体音は吸音材で吸音されるのであり程度の固体音であれば問題ない。
剛壁 (4)  1 化粧板 2 空気層 3 吸音材 4 鋼板	12mm アスベストボード	空気層厚さ不明	50mm グラスウール	10	13	17	18	17	19	20	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は根太を介して接しており接合面での減衰により固体音は減少した化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
床 (5) 1 吸音材 2 デッキ鋼板	グラスウール厚さ不明			8	7	7	11	9	13	11	空気音に対しては面密度を大きくすることにより十分な遮音が可能である。外からの入射音は吸音材で音圧エネルギーを吸収減衰させることができると考えられる。	固体音は床鋼板を伝播してくるため室内へ放射される輻射音に対しては何ら対策が取られていないので騒音規制が厳しければ室内個別に機械制御室のような防音構造にする必要がある。

8.2.7 騒音レベルの改善

機関制御室，及び居住区画の騒音計測はぎ装工事の完成した時点で，岸壁繋留運転時又は海上航走運転時に行われる。

通常騒音規制に対する合否判定のための騒音値は，海上の公試運転時のバラスト状態の直進時において計測するものとしている。この結果規定された値又は予期した値を越えた場合，どの様に計測結果を判断して如何なる対策を立てるかの問題がある。

ここではその場合の騒音測定結果の着眼点及びその各々に対する対策項目について述べる。先ず測定は正確に測定しなければならない。これは通常騒音計測は指示計の指針の読取りで行われるが，今迄の計測データを後日解析する場合辻褄の合わない点がおこらないように，本研究委員会の測定要領に従って綿密に測定しなければならない。

規制値は 8.2.1 室内騒音レベルの目標値に述べているようにオーバオール値又は曲線のN数で規定されているが，オーバオール値の場合はオクターブバンド分析値により検討を加えねばならない。

平均的に室内騒音の特性は図 8.2.6 に明らかなように 250, 500, 1,000 Hzにおける騒音レベルが高いのでこの周波数帯を低減するように集中的に対策を施せば良い。即ちオーバオール値に影響する周波数毎のレベル値で上位の3点または最高値と6dBまでの差を有する周波数に対し処置を施せば良く，只漫然と改善のあれこれを施工しても，それだけの有効な効果は現われない。

機関室の騒音特性はC特性で見ると大略N曲線に平行で，周波数が高くなるに従って右下りとなっているが，聴感のA特性で表わした場合，上述のように 250 ～ 1,000 Hz附近が高くなるので，空気音対策としてはこの周波数帯に効果のあるような防音構造を選定すれば良い。

N曲線なりN値で規制されている場合，これをオーバーしている周波数はどれか見付けることは容易であるが，応々にしてこの規制の場合dB(A)のオーバオール値は左程高くないが，曲線にプロットして見ると62.5Hz，125Hzの低周波帯でオーバしていることがあるので注意を要する。これは明らかに固体音の影響で，主機及びプロペラの回転数の1N，2N，3Nの振動によるものと考えられているので，計画初期における制御室の位置の選定に注意して置かなければ後で対策を立てることは不可能な場合がある。また応々にして発電機が制御室の近くに配置されている場合 250Hz附近の騒音レベルが高くなることがある。これは発電機関の振動による固体伝播音が原因である。

このようにして計測結果より騒音源を見付け，主たる騒音源の騒音，振動を測定し，空気音，固体音の何れが騒音値に大きく影響しているかを判定する。そして空気音伝播距離，防音構造，及び固体音の伝播経路などにより概略計算（例えばDr. Janssenの手法）を行い影響の大小を確認して後対策を立てるものとする。

機関分科会委員に対し「機関制御室，工作室騒音トラブル対策」の実例についてアンケートを行ったが幸いにして実船におけるトラブルの経験はなかったが，前船を参考にしてそれぞれ改善を施し良好なる結果を得ている。その数例を与げて参考とする。

例 1. 制御室の仕切り内張りが配電盤，管制盤の個所は途切れていたが，これらを全部囲んで床面の処理を根太上に合板を敷き薄いデッキコンポジションを施行した2重床として10dB(A)の低減を得た。

例 2. 制御室の側壁のエアスペースの増加，床面セメントの厚み増しを行い，天井及び側壁の内装材根太をゴムパッキンを介して取付け，空気孔に遮音仕切りを行うなどして同型船において76dB(A)であったのを73dB(A)に低減した。

例 3. 騒音規制船ではないが工作室の騒音を減らす為，囲壁を鋼壁として室外より13dB(A)の降下を得，尚且つ同室排気ファンの影響を避けるため遮音ダクトを設けることとした。これで80dB(A)以下は期待出来ると思う。

例 4. 前船においては工作室の鋼壁に空気孔を開孔していたが，これを密閉し，周囲壁，天井に吸音処置（グラスウール及び穴明ブリキ板）を行い，床面はモルタル，ラテックス仕上として，78dB(A)（17dB(A)の低減）の結果を得た。

例 5. 制御室騒音規制の船主要求ＮＣ70に対し１番船は低周波域において僅かにオーバしたため，２番船に対しては慎重なる検討を行い，下記の対策を施行し船主要求に対し満足出来る成果を得た。

(1) 31.5Hz，63Hzの低周波域の騒音は固体音に支配されるものであるので，制御室鋼壁にスティフナーを増設すると共に天井，側壁の防音内張壁を防振ゴムによって支持する浮き構造とした。

(2) 防音壁内張上に更に吸音材，穴明き吸音板を施工した。

(3) 防音壁の遮音性能の向上を計るため外側全周に亘りアスベストボード張りを施行した。

(4) 床面ハイヒートボード上にエアステップ及びラバマットを敷き固体音絶縁を行った。

(5) 配電盤，制御盤のパネル板にダンピング材を貼付した。

(6) ２重窓の外側にアルミサッシ窓を設けまたドアの戸当りのすき間を完全になくした。

(7) 以上の他プロペラのキャビテーション低減対策が行われたので，少なからず効果があったものと思われる。

以上の検討を行った後騒音源又は受音側のそれぞれの対策を立てるものであるが，この手順を図 8. 2.12の流れ図に示す。これらの作業の後この成果を資料化しておくことが肝要である。

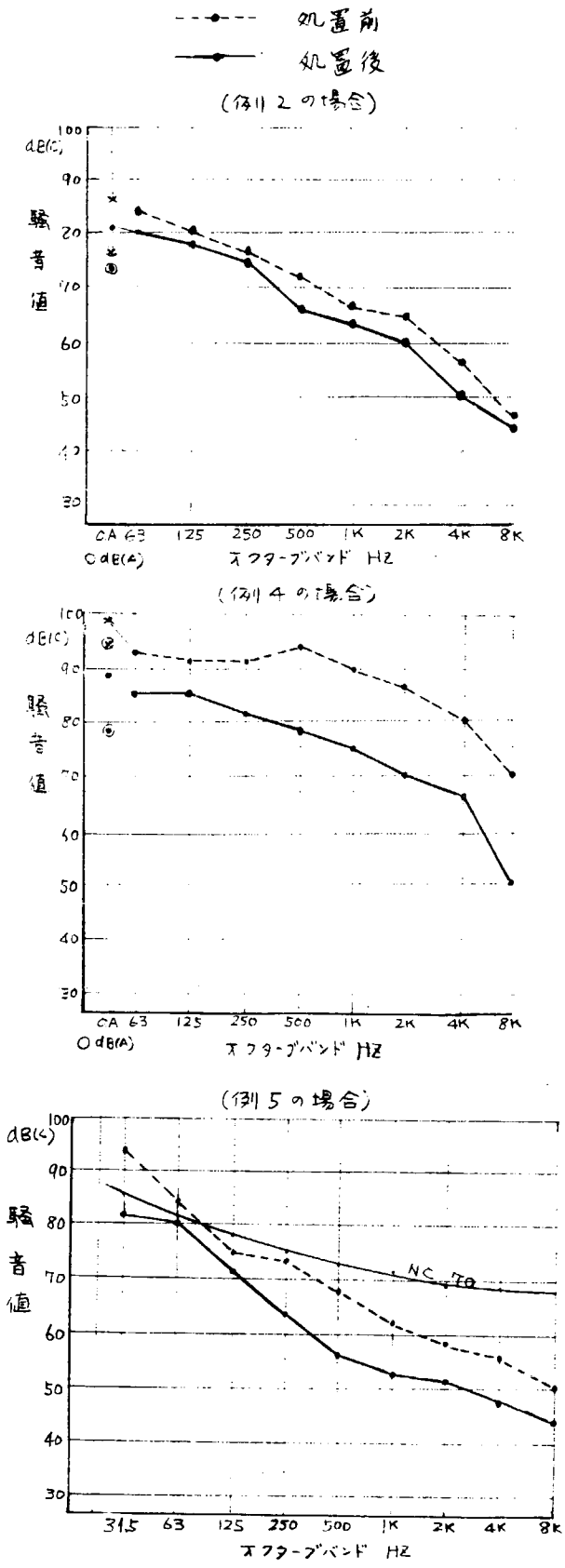


図 8. 2.11 対策例の測定値

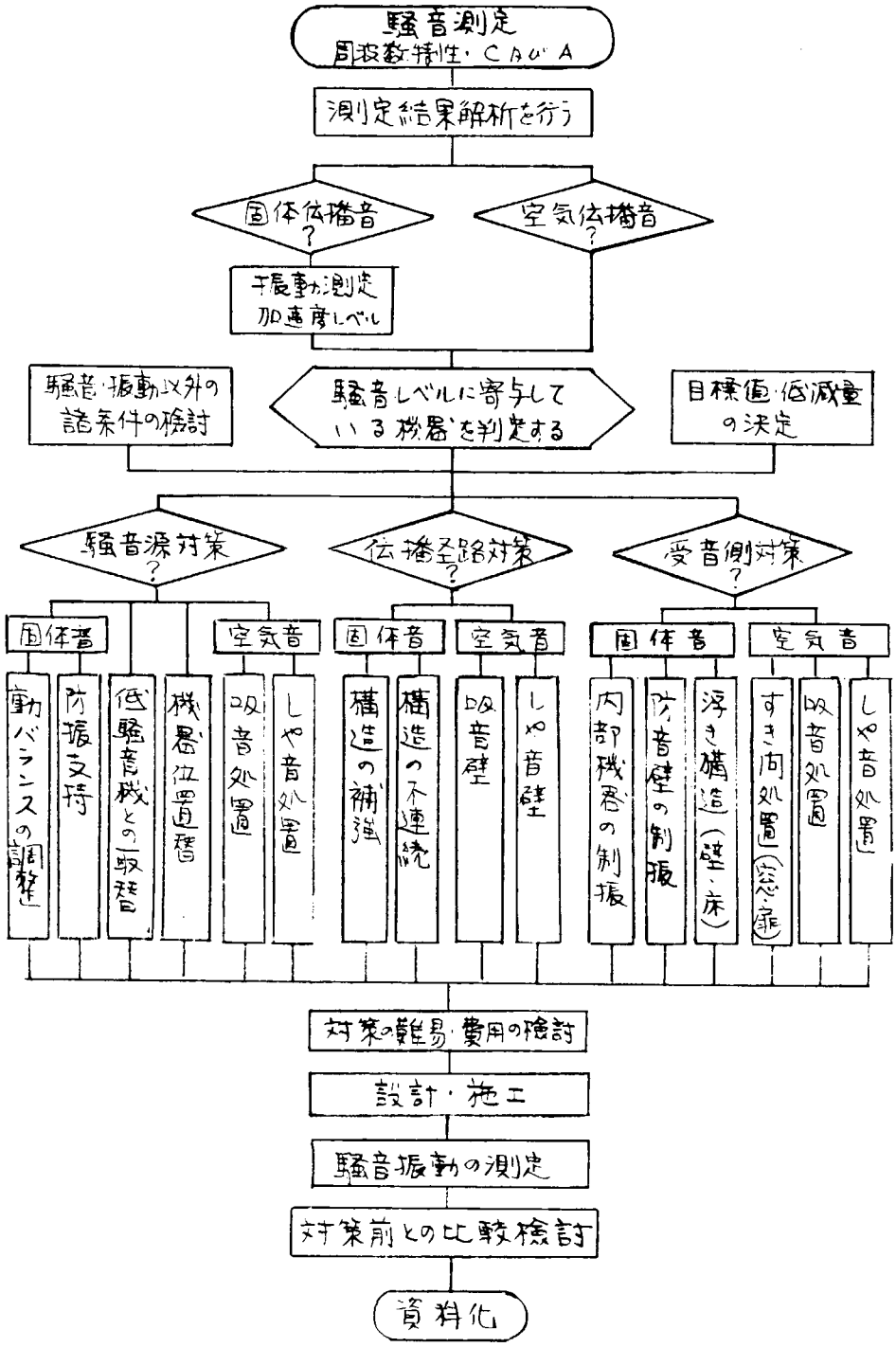


図 8.2.12　騒音改善の手順の流れ図

8.2.8　防音（防熱）構造の熱貫流率

制御室及び工作室の空調装置の設計のため外部より侵入する熱負荷，制御盤，照明灯及び乗組員などによる内部の熱負荷を計算する必要がある。

今，外部より防音（防熱）構造を透して内部に侵入する熱負荷は次式により計算される。

$$Q = Am \times (Te - Tr) \times K$$

ここに　Q：周囲からの熱負荷　Kcal/h

Am：天井，周囲壁それぞれの面積　m^2

Te：機関室内の温度　45℃

Tr：制御室又は工作室の温度　27℃

K：天井，周囲壁，床それぞれの熱貫流率　Kcal/m^2 h℃

熱貫流率Kは次式により算出する。

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_0}+\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\Sigma\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{mL}}{\mu}$$

ここに　α_0：外面熱伝達率　Kcal/m^2h℃……12

α_i：内面熱伝達率　Kcal/m^2h℃……8

δ：防熱材の厚さ　m

μ：ビム防熱係数

防熱がある場合……1.3～1.75

防熱がない場合……2.6

mL：空気層係数

空気層がある場合……5.4

空気層がない場合……0

λ：防熱材の熱伝導率　Kcal/m h℃

グラスウール……0.035

プライウッド……0.013

デッキコンポジション　……0.26

モルタル……1.3

表 8.2.9 及び表 8.2.10はそれぞれ造船協会発行居住区防熱設計指針及び日本舶用工業会，船用空気調和装置の設計基準による熱貫流率の実測値を示す。

8.2.9 問題点

防音壁の構造は，室外の騒音レベルの高低（空気音）及び機関室内における室の位置による構造の可聴域の振動の大小（固体音）によって選定しなければならないので簡単に標準として決めることはできない。

よって本章の題目は防音（防熱）構造標準としているが，内容は制御室，工作室の防音設計基準として，マニュアル的に記述したものである。調査，とりまとめにおいて不十分であった点及び今後の騒音問題に関し更に調査研究を必要とする事項について述べる。

(1) 標準構造について

標準構造として記述したものは，現在各社で採用されているものより選んだものであり，今後の船舶の騒音に対する標準とは言いがたい。特に今後の中小型船における環境状況（室外騒音値及び室内規制値）を本作業の経験を基に綿密に調査し，天井，床，壁の各部の構造を作業性，経験性の両面より検討して決める必要がある。

(2) 透過損失と吸音率について

現在使用されている複合壁の特性を測定した適格なデータを得ることができなかった。複合壁の場合コインシデンス効果も考慮しなければならないので理論計算値をそのまま使用することはできない。制御室内の騒音予測のためこれらのデータが必要となるので，理論値と実験測定値との関係を見出し係数を求める必要がある。

(3) 固体音の放射率について

室内壁より，また室内機器よりの固体音の放射率は未知であるので，各種材料の放射率を実験により求める必要がある。

表 8.2.9　熱貫流率（Ⅰ）

使用区分	構造	形鋼寸法 (mm)	熱貫流率 K Kcal/m²h℃
天井甲板及び隔壁	t50GW, t6 PW, NJ	200×90×11	1.1
		100×75×7	0.9
		65×65×6	1.1
	t25GW, t50GW, t6 PW, NJ	200×90×11	1.1
		65×65×6	1.1
	t25GW, t6 PW, NJ	200×90×11	1.2
		100×75×7	1.2
		65×65×6	1.1
	t50GW, t6 PW, NJ	200×90×11	1.3
		100×75×7	1.1
		65×65×6	1.0
	t25GW, t6 PW, NJ	200×90×11	1.3
		100×75×7	1.4
		65×65×6	1.2

表 8.2.10　熱貫流率（Ⅱ）

使用区分	構造	形鋼寸法 (mm)	熱貫流率 K Kcal/m²h℃
床甲板	(3) t25 DK-COMP, t6 P.W	—	1.92
	(4) t3 VINY TILE, t50 G.W, t6 P.W	—	1.11
	(5) t35 DECOMP+TILE, t50G.W, t6 P.W	—	0.82
	(6) t50 M.B	—	0.74

(4)　単体機器による固体音の影響度について，制御室の位置選定上，設計基準の資料として必要な制御室に及ぼす単体機器の振動による固体音の影響度を調査したデータがない。

(5)　各騒音の寄与度について

制御室内の騒音レベルに寄与する音源として，防音壁からの透過音，固体音，窓ドアからのすき間からの洩れ音，エアコン，空気吹出口からの音が考えられるが，これらの寄与度を調査し，これの平均的な値を求めておくことは騒音予測上の問題点として解決しなければならない。

(6)　空気音と固体音の割合

制御室の騒音予測及び標準制定に最も必要な空気音と固体音の割合を測定する実験方法を確立する必要がある。

(7)　浮き構造について

選定された制御室の位置の固体音が大きいと予想される場合，またシビヤーな騒音規制を適用する場合に対して，鋼囲壁構造も含み浮き構造とする方法，又は内部内張り構造のみの浮き構造とする方法が考えられるが，これらの性能に対して種々実験研究が必要であり，またぎ装上解決しなければならぬ点も多々あり，今後の開発研究に待つ処のものであると思う。

(8)　機関制御室の位置について

従来及び現在共機関制御室の騒音問題はそれを機関室内に設置すると言うことで各項目に対し調査研究されて来たが，近い将来に於いて予想される今以上のシビヤーな騒音規制，また機関室内に於いて騒音性能上機関制御室側より見て適切な位置を得ることが出来ない場合に対し自動化装置部門の面も含めて検討をして置く必要がある。

この考えられる位置は上甲板以上の居住区画内の一部または操航室の後部の位置であり，このことは既に実施，又は計画されている例もある。この場合には問題なく如何なる規制値でも満足出来，またスペースを得ることも容易であると考えられる。

しかし反面機関制御室に課せられている機能をこれらの位置において満足するため自動化装置に如何なる追加設備をしなければならぬか技術的，経済的な面を加味して検討する必要がある。

9. 機関室内空気音の予測について

船舶の騒音規制については，居室につづいて機関室内においても強化される傾向にあり，従って基本設計段階での機関室内騒音予測の必要性も増してきている。適確な騒音予測ができればこれは低騒音機器や防音 BOX などの機械室内音源機器対策のみならず，さらにきびしい規制を受ける機関制御室・工作室，機関室に隣接する居住区画に対する防音対策のための材料選定や配置等の再計画の見通しを得るための重要なデータとなりうる。機関室内の騒音は音源機器からの空気伝播音のほかに，さまざまの一次・二次固体伝播音とが合成されておりこの空気音の予測手法としては TYPE SHIP の実績データから推定する方法が従来一般的であったが，実績データが乏しい場合には，予測精度上の難点をカバーできなかった。

騒音源のパワーレベルや指向性，騒音の伝播経路や減衰傾向，室定数や吸音率などの多数の正確なデータをつみかさねてゆく室内音響学的な空気音予測法※も一，二発表されてはいるものの，詳細なデータのつみかさねが煩雑となり，現状ではデータ量が多いほど予測精度が向上するわけにはゆかず実用的ではない。そこで，今年度の機関分科会ワーキング・グループ1としては，実用本位の一般的空気音予測法の可能性を追求しある程度の目安を得たのでここに報告する。これはまず第一に，基本的な二，三のデータから概略の騒音レベルを一定基準により設定できるようにし，第二に漸次データを加えて予測精度を上げるように試みたものであり，今報告はその第一段階である。

機関室の騒音については，前年度までに多くの実船計測データが蓄積されている※※ので，これらのうちから十二隻の供試船をえらびディーゼル船の機関室内の代表的空間とみなせる上甲板下でかつ主機シリンダ部位から上のオープンスペースを主として解析的調査を進めた結果，各部の騒音レベルは主機と D/G とを音源としてこれらの発生するパワーレベルとの間に位置と距離をパラメータとした一定の相関関係がなりたつことから，距離のパラメータを工夫して等価距離の考え方を導入し，これらの相関関係が点音源からの室内音響学理論減衰式として表現できるようにした。さらに二重底上，軸室，ケーシング内などの空間に関しても補足的な検討を加えた。これらをもとにデータを解析整理して予測のための基本資料を作成し，NORMAL 航走中の機関室内の一般的な騒音分布を推定する方法を設定し，さらにこの予測法の妥当性を検討するために前述の十二隻の供試船についての予測を試みて解析時の騒音レベルと比較検討した。

次に，この秋におこなわれた二隻の竣工船の海上試運転時に実船計測を行い，騒音予測値との対比を行ったが，全般的にかなりの精度で予測値と実測値が一致しており，本予測法が十分に実用に供しうる程度の妥当性が認められた。さらに予測精度を向上させるために，付加的なデータが必要である。

なお，ケーシング内および機関制御室内については，それぞれワーキング・グループ3およびワーキング・グループ4が取扱っているが，本ワーキング・グループ1の研究テーマとの関連から打合せには両グループから委員が出席し，情報を交換した。とくに，ケーシング内の騒音予測の考察については，9.4に含めることとし，ワーキング・グループ3の委員が執筆した。

9.1 機関室内の騒音予測法

(1) 手法について

船舶の騒音規制は現段階では居住区画を中心として実施されており，その予測法および対策方法が各方面から検討されている。

機関室内（特別な規制の対象となる場所を除いて）は居住区画の騒音問題の背後に追いやられている形となって

※ "SR 156 昭和50年度研究報告書" 10.1.1 に紹介されている BBN の空気音予測法など。

※※ 同書 6.1.3 に記載の供試船の実態調査データ。

いるが，居住区画での騒音問題が解決されれば今度は機関室内が対象となることは必至で，現に外国向けの船舶にはその傾向が強まっている。以上のような状況下では，居住区画との関連性もあるが，機関室内の騒音分布を船舶の基本設計段階において，概略的であっても，ある程度系統的に予測できるようにしておく必要がある。

予測の手法としては過去の同型船の実績から推定する方法が主流を占め，系統的に行うものとしては居住区画の予測と同じように，BBN：Hand book for shipboad Air bone Noise Controlに依る方法，J．H．Janssenの方法，AIMSの方法，SEA法等々各種が考えられる。しかし，いずれの系統的な方法も機関室内の騒音予測方法として採用するには，実験的な資料不足という点で難がある。すなわち機関室内を音響場として把握すること，（騒音発生機器の音響出力，放射面，固体音空気音の分離，指向性，伝達経路，遮音，透過損失，吸音率，室定数等々の音響特性を明らかにすること）が，機関室の構造構成が複雑なため，きわめて困難と考えられると同時に基本設計段階では決定できない要素も多々あり，予測精度の保証は得られない。また予測過程がきわめて煩雑となることと予測と実測の比較が簡単に行えず，将来の精度向上のためのフィードバックが難かしいことなどから，実用的な手法とは言い難い。

そこで，本報告書では49年度中に実船計測された資料を解析して，この結果を利用することにより，船舶の基本設計段階であるD.W.Tおよび搭載機器の決定された時点においても，機関室内の概略的な騒音分布を簡単でかつある程度系統的に予測できることを目的として，その手法を以下に紹介する。

この予測方法は実船計測の解析資料に基づいた予測という点で，資料提供船について逆に予測を行えば，その船の機関室内の騒音分布を再現することができる。

(2) 騒音分布の予測手法の紹介

予測対象船のD.W.Tおよび搭載機器仕様のデータから，機関室内室定数および騒音発生機器のパワーレベルが，実船計測の解析資料より推定される。つぎに機関室内の配置にもとづいて音源から受音点までの減衰距離を算出する。

これらのパワーレベル，減衰距離，および室定数の値を用いて，室内の騒音レベルを求める計算式から，受音点の概略（遮へい効果，透過損失等は考慮しない）の騒音レベルを計算する。更に，受音点からみて音源方向に障害が有ったり，遮へい板，囲壁が設けられたり，タンク間で奥行の深い場所，あるいは，概略の騒音レベルの予測段階で無視してきた音源近傍などの特異な予測点についてはそれぞれ一定の基準で修正を施こし精度の向上を目指している。本報告では実船計測資料に限りがあったため，個々の受音点に一定基準で修正を施こすための補正資料は作成していないが，今後これらに関する資料が補足されてくればかなりの精度（少なくとも±3dB(A)）で，機関室内の騒音分布は推定できることになる。

なお予測法を適用する場合には9.1節のみを参照すればよいように配慮して独立性をもたせてあるが，さらに詳細な手法の内容については9.3節によるものとする。

9.1.1 予測の条件

(1) 予測法の設定条件

49年度の実船計測資料の解析結果に基づいて予測法を設定したということから，船尾機関船の一般航行時における機室内騒音レベルを固体音が含まれた空気音主体の総合音として次のような条件のもとに予測を行うこととしている。

(a) 概略の騒音レベルの予測の段階では主要音源を主機とD/Gとみなし他の音源の影響は考慮しないものとしている。

(b) 主機とD/Gはそれぞれ独立した音源と考えており，主機用及びD/G用のT/Cはその機関に含ませて分離はしていない。

(c) 音源形式として，主機は線音源D/Gは点音源とみなしている。

(d) 解析および予測の都合上，パワーレベルおよび室定数は指向性を含めた取扱をして騒音レベルの算出の一般式もこれに合せた形に修正をしているので，本来の意味のパワーレベルおよび室定数とは厳密な意味での定義が異なる。

(2) 予測法の適用条件

下記のような特異な受音点に関しては個々に騒音レベルの適正な補正が必要である。このような受音点に対する特異性については傾向的な特徴がみられるものの今回は資料不足という立場で定量的な補正基準を作成することは見送り，今後の課題とした。

(a) 障壁，遮音板のかげ

(b) 囲壁の内部

(c) タンクや壁等で造られた狭くて奥行の深い空間

(d) 軸室近傍

(e) 空気圧縮機近傍（稼動中の場合）

(f) 障壁，遮音板の音源に近い側

(a)～(c)は概略の予測騒音レベルより低くなり(d)～(f)は高めになる傾向がある。

9.1.2 使用記号の説明（主要なもの）

記号説明のないものは使用時にその都度説明する

シンボル	名　称	単　位
SPL(A)	騒音レベル	dB(A)
P_{WL}(A)	パワーレベル	dB(A)
P	$P_{WL}(A) + 10 \log Q$	dB(A)
R	R × Q	m^2
R	室定数	m^2
Q	指向係数	−
r	減衰距離	m
r_e	等価減衰距離	m

添字

1. 主機械に関するものを意味する
2. D/Gに関するものを意味する
3. 修正したことを意味する

9.1.3 予測手順

機関室内騒音レベルの予測は次のような手順で行う。

(1) 主要音源のP_1，P_2 の推定

主機の MCR 出力，D/Gの定格出力にもとずき，P_1，P_2 をそれぞれ図 9.1.1，9.1.2 から推定する。

(2) 機関室のRの推定

対象船の DWT にもとずきR_1，R_2 を図 9.1.3 から推定する。

(3) 音源形式と数の決定

(a) 主機の場合

(i) シリンダ配列が一列の主機一台につき一つの線音源を考える。

(ii) シリンダ配列が複数の場合にはその数だけの線音源を考える。

(b) D/Gの場合

(i) 稼動中のD/G一台につき点音源一つを考える。

(ii) 稼動中のD/Gが複数のときはその数だけ点音源を考える。

(4) 音源の長さと位置の決定

(a) 音源が主機の場合（図 9. 1. 4 を参照）

(i) 線音源の位置

シリンダー中心を連ねた線上でかつ，高さ的には主機の TOP がDECK I に突き出した部分を 2 分する高さに考える。

(ii) 線音源の長さ L

両端のシリンダ中心距離へ，両どなりのシリンダ中心距離が最小となる長さを加えたものとする。

(b) 音源がD/Gの場合（図 9. 1. 5 を参照）

(i) 点音源の位置

機関の両端シリンダー中心を結んだ線分の中点でかつ高さ的にはT/Cを含まない機関の最上部に考える。

(5) 音源から受音点までの減衰距離 r（等価距離 r_e）の算出

(4)で決定された音源位置より受音点までの減衰距離の計算に必要な距離を機関室内配置図より読みとる。

(a) 音源が主機の場合

(i) 音源が 1 つの場合

配置図より読みとりの必要な距離（図 9. 1. 6 を参照）

h ：受音点から線音源までの高さ

ℓ_1：受音点より垂直に下した線が線音源を含む水平面と交わる点と線音源の 1 端を結ぶ長さ。

ℓ_2：受音点より垂直に下した線が線音源を含む水平面と交わる点と線音源の他端を結ぶ長さ。

計算式

$$r_e = r_1 \cdot r_2 \frac{\sin\theta}{\theta} \text{（但し，} \theta = 0 \text{ のとき } \frac{\sin\theta}{\theta} = 1 \text{）} \quad \cdots\cdots (9.1.1)$$

$$r_1^2 = \ell_1^2 + h^2 \quad \cdots\cdots (9.1.2)$$

$$r_2^2 = \ell_2^2 + h^2 \quad \cdots\cdots (9.1.3)$$

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{r_1^2 + r_2^2 - L^2}{2 r_1 r_2}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.4)$$

(ii) 音源が複数の場合

各音源ごとに r_e をそれぞれ求め音源第 1 番目，第 2 番目，第 n 番目に対する r_e を r_{e_1}，r_{e_2}……r_{en} とすると，等価距離はつぎの式で求められる。

$$\frac{1}{r_e^2} = \frac{1}{n} - \left(\frac{1}{r_{e_1}^2} + \frac{1}{r_{e_1}^2} + \cdots\cdots + \frac{1}{r_{en}^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.5)$$

(b) 音源がD/Gの場合

(i) 音源が 1 つの場合

配置図より読みとりの必要な距離（図 9. 1. 7 参照）

h ：受音点から点音源までの高さ。

ℓ ：受音点より下した垂線が音源を含む水平面と交わる点と音源を結ぶ長さ。

計算式

$$r^2 = \ell^2 + h^2$$

(ii) 音源が複数の場合

各音源ごとに r をそれぞれ求め音源第 1 番目，第 2 番目……第 n 番目に対する r を r_1，r_2，…… r_n とすると等価距離は次の式で求められる。

$$\frac{1}{r_n^2}=\frac{1}{n}\left(\frac{1}{r_1^2}+\frac{1}{r_1^2}+\cdots\cdots+\frac{1}{r_n^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.7)$$

(6) 減衰距離（等価距離）の修正

(5)で求められた r_e，r は下記のような受音点に対しては適当な修正が必要である。

(a) 障壁，遮音板のかげ

(b) 囲壁の中

(c) タンクや壁等で造られた狭くて奥深くなった空間

(7) 騒音レベルの計算

(1)，(2)で推定した P_1，P_2，R_1，R_2 および(5)あるいは(6)で計算された r_e，r の値を用い，つぎの式により受音点の騒音レベルを主機と D/G の音源別に計算する。

(a) 音源が主機の場合

$$SPL_1(A)=P_1+10\log\left(\frac{1}{4\pi r_e^2}+\frac{4}{R_1}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.8)$$

(b) 音源が D/G の場合

$$SPL_2(A)=P_2+10\log\left(\frac{1}{4\pi r_e^2}+\frac{4}{R_2}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.9)$$

(8) 騒音レベルの合成

(7)で，音源毎に $SPL_1(A)$，$SPL_2(A)$ を計算したので，これらの合成音はつぎの式で計算する。

$$SPL(A)=10\log\left(10^{SPL_1(A)/10}+10^{SPL_2(A)/10}\right) \quad \cdots\cdots (9.1.10)$$

(9) 主機，D/G 以外の音源を考慮した場合騒音レベルの修正

(8)で求められた SPL(A) は音源を主機と D/G に限って計算したものであり，他の音源は無視してきたが，下記に示すような場所では SPL(A) の修正が必要である。

(a) 軸　室

(b) 空気圧縮機近傍（稼動中の場合）

(c) 障壁，遮音板の音源に近い側

(10) R_1，R_2 に対する考慮

(2)に掲載した R_1，R_2 の推定資料は，機関室内の吸音効果を高めるような防音対策が特別に施行されてない場合のものであるため，その対策の効果は別にして，もし将来仮に吸音効果を高める対策がなされ，室定数が変わると考えられる場合などには R_1，R_2 の修正が必要となってくる。

尚 9. 1.3 予測手順，および次の 9. 1.4 機関室内の騒音レベル予測のフロチャートで，—·— 線で囲まれた部分については修正を行う場合にのみ実施されるものであり，概略の騒音レベル予測には必要としない。

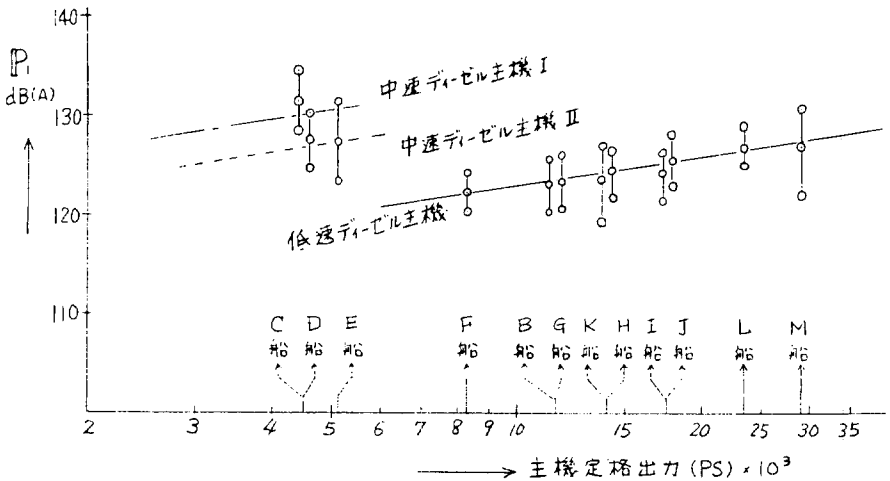


図 9. 1. 1　NOR 航走時のディーゼル主機のパワーレベル P_1

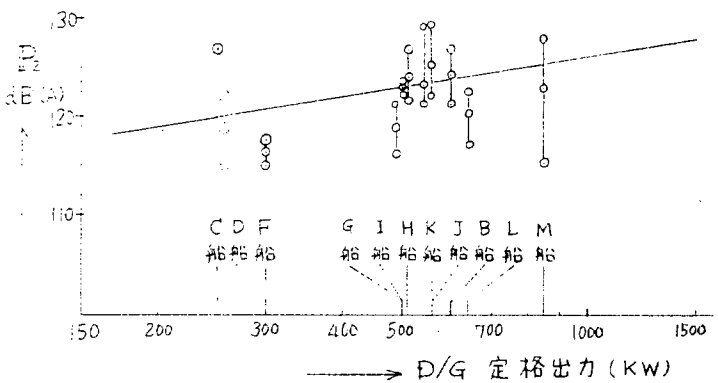


図 9. 1. 2　NOR 航走時の D/G のパワーレベル P_2

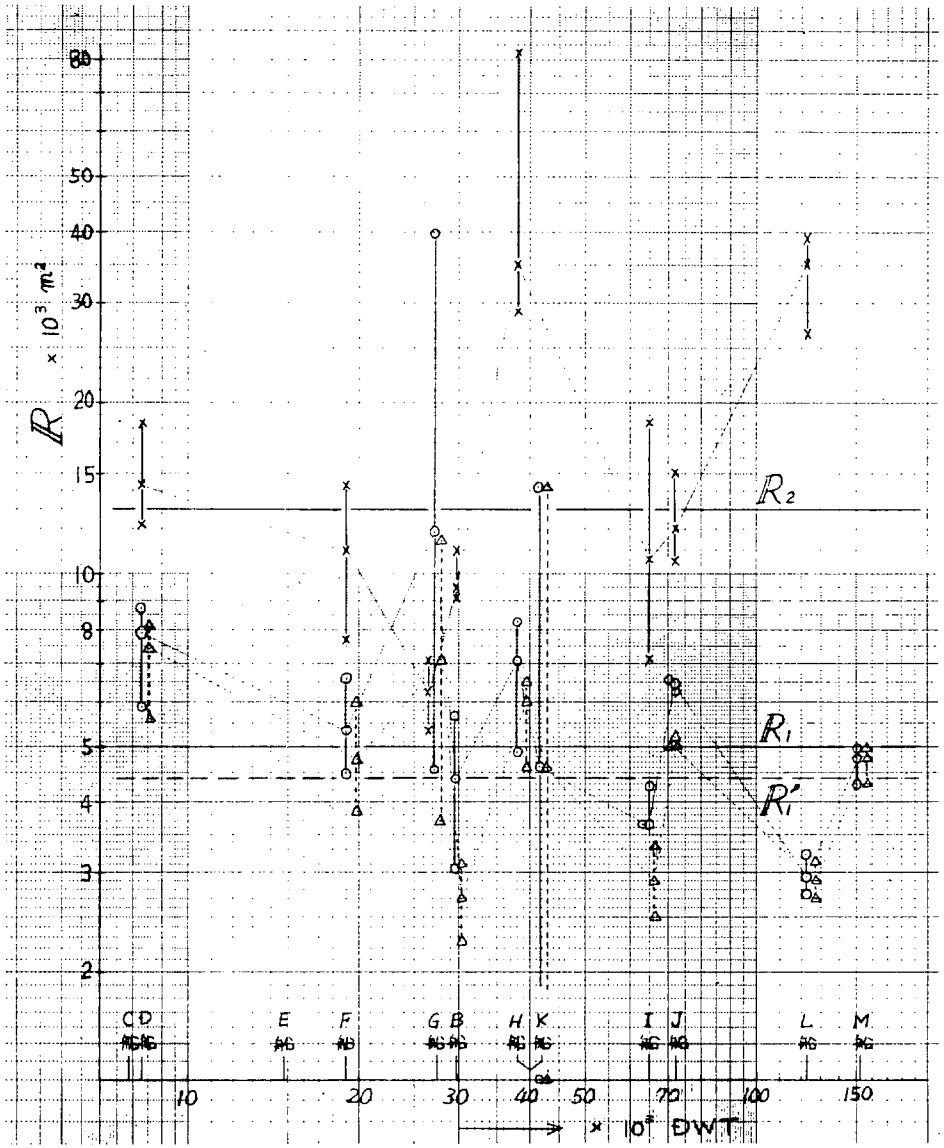


図 9. 1. 3　NOR 航走時の室定数R（主機R_1，D/G：R_2，D/G を含む主機：R_1'）

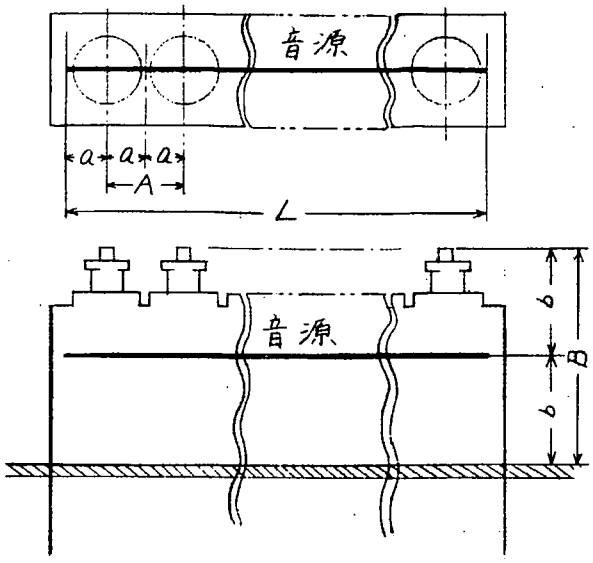


図 9. 1. 4　主機の音源位置・長さ

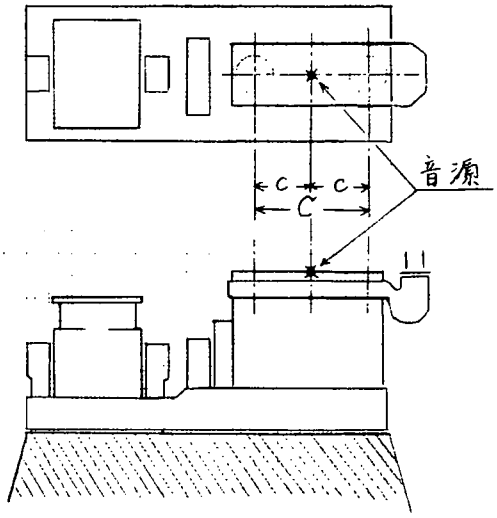
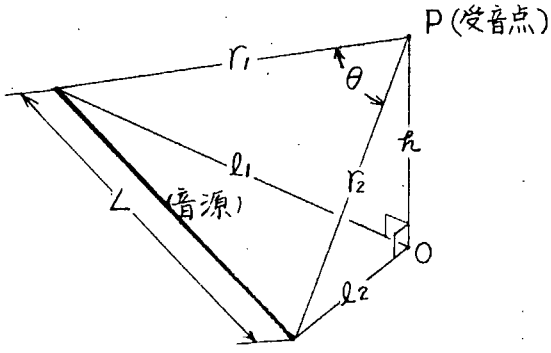


図 9. 1. 5　D/Gの音源位置

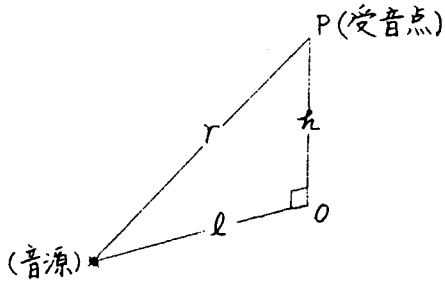


記号説明

左図にてPを受音点としP点からの垂線と音源を含む水平面との交点をOとする

		(単位)
l_1	; 音源の一端からO点までの距離	(m)
l_2	; 音源の他端から 〃 〃 〃	(m)
r_1	; 音源の一端からP点までの距離	(m)
r_2	; 音源の他端から 〃 〃 〃	(m)
h	; P−O間の距離	(m)
θ	; P点から音源の両端を結んでつくる角度	(rad)
L	; 音源の長さ	(m)
r_e	; 等価距離 $= r_1 r_2 \frac{\sin\theta}{\theta}$	(m)

図 9. 1. 6　主機・線音源からの距離関係



記号説明

左図にてPを受音点としP点からの垂線と音源を含む水平面との交点をOとする

		(単位)
l	; 音源からO点までの距離	(m)
h	; P−O間の距離	(m)
r	; 音源からP点までの距離	(m)

図 9. 1. 7　D/G点音源からの距離関係

9.1.4　機関室内の騒音レベル予測のフローチャート

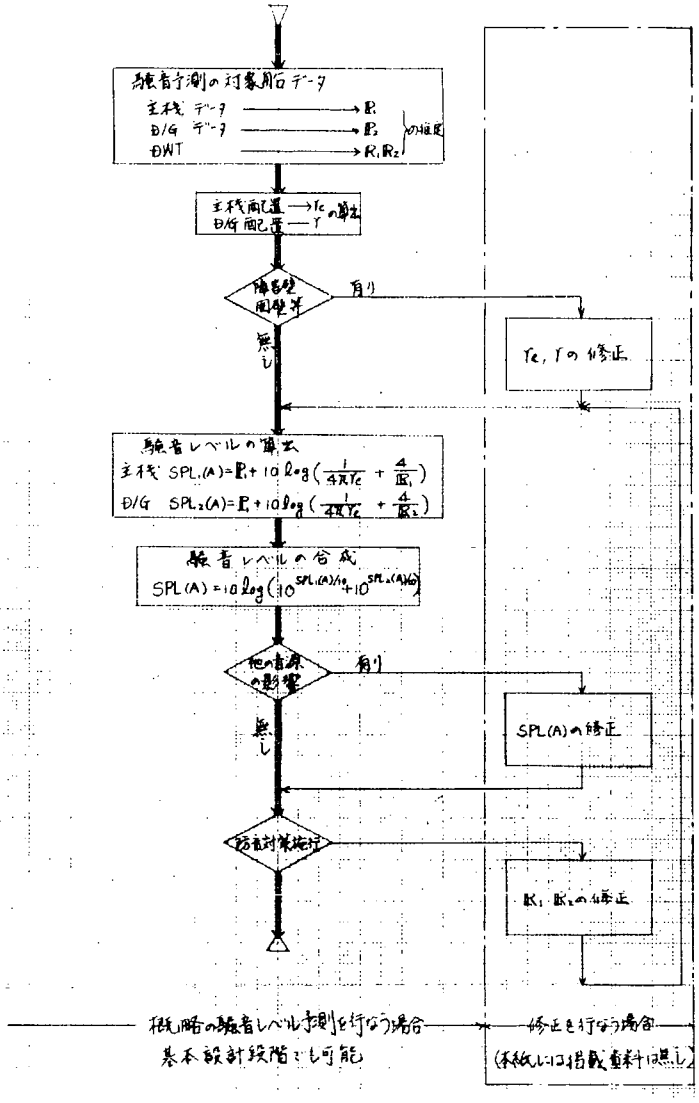


図 9.1.4　機関室内の騒音レベル予測のフローチャート

9.1.5　諸事項決定のいきさつ

主要音源を主機とD/Gに限定したこと，主機を線音源とみなしたこと，音源の高さ位置などを前述のようにとり決めたこと，また室内音響学で一般的な PWL，R，Q，α，Sなどを使用せずPとRを用いたこと，などの考え方，いきさつについては 9.3，9.4および 9.5節を参照されたい。

9.2 予測法の実用例と実船実測結果

9.1に記述した予測法の精度及び問題点の確認また計測不足を補うため，今回，以下の二隻について，騒音予測及び実測を行った。尚，計測要領は昭和49年度"実船における騒音の実態調査"に従った。

9.2.1 計測対象船の種類及び主要目

船名	船種	D.W.T.	主機 形式	D/G 形式
SNO. 1033	バルクキャリア	26,940	SULZER 7RND68 11,500 PS ×150 rpm	480 kW× 720 rpm× 3 sets
SNO. 2526	〃	35,500	〃	560 kW× 720 rpm× 3 sets

9.2.2 予測法の実用例

9.1に記述した予測法にもとづいて，SNO. 1033 の通常航海状態の機関室及びエンジンケーシング内騒音について以下の順序に従って予測した。騒音予測点を一例として制御室側壁（No. 2 PLAT FORM DECK，左舷）横にとってみる。なおSNO. 1033の機関室配置図は図 9.2.1，図 9.2.2に示す。

(1) 主機及びD/Gについての P，R を求める。

本船主要目から図 9.1.1，9.1.2，9.1.3を参照して

主機馬力 11,500 $P_1 = 123.5$dB(A)

D/G出力 480 $P_2 = 123.0$dB(A)

D.W.T 26,940 $R_1 = 5{,}000\ m^2$ $R_2 = 13{,}000\ m^2$

(2) 主機及びD/Gから受音点までの（等価）距離を求める。

機関室配置図より主機，D/Gの配置寸法を読みとる。

(a) 主機からの等価距離

主機音源位置は B. L. より 9.6 mの高さ，Frame 23より船尾側に 0.1 mからFrame 35より船尾側へ0.15 mまでの水平位置にある。

L（主機音源の長さ）= 9.85 m

ℓ_1（主機音源の船尾側端からの水平距離）= 9.9 m

ℓ_2（ 〃 船首側端 〃 ）= 10.9 m

h（ 〃 から計測位置までの高さ）= −0.2 m

以上より

$r_1^2 = \ell_1^2 + h^2 = 98.05$ $r_1 = 9.9\ m$

$r_1^2 = \ell_2^2 + h^2 = 118.85$ $r_2 = 10.9\ m$

$$\cos\theta = \frac{r_1^2 + r_2^2 - L^2}{2 r_1 r_2} = 0.555$$

θ（rad）= 0.982

$$r_e^2 = r_1 \times r_2 \times \frac{\sin\theta}{\theta} = 91.4$$

$r_e = 9.6\ m$

(b) D/Gからの距離

3台のD/Gの内，中央のNo. 2 D/Gが稼動しているものとする。

D/G音源位置は，B. L. より 10.1 mの高さFrame 15 より船首側に 0.25 mにある。

ℓ（D/G音源からの水平距離）= 13.4 m

h（ 〃 から計測位置までの高さ）= 0.7 m

以上より

$$r = \sqrt{\ell^2 + h^2} = 13.4\ m$$

(3) 騒音レベルの算出

以上のデータをもとに主機，D/Gの騒音レベルを求める。

主機騒音レベル（SPL_1）

$$SPL_1(A) = P_1 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R_1}\right) = 123.5 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi \times 9.6^2} + \frac{4}{5{,}000}\right)$$

$$= 123.5 - 27.8 = 95.7\ dB(A)$$

D/G騒音レベル（SPL_2）

$$SPL_2(A) = P_2 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2}\right) = 123.0 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi \times 13.4^2} + \frac{4}{13{,}000}\right)$$

$$= 123.0 - 31.2 = 91.8\ dB(A)$$

(4) 騒音レベルの合成

主機騒音レベル（SPL_1）とD/G騒音レベル（SPL_2）とを合成して制御室側壁横の騒音予測値SPL(A)を求める。

$$SPL(A) = 10\log\left(10^{SPL_1(A)/10} + 10^{SPL_2(A)/10}\right) = 10\log\left(10^{9.57} + 10^{9.18}\right)$$

$$= 97.2\ dB(A)$$

(5) 主機及びD/Gの騒音予測曲線

実作業において，主機及びD/G騒音予測曲線図 9. 2. 3 を作成し，(3)騒音レベルの算出の計算作業を簡略化した。

$$SPL(A) = P + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$$

上式において，$r = 1\ m$の位置においては直接音のみで，拡散音の影響は無視出来るので

$$SPL(A)_{r=1} = P + 10\log\left(\frac{1}{4\pi}\right) \cdots\cdots (9.2.1)$$

また，$r = \infty$の位置においては拡散音のみで，直接音の影響は無視出来るので

$$SPL(A)_{r=\infty} = P + 10\log\left(\frac{4}{R}\right) \cdots\cdots (9.2.2)$$

片対数グラフ用紙において横軸に距離，縦軸にSPL(A)をとる。そうして$r = 1\ m$の所で$SPL_{r=1}$の騒音レベルをとり，この点を起点として距離が倍になると6 dB低下する直線を引く，一方，$SPL_{r=\infty}$を求め水平に直線を引く。騒音減衰曲線は曲率が一定なのでこの二つの直線に漸近する騒音減衰曲線をひく。これが騒音予測曲線となる。

尚SNO.1033の主機について

（9. 2. 1）式より　$SPL_{r=1} = 123.5 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi}\right) = 112.5\ dB(A)$

（9. 2. 2）式より　$SPL_{r=\infty} = 123.5 + 10\log\left(\frac{4}{5{,}000}\right) = 92.5\ dB(A)$

D/Gについて

（9. 2. 1）式より　$SPL_{r=1} = 123.0 + 10\log\left(\frac{1}{4\pi}\right) = 112.0\ dB(A)$

（9. 2. 2）式より　$SPL_{r=\infty} = 123.0 + 10\log\left(\frac{4}{13{,}000}\right) = 87.9\ dB(A)$

主機及びD/G騒音予測曲線において（等価）距離より各騒音レベルを求める。

SNO.1033及び2526について本要領にて各計測点の騒音予測を行った。

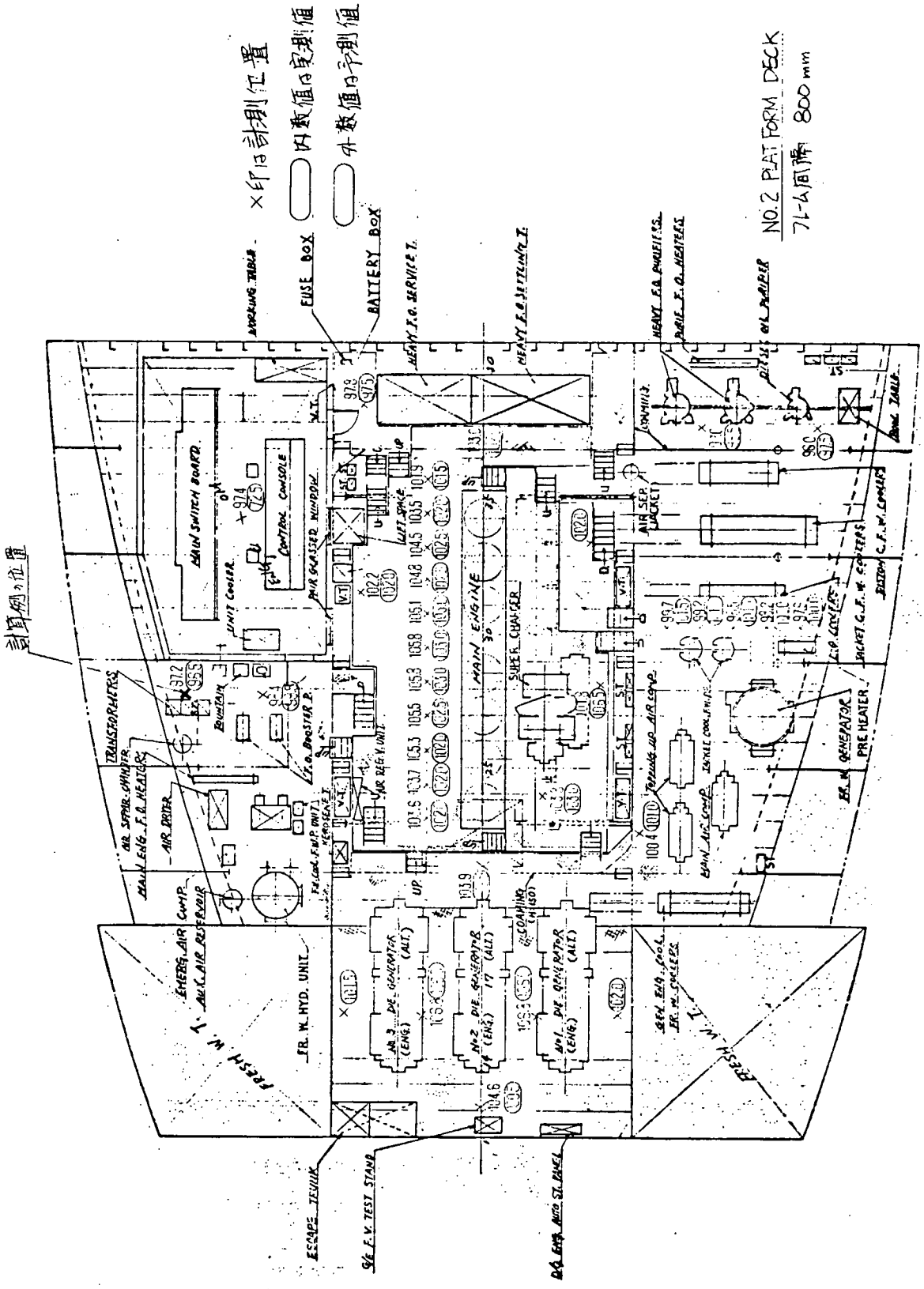


図 9.2.1 SNO. 1033 機関室配置図

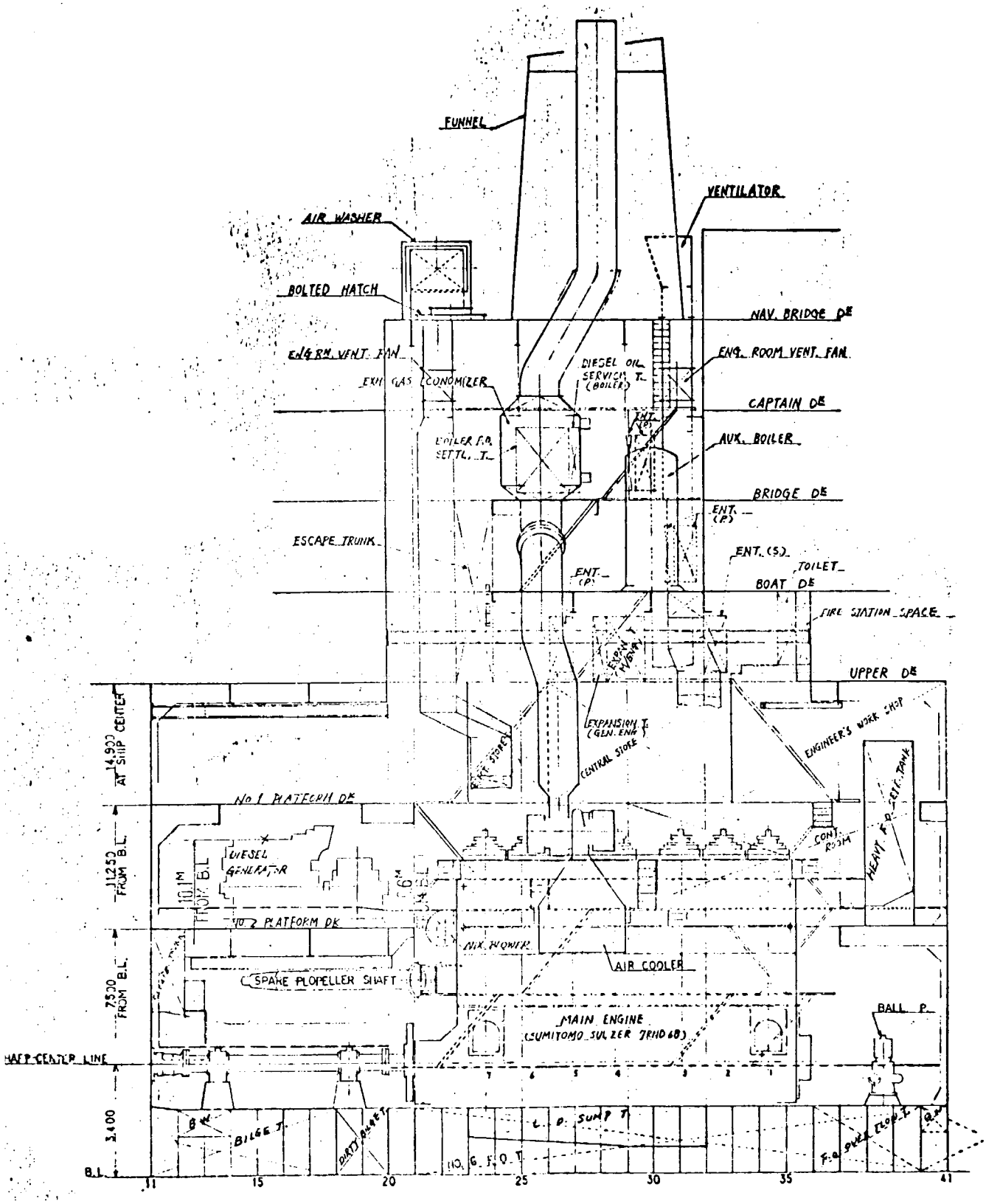


図 9. 2. 2　SNO. 1033 機関室配置図

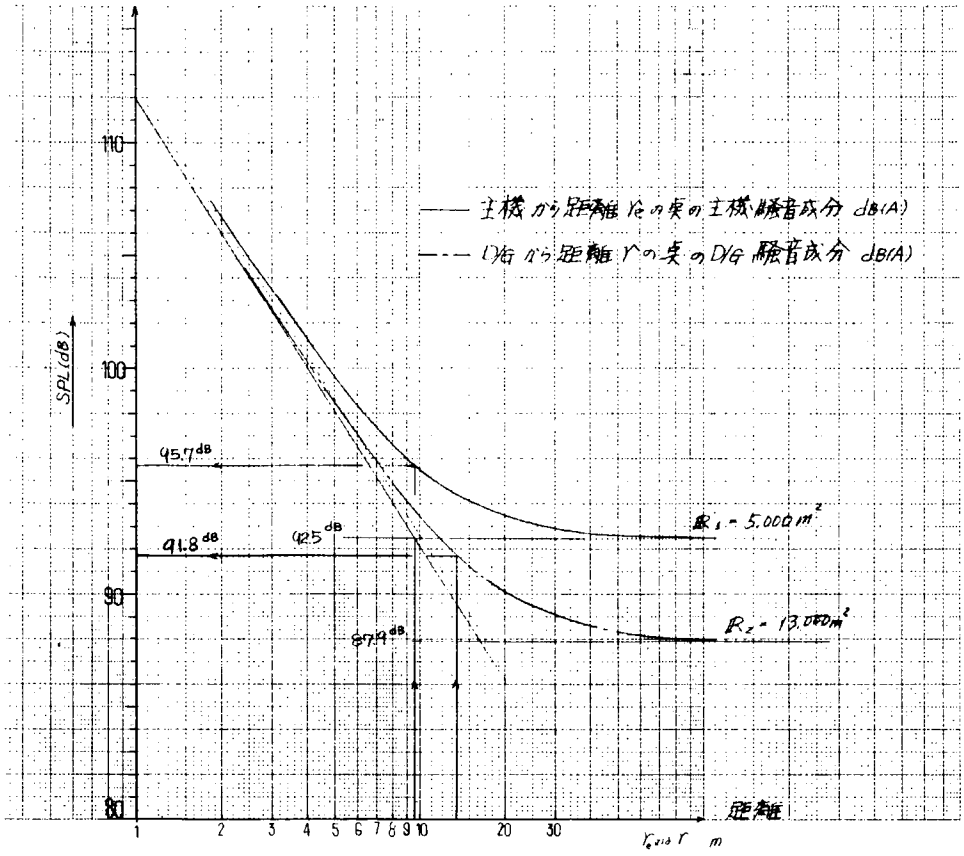


図 9. 2. 3　主機及び D/G の騒音予測曲線（ SNO . 1033 の例 ）

9. 2. 3　予測と実測の比較

(1)　実測時の状態

SNO. 1033，SNO. 2526各船の騒音実測時の状態は以下の通り。

	SNO. 1033	SNO. 2526
主機出力	10,050 PS × 150 rpm	10,180 PS × 149 rpm
主機過給機回転数	（VTR 631－1 ）8,700 rpm	（VTR 631－1 ）8,800 rpm
D/G出力	300 kW × 1 台	330 kW × 1 台

(2)　予測値と実測値の比較

SNO . 1033について予測値と実測値をまとめた結果を表 9. 2. 1 に示す。予測値の精度を見るため予測値と実測値を両船についてまとめた結果を図 9. 2. 4，図 9. 2. 5 に示す。

両船の実船実測より本予測方法の精度について，次の事がわかった。尚，詳細な考察については 9. 4. 1 項に記述する。

(a)　予測値は特異な計測点を除いて，NOR . 航走状態において実測値の± 3 dB(A)以内にあり，初期の目的は達成されていた。特異な計測点としては，特に騒音の厳しい補機器のある所又隔壁タンク等の遮音効果がある所。

(b)　主機シリンダースティションまでの各デッキについて左舷側において実測値は予測値よりも低く右舷側については逆の傾向があった。

また，シリンダスティション上にあるデッキのエンジンオープニングまわりの両舷において実測値は予測値よりも高い傾向があった。

表 9. 2. 1　SNO. 1033機関室内騒音予測値及び実測値

DECK	No.	計測位置	主機の影響dB(A) ℓ_1 (m)	ℓ_2 (m)	h (m)	r_e (m)	SPL	D/Gの影響dB(A) ℓ (m)	h (m)	r (m)	SPL	予測値 dB (A)	実測値 dB (A)	差	備考
LOWER FLOOR	1	軸室	7.5	17.2	−5.2	12.7	94.6	1.5	5.7	5.9	97.2	99.1	101.0	+ 1.9	
	2	主機スラスト軸受	3.5	13.2		9.1	95.9	2.5		6.2	96.8	99.4	100.5	+ 1.1	
	3	主機左舷	5.3	5.3		6.1	98.2	11.0		12.4	92.1	99.2	97.5	− 1.7	
	4	左舷艏側	13.1	6.0		10.2	95.4	18.8		19.6	90.1	96.5	94.5	− 2.0	
	5	主機艏側	1.8	11.5		7.8	96.7	17.4		18.3	90.4	97.6	95.5	− 2.1	
	6	右舷艏側	13.2	6.1		10.2	95.4	18.8		19.6	90.1	96.5	95.5	− 1.0	
	7	主機右舷	6.5	6.4		7.2	97.2	11.2		12.6	92.1	98.4	98.5	+ 0.1	
No. 2 PLAT FORM DECK	8	No. 2 D/G 艉側	8.5	18.2	−0.2	12.4	94.6	2.4	0.7	2.5	104.1	104.6	100.5	− 4.1	
	9	左舷	6.1	15.6		9.7	95.7	1.8		1.9	106.4	106.8	106.0	− 0.8	
	10	艏側	1.4	11.1		3.9	101.5	4.6		4.6	100.2	103.9	102.5	− 1.4	
	11	右舷	6.1	15.6		9.7	95.7	1.8		1.9	106.4	106.8	106.5	− 0.3	
	12	左舷 C/R 横	9.9	10.9		9.6	95.7	13.4		13.4	91.7	97.2	96.5	− 0.7	← 計算例
	13	左舷 C/R 横	7.7	8.9		7.2	97.2	11.9		11.9	92.4	98.4	99.5	+ 1.1	
	14	C/R 内	11.7	7.1		8.4	96.3	16.9		16.9	90.7	97.4	72.5	−24.9	
	15	左舷 C/R 前	6.6	4.9	+0.5	3.8	101.7	12.3	0	12.3	92.2	102.2	102.0	− 0.2	
	16	左舷艏側	13.1	4.7	−0.2	7.6	96.9	19.0	0.7	19.0	90.3	97.8	97.5	− 0.3	
	17	主機シリンダースティション	1.7	9.7	+0.5	3.3	102.6	6.4	0	6.4	96.5	103.6	102.0	− 1.6	
	18		2.0	8.7		2.8	103.0	7.4		7.4	95.5	103.7	102.0	− 1.7	
	19		2.7	7.7		2.5	104.9	8.3		8.3	94.6	105.3	102.0	− 3.3	
	20		3.6	6.7		2.4	105.2	9.3		9.3	93.9	105.5	102.5	− 3.0	
	21		4.5	5.7		2.3	105.6	10.3		10.3	93.2	105.8	103.0	− 2.8	
	22		5.4	4.8		2.3	105.6	11.3		11.3	92.7	105.8	103.0	− 2.8	
	23		6.4	3.9		2.5	104.9	12.3		12.3	92.3	105.1	103.0	− 2.1	
	24		7.4	3.0		2.6	104.6	13.3		13.3	91.8	104.8	102.5	− 2.3	
	25		8.4	2.2		2.7	104.3	14.2		14.2	91.5	104.5	102.5	− 2.0	
	26		9.4	1.7		3.1	103.2	15.2		15.2	91.1	103.5	102.0	− 1.5	
	27		10.4	1.8		3.9	101.5	16.2		16.2	90.9	101.9	101.5	− 0.4	
	28	主機艏側	10.7	1.0		3.3	102.7	16.7		16.7	90.8	103.0	102.5	− 0.5	
	29	燃料清浄機横	13.4	7.0	0.2	9.2	95.9	19.0	0.7	19.0	90.3	97.0	98.5	+ 1.5	
	30	右舷艏側	15.5	10.4		12.2	94.7	20.5		20.5	90.0	96.0	97.5	+ 1.5	
	31	L.O. クーラ横	8.1	6.7	0.2	6.1	98.2	13.2		13.2	94.4	99.7	101.5	+ 1.8	
	32		8.7	7.6		7.0	97.4	13.6		13.6	94.4	99.2	101.0	+ 1.8	
	33		9.6	8.5		8.1	96.5	14.1		14.1	94.3	98.5	101.0	+ 2.5	
	34		10.4	9.4		9.0	96.0	14.7		14.7	94.2	98.2	100.0	+ 1.8	
	35		11.3	10.3		10.0	95.5	15.2		15.2	94.1	97.9	100.0	+ 2.1	
	36	空気圧縮機	4.7	11.0		6.5	97.8	7.4		7.4	97.0	100.4	101.0	+ 0.6	

DECK	No.	計測位置	主機の影響dB(A)					D/Gの影響dB(A)				予測値 dB (A)	実測値 dB (A)	差	
			ℓ_1^m	ℓ_2^m	h^m	r_e^m	SPL	ℓ^m	h^m	r^m	SPL				
	37	過給機・ブロワー側	5.5	6.5	+1.1	4.3	100.7	10.8	0.6	10.8	95.2	101.8	106.5	+ 4.7	
	38	過給機・タービン側	2.0	9.1	↓	3.2	103.0	7.1	↓	7.1	95.8	103.8	103.0	− 0.8	
No.1 PLATFORM DECK	39	D/Gオープニング艉側	8.5	18.2	+2.8	12.8	94.5	2.5	2.3	3.4	101.6	102.4	102.0	− 0.4	
	40	左舷	4.8	12.9		8.2	96.5	5.3		5.8	97.3	99.9	101.5	+ 1.6	
	41	艏側	2.2	11.9		6.3	98.0	3.9		4.5	99.3	101.7	101.5	− 0.2	
	42	右舷	6.7	16.4		10.9	95.2	43		4.9	98.6	100.2	102.5	+ 2.3	
	43	エンジンオープニング左舷	4.9	12.0		7.8	96.7	6.6		7.0	95.9	99.3	101.0	+ 1.7	
	44	左舷中央	7.6	6.6		6.4	97.9	12.7		12.9	91.9	98.9	101.0	+ 2.1	
	45	工作室内	14.3	9.1		11.3	95.0	19.3		19.4	90.2	96.2	81.5	−14.7	窓はガラス張り
	46	左舷艏側	13.9	5.7		9.2	95.9	19.7		19.8	90.2	96.9	101.0	+ 4.1	
	47	艏側	11.5	1.8		5.9	98.4	17.5		17.7	90.5	99.1	103.0	+ 3.9	
	48	右舷艏側	11.7	5.1		7.7	96.8	17.4		17.6	90.5	97.7	98.0	+ 0.3	
	49	右舷中央	7.5	6.4		6.2	98.1	12.6		12.8	92.0	99.1	103.5	+ 4.4	
	50	右舷艉側	5.2	11.8		7.9	96.7	7.0		7.4	95.5	99.2	99.0	− 0.2	
	51	L.O. SETT.T. うしろ	11.0	9.6		9.9	95.5	15.3		15.5	91.1	96.8	96.0	− 0.8	
	52	CYL. STOR. T 横	14.6	11.2	↓	12.5	94.6	19.0	↓	19.1	90.3	96.0	95.5	− 0.5	
	53	UPPER D^K 右舷	8.2	2.0	6.5	7.5	96.9	14.1	6.0	15.3	91.1	97.9	101.5	+ 3.6	
ENG. CASING	54	BOAT D^K 中央	3.7	5.5	9.3	9.6	95.7	9.7	8.7	13.0	91.9	97.2	92.0	− 5.2	
	55	エコノマイザー横	3.9	6.0	12.1	12.5	94.6	9.6	11.5	15.0	91.2	96.2	91.5	− 4.7	
	56	CAP D^K 中央	3.2	7.1	14.9	15.4	94.0	8.7	14.2	16.7	90.7	95.7	91.0	− 4.7	

(c) エンジンケーシング内において実測値は予測計算値よりも約5dB(A)低くなる傾向があった。

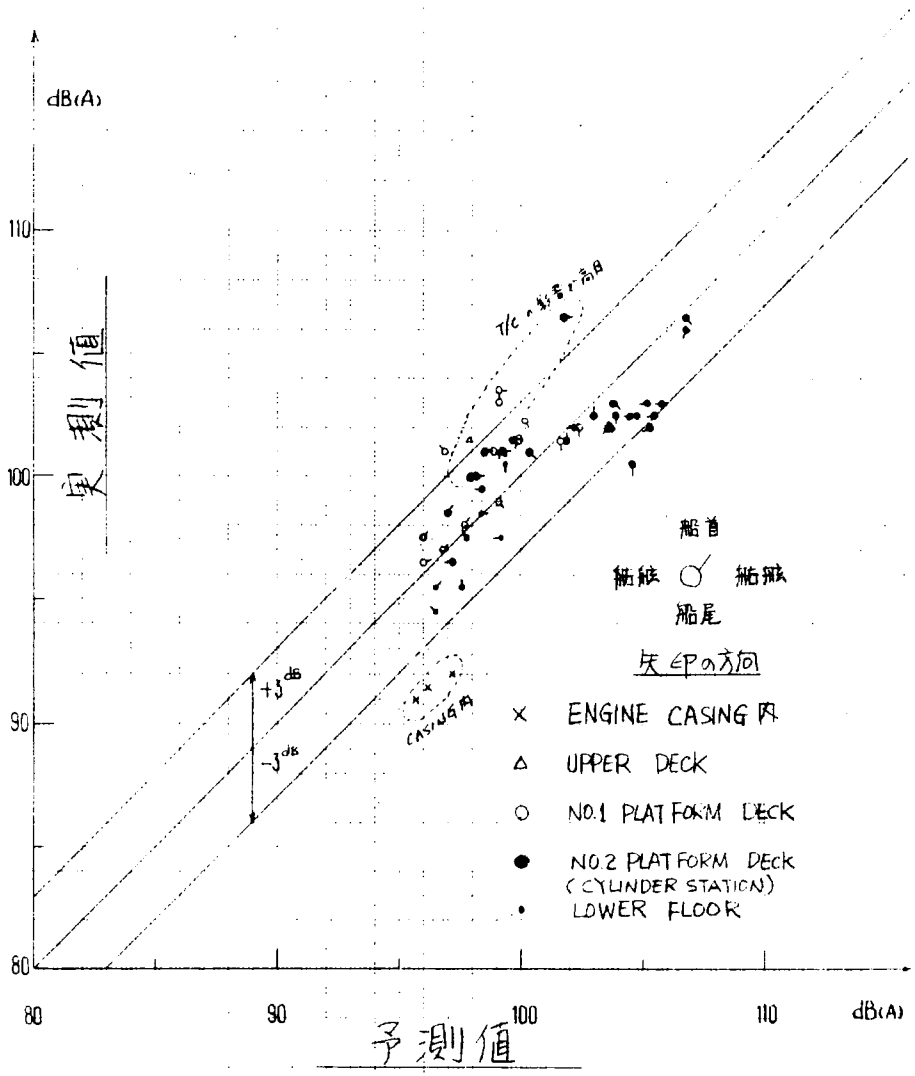


図 9. 2. 4　SNO. 1033 騒音予測値と実測値の比較

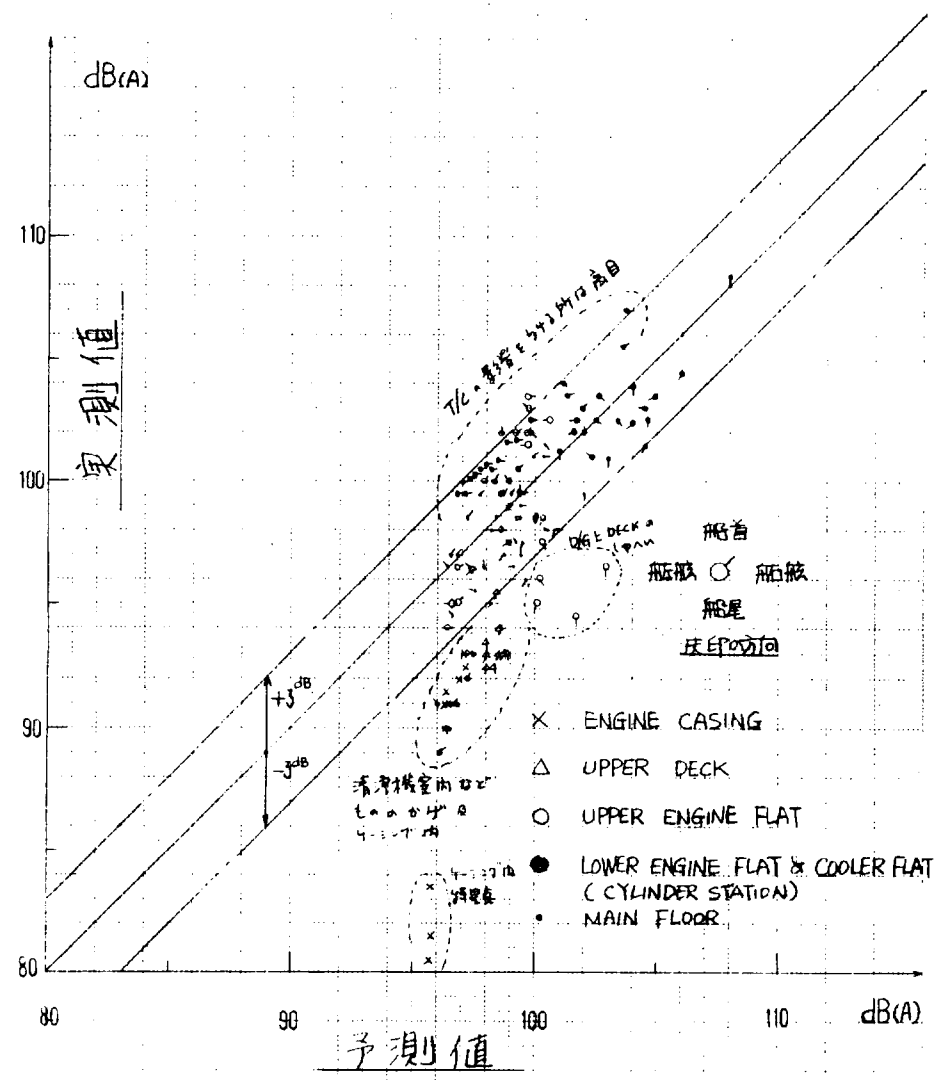


図 9. 2. 5　SNO. 2526 騒音予測値と実測値の比較

9.3 予測法設定のための解析

前述の機関室内の騒音予測法の根拠として本年度行ったデータ解析の手法および結果について以下に記述する。なお，使用したデータは，前年度までに蓄積されたもののなかから十二隻のディーゼル船の実測値を選択したが，これらの供試船の種類，要目などについては"SR156昭和50年度研究報告書"6.1.3で紹介されているので，本稿では省略するが，B船～M船のことであり，これら各船の呼称は前年度と同じとして以下に引用していく。

9.3.1 点音源からの理論距離減衰式

(1) 音のエネルギー・ベースの減衰式

室内にある点音源のパワーレベル PWL がわかっているときに，r m離れた点の音圧レベル SPL は，室定数，をR，音源の指向数をQとすると，周知のごとく，デシベルを単位として

$$SPL = PWL + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.1)$$

であり，この式を直接音 SPL_r と拡散音 SPL_R の項に書き直すと

$$SPL_r = PWL + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.2)$$

$$SPL_R = PWL + 10\log\left(\frac{4}{R}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.3)$$

と表わされる。

デシベルを単位とした(9.3.1)式を

$$SPL = 10\log E \quad \cdots\cdots (9.3.4)$$

$$PWL = 10\log P \quad \cdots\cdots (9.3.5)$$

としてエネルギーベースに書き直すと

$$\frac{E}{P} = \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \quad \cdots\cdots (9.3.6)$$

となる。

図9.3.1において音源からの距離 r_1，r_2，r_3 に対応する E_1，E_2，E_3 が，

$$r_2/r_1 = r_3/r_2 = a \text{ または } r_2 = a r_1,\ r_3 = a^2 r_1 \quad \cdots\cdots (9.3.7)$$

として与えられれば，(9.3.6)式よりQ，P，Rを未知数とする次の三元連立方程式が導かれる。

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{4\pi r_1^2}Q - E_1\frac{1}{P} + \frac{4}{R} = 0 \\ \frac{1}{4\pi r_2^2}Q - E_2\frac{1}{P} + \frac{4}{R} = 0 \\ \frac{1}{4\pi r_3^2}Q - E_3\frac{1}{P} + \frac{4}{R} = 0 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (9.3.8)$$

解の条件式

$$D = \begin{vmatrix} \frac{1}{4\pi r_1^2} & -E_1 & \frac{4}{R} \\ \frac{1}{4\pi r_2^2} & -E_2 & \frac{4}{R} \\ \frac{1}{4\pi r_3^2} & -E_3 & \frac{4}{R} \end{vmatrix} = \frac{-4E_1}{4\pi r_1^2}\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ a^{-2} & \frac{E_2}{E_1} & 1 \\ a^{-4} & \frac{E_3}{E_1} & 1 \end{vmatrix} = 0$$

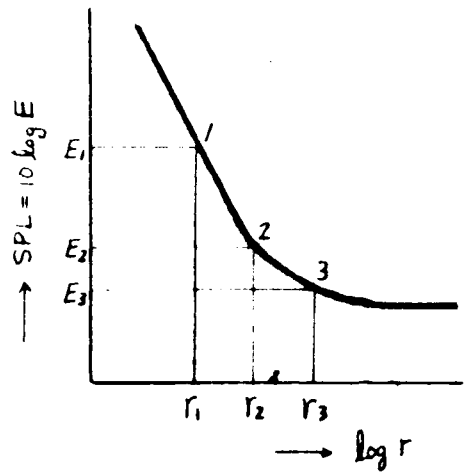


図9.3.1 点音源からの理論減衰曲線

より $E_2/E_1 + a^{-2}E_3/E_1 + a^{-4} - (a^{-4}E_2/E_1 + a^{-2} + E_3/E_1) = 0$

であるから，ゆえに

$$E_1 - (a^2+1)E_2 + a^2E_3 = 0 \quad \cdots\cdots (9.3.9)$$

すなわち a の値は任意に選べるのであるから二点のEの値が与えられれば，他の全ての点のEの値が決定される。従って理論減衰式（ 9. 3. 1 ）または（ 9. 3. 6 ）は，二点の SPL または E の値が与えられれば定義される。

この関係を図 9. 3. 2 に示す。横軸に距離 r (m)，縦軸に減衰量 Δ SPL = PWL − SPL = $10\log(Q/4\pi r^2 + 4/R)$ をとったので，理論減衰曲線は R と Q の値が変化すると上下，左右に平行移動するが，これらの曲線は互いに二点で交ることはない。従って二点が決まれば曲線は定義される。

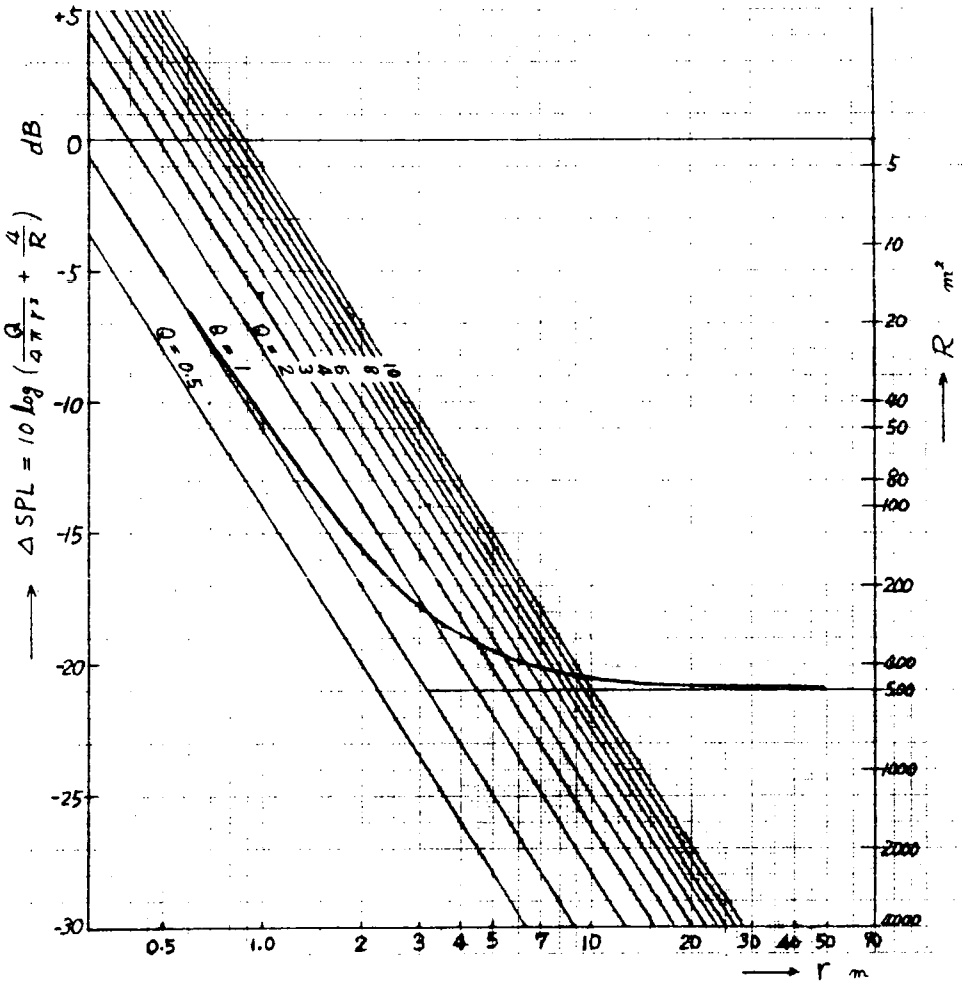


図 9. 3. 2　理論減衰曲線の形状（ Q = 1， R = 500 の場合 ）

(2)　P と R を導入した減衰式

三元連立方程式（ 9. 3. 8 ）を解くと次の解がえられる。

$$QP = \frac{4\pi r_1^2}{1-a^{-4}}(E_1 - E_3) \quad \cdots\cdots (9.3.10)$$

$$QR = 16\pi r_1^2\left(\frac{1-E_3/E_1}{E_3/E_1 - a^{-4}}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.11)$$

すなわち Q の値が与えられるなら，P（または（ 9. 3. 5 ）式から音源のパワーレベル PWL ）および室定数 R を求めることができるが，実際の機関室内の音源機器の位置から Q の値を定めることはかなり困難であるので，パワーレベルと室定数に Q の値を含んだ上式の左辺の値 Q P と Q R をまとめて未知数として取扱うこととする。

すなわち Q を含んだパワーレベル P (dB) と Q を含んだ室定数 R (m^2) を次のように定義する。

$$P = 10\log(QP) = PWL + 10\log Q \quad (\mathrm{dB}) \cdots\cdots (9.3.12)$$

$$R = Q \cdot R \quad (m^2) \cdots\cdots (9.3.13)$$

また（ 9.3.10 ）式および（ 9.3.11 ）式を任意の二点の r と E とから求められるように，$r_3 \to r_2$，$E_3 \to E_2$，$a^2 \to a$ とおいて，書き直すと次のようになる。

$$10^{P/10} = \frac{4\pi r_1^2}{1-a^{-2}}(E_1 - E_2) \cdots\cdots (9.3.14)$$

$$R = 16\pi r_1^2 \left(\frac{1-E_2/E_1}{E_2/E_1 - a^{-2}}\right) \cdots\cdots (9.3.15)$$

(3) PとRの計算図表

二点について音源からの距離 r_1，r_2 および騒音レベル SPL_1，SPL_2 が与えられれば（ 9.3.4 ），（ 9.3.14 ）（ 9.3.15 ）式よりPとRを計算できるが，この手間を省くため，計算早見図表を作成しておく。

$r_1 = 3\,m$，$r_2 = 15\,m$，$a = 5$，$a^{-2} = 0.04$ として（ 9.3.14 ）式に代入すると

$$10^{P/10} = 117.8 \times E_1(1 - E_2/E_1)$$

ここで $E_2/E_1 = 10^{SPL_2/10}/10^{SPL_1/10} = 10^{-\Delta SPL/10}$ を代入して

デシベル単位で表示すると

$$P - SPL_1 = 20.7 + 10\log(1 - 10^{-\Delta SPL/10}) \cdots\cdots (9.3.16)$$

また（ 9.3.15 ）式より

$$R = 452.4 \times \frac{1-10^{-\Delta SPL/10}}{10^{-\Delta SPL/10} - 0.04} \cdots\cdots (9.3.17)$$

（ 9.3.16 ）および（ 9.3.17 ）式より ΔSPL に対するPとRを計算した結果を図 9.3.4 に示す。この図表により次のことがわかる。

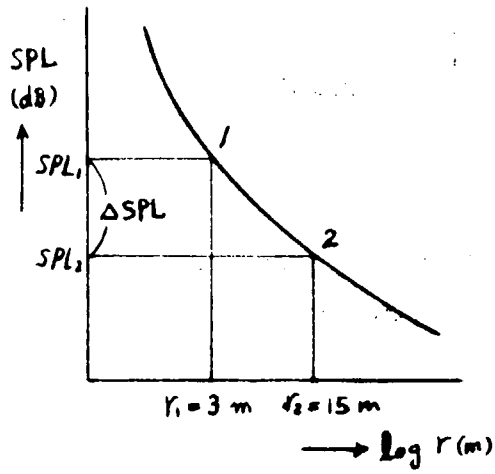


図 9.3.3

(a) $\Delta SPL \geqq 8$ dBではP≒SPL＋20 dBとなる。

(b) $\Delta SPL \geqq 13.98$ でR＝∞となるが $\Delta SPL > 13$ dB では事実上R＝∞すなわち無響音場とみなしてさしつかえない。

(c) $\Delta SPL \geqq 14$dB となるような減衰曲線は距離の逆自乗則を越えた減衰を示し，透過損失などのエネルギー吸収を考えないと理論的に矛盾する。

(4) 騒音実測値からのPとRの解析

図 9.3.5 のように実測データをプロットし，$r_1 = 3\,m$，$r_2 = 5\,m$ の SPL_1，SPL_2 を仮定すれば，図 9.3.4 を用いてPとRの値が求められる。このときの理論減衰曲線式は（ 9.3.6 ）式に（ 9.3.12 ）および（ 9.3.13 ）式を代入して，デシベル単位で表示すると

$$SPL = P + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \cdots\cdots (9.3.18)$$

となり，これは（ 9.3.1 ）式でPWL→P，R→R，Q＝1 とおきかえた形である。

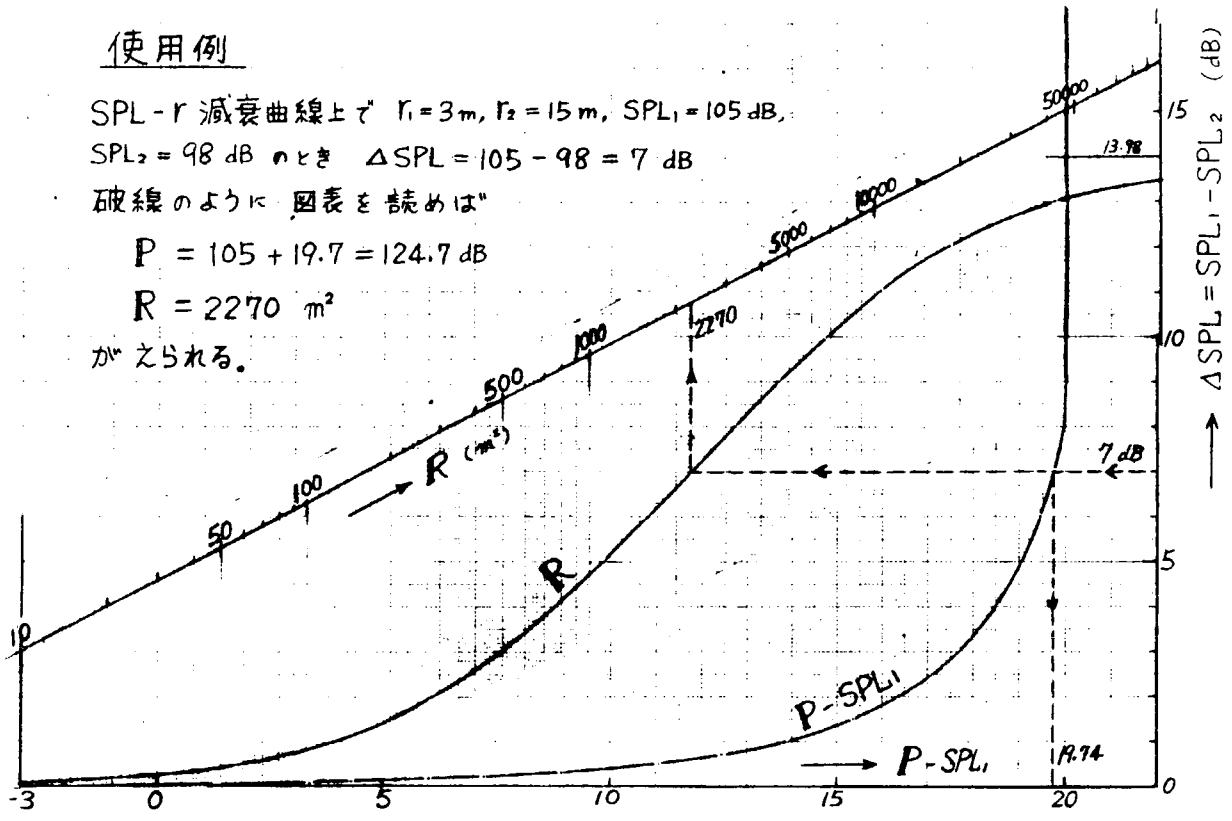


図 9. 3. 4　PとRの計算図表（ $r_1=3m$, $r_2=15\,m$ のとき）

9. 3. 2　音源から受音点までの距離の算出法

主機を点音源とし，その音源中心を主機の中心にとって受音点までの距離 r を求めて図 9. 3. 5 のようにプロットしても，バラツキが大きすぎて 9. 3. 1 に述べた理論減衰式を定義することはできないし，また r を主機表面からの距離としても同様であるが，点音源からのPとRを用いた理論減衰式を用いて実測データを解析してゆくための重要なポイントとなってくる。実際に機関室内の騒音発生源となる機器は点音源でなく立体面音源として扱わねばならないが，この取扱いは煩雑となり，実用的ではない。そこで今回主機を線音源と仮定して（ 9. 3.18 ）式が使えるようにいろいろと解析を試みた結果，十分に実用的でデータ解析・騒音予測の精度上からもこの仮定が問題ないと推定されたので，この場合の距離の算出法について述べる。なお，主機以外の騒音機器（ D/G，T/C，コンプレッサーなど）は，点音源とみなしても実用上十分であると推定された。

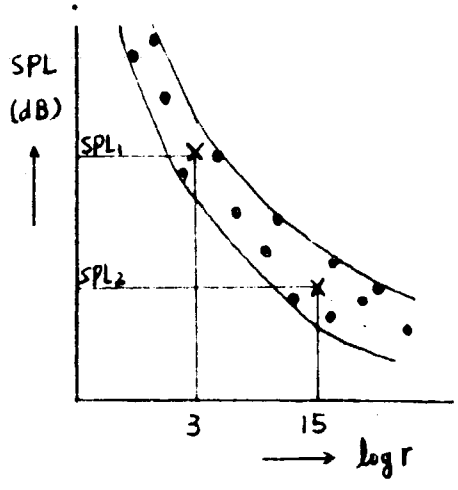


図 9. 3. 5

(1)　有限長線音源からの距離減衰

図 9. 3. 6(a)においてWを単位長さあたりの音響出力とすると，線音源から垂直距離 d にある受音点 p の音のエネルギーEは次式であらわされ d に比例し，見通し角度 θ に反比例する。

$$E = \int_{x_1}^{x_2} \frac{W}{4\pi r^2}\, dx$$

$$= \int_{x_1}^{x_2} \frac{W}{4\pi(d^2 + x^2)}\, dx$$

$$= \frac{W}{4\pi} \cdot \frac{1}{d}\left(\tan^{-1}\frac{x_2}{d} - \tan^{-1}\frac{x_1}{d}\right)$$

$$= \frac{W}{4\pi} \cdot \frac{\beta - \alpha}{d}$$

$$= \frac{W}{4\pi} \cdot \frac{\theta}{d} \quad \cdots\cdots (9.3.19)$$

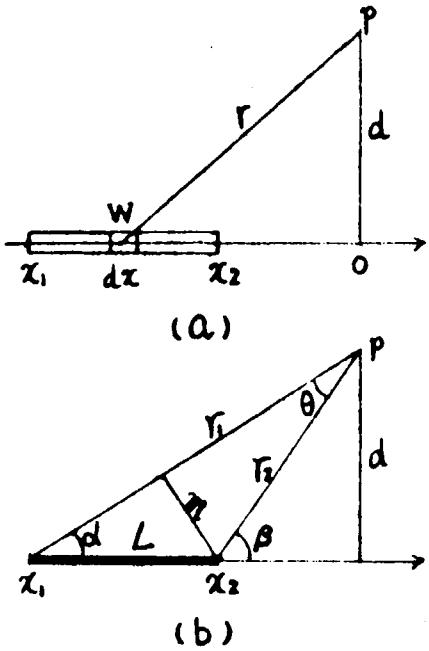


図 9. 3. 6

一方，図 9. 3. 6(b)において線音源の長さを L とすると

$\sin\alpha = d/r_1 = m/L = r_2 \sin\theta/L$ であるから

$$d = \frac{r_1 r_2 \sin\theta}{L} \quad \cdots\cdots (9.3.20)$$

これを（ 9. 3.19）式に代入すれば

$$E = \frac{W}{4\pi} \frac{L}{r_1 r_2 \sin\theta/\theta} \quad \cdots\cdots (9.3.21)$$

線音源からの直接音 SPL_r は（ 9. 3.21）式をデシベル単位で表わして

$$SPL_r = 10\log(WL) + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r_1 r_2 \sin\theta/\theta}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.22)$$

ここで，右辺第一項を線音源のパワーレベル PWL とし，（ 9. 3.24）式のように等価距離 r_e を定義し，かつ指向係数 Q を考慮すれば SPL_r は（ 9. 3. 2 ）式と同等の形で表わされる。

$$SPL_r = PWL + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r_e^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.23)$$

$$\text{ここで}\quad \left.\begin{aligned} r_e^2 &= r_1 r_2 \sin\theta/\theta \qquad (\theta \neq 0) \\ r_e^2 &= r_1 r_2 \qquad (\theta = 0) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (9.3.24)$$

室内における拡散音の影響も考慮すれば，線音源からの理論減衰式は，点音源からの理論減衰式（ 9. 3. 1 ）および（ 9. 3.18）のかわりに次のように表わされる。

$$SPL = PWL + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.25)$$

$$SPL = P + 10\log\left(\frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.26)$$

従って等価距離 r_e を導入することによって，線音源に対しても点音源の場合と全く同様に，すなわち自由音場における球面波逆自乗則距離減衰直接音と室定数によって定まる拡散音との合成音として取扱うことが可能となる。r_e を用いてデータ解析を行った結果については後述するが，（ 9. 2.26 ）式が十分に実用に供しうることが判明した。

(2) 等価距離 r_e

線音源に対する等価距離 r_e について，もう少し説明を加える。

(a) 図 9. 3. 7 において線音源 A B の中心を O とし受音点位置を P（ O を中心とする同心円で表わす ）とすると，（ 9. 3.24 ）式により計算した等価距離は $r_e = \overline{OP'}$ となる。このときの音源中心位置は O 点ではなく，P 点から

$\overline{OP'}$の距離にあって，受音点の位置によってO点近傍を動きまわる移動点である。線音源から十分遠方では音源位置O点の点音源とみなせる。P点の騒音レベルは

$$SPL_r = PWL - 11 - 20\log r_e$$

となるから，等騒音レベル曲線は図9.3.7のr_e線（たて形の長円）とは反対のよこ形の長円形となる。線音源が十分長ければ円筒波面であり，比較的短かければラグビーボール面状となる。

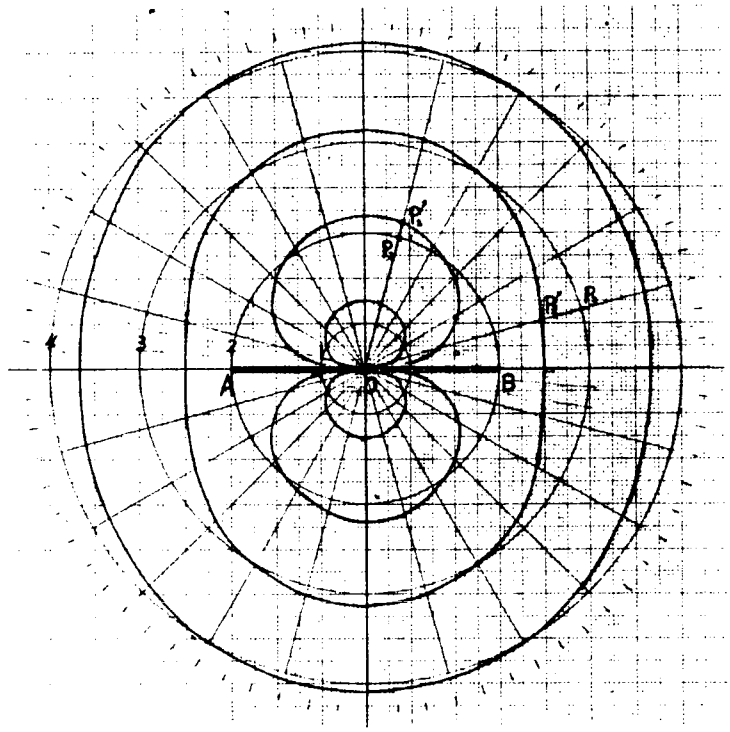


図 9.3.7　線音源ABからの等価距離

(b)　r_eの定義式（9.3.24）で見通し角度θを用いるのは実用的ではない。そこで，図9.3.8の実線部について考えてみる。

- L：水平な線音源の長さ
- r_1，r_2：受音点Pと線音源端との距離
- ℓ_1，ℓ_2：平面へのr_1，r_2の投影距離
- h：受音点Pと線音源との垂直距離

とすると

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{r_1^2 + r_2^2 - L^2}{2r_1r_2}\right)$$

但し，$r_1^2 = \ell_1^2 + h^2$，$r_2^2 = \ell_2^2 + h^2$

となるから，機関室配置図よりL，ℓ_1，ℓ_2，hを求めてθを計算すれば，（9.3.24）式によりr_eは容易に求められる。但し，$|r_1 - r_2| = L$のとき$\theta = 0$となるが，この場合$\sin\theta/\theta = 1$とする。

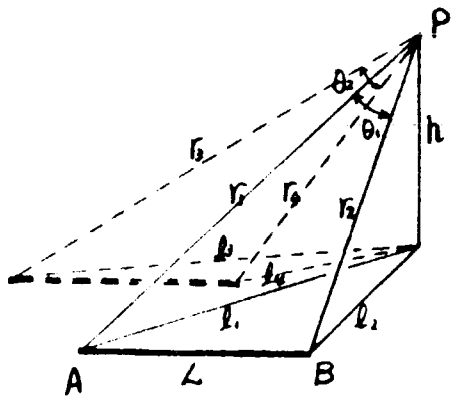


図 9.3.8

(3)　V型主機の場合――複数線音源の取扱い――

図9.3.8において，同一高さ上にある同一長さLの二本の線音源があるとすると，受音点Pの音のエネルギーEは（9.3.21）式より

$$E = \frac{WL}{4\pi}\cdot\frac{1}{r_1r_2\sin\theta_1/\theta_1} + \frac{WL}{4\pi}\cdot\frac{1}{r_3r_4\sin\theta_2/\theta_2}$$

$$= \frac{2WL}{4\pi}\cdot\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_{e_1}^2} + \frac{1}{r_{e_2}^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.27)$$

となり，デシベル単位で表わせば直接音SPL_rは

$$SPL_r = 10\log(2WL) + 10\log\left\{\frac{1}{4\pi}\cdot\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_{e_1}^2}+\frac{1}{r_{e_2}^2}\right)\right\}$$

$$= PWL + 10\log\frac{1}{4\pi r_{e_2}^2} \quad \cdots\cdots (9.3.28)$$

ここで

$$\frac{1}{r_e^2} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_{e_1}^2}+\frac{1}{r_{e_2}^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.29)$$

従って一般式としては（9.3.25）および（9.3.26）式が使える。r_eの値は，9.3.2(2)(b)と同様の手順で，L，ℓ_1 ℓ_2，ℓ_3，ℓ_4，h が与えられれば容易に計算できる。二機一軸船などの場合で主機を一つの音源としてとらえる場合には，この手法を応用すればよい。

(4) D/Gパラランの場合――複数点音源の取扱い――

図9.3.9において，同一平面上にある二台のD/Gが同一音響出力Wで並列運転されている場合を考えると，受音点Pの音のエネルギーEは

$$E = \frac{W}{4\pi r_1^2} + \frac{W}{4\pi r_2^2}$$

$$= \frac{2W}{4\pi}\cdot\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_1^2}+\frac{1}{r_2^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.30)$$

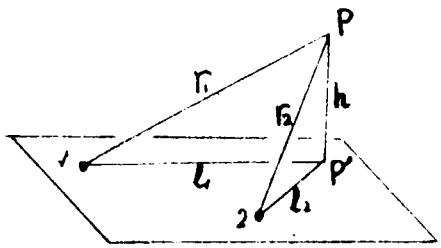


図 9.3.9

デシベル単位で表わせば直接音SPL_rは

$$SPL_r = 10\log(2W) + 10\log\left\{\frac{1}{4\pi}\left(\frac{1}{r_1^2}+\frac{1}{r_2^2}\right)\right\} \quad \cdots\cdots (9.3.31)$$

この式の右辺第一項目はD/G二台をまとめて一つの点音源とみなした場合の PWL であり，第二項はこれまでと同じく等価距離r_eを導入すれば（9.3.25）および（9.3.26）式の一般式に書き直すことができる。

同一平面上の同一出力をもつn個の点音源群をまとめて，一つの点音源とみなす場合の等価距離r_eは次式で表わされる。

$$\frac{1}{r_e^2} = \frac{1}{n}\left(\frac{1}{r_1^2}+\frac{1}{r_2^2}+\cdots\cdots+\frac{1}{r_n^2}\right) \quad \cdots\cdots (9.3.32)$$

r_i（$i = 1, 2, \cdots\cdots 3$）はℓ_iとhから容易に求められる。

9.3.3 供試船データの解析手順

これまで述べたように，実船実測騒音レベルと音源から計測点までの距離をグラフに整理して解析を行えば，それぞれのグラフについてPとRの値が求められ，距離減衰式が決定される。従ってこの式を用いれば，機関室内の任意の点の騒音レベル値も計算で求められる。十二隻の供試船のPとRの値の傾向を整理解析して，一般的にPとRを求められる資料を作成できれば新たな計画船についても騒音予測式が組立てられることになり，本年度の目的を達成できることになる。

蓄積された供試船データは，もともと本解析を目的として採取されたものではないため，データ量の不足，計測点位置の不確さ，計測精度などに問題があったものの，あるだけのデータを100％活用して，予測精度を±3％以内に収めるように解析手法を吟味しながら以下に述べるような手順で解析を行った。

(1) 音源の種類と位置

ディーゼル船機関室内騒音の主要音源としては主機，T/C，D/G，コンプレッサ，プロペラ，通風機などがあるが，十二隻の供試船データを検討した結果このうち主機とD/Gのみを考えれば騒音予測精度の目標には十分であると考えた。その他の音源機器については，機器近傍に局部的な騒音レベルの上昇を招く影響はあるものの，

機関室全体の空間場においては主機とD/Gによる騒音レベルが支配的で，他からの影響はマスキングされている。但し，十二隻の供試船データからは，計測点数不足のため主機とT/Cとの騒音寄与度を分離することができなかったので主機にT/Cを含めて一つの音源とみなしたが，9.2実船計測結果からみて今後はT/Cを無視することは，できないと考えられる。

音源位置は検討の結果次のように設定した。

(a) 主機……線音源とみなす。

線音源の長さ，高さは図9.1.4のようにする。

(b) D/G……点音源とみなす。

点音源の水平位置，高さは図9.1.5のようにする。

(2) 供試船データのプロット記号

図9.3.5のように横軸に距離$\log r(m)$または$\log r_e(m)$，縦軸に騒音レベルSPL(A)(dB(A))をグラフ化するのに，次のようにプロット記号をとりきめた。

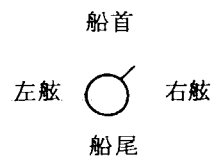
(a) 高さ

- ×：ENGINE CASING 内
- △：UPPER DECK
- ○：UPPER ENGINE FLAT または 2ND DECK
- ●：LOWER ENGINE FLAT または 3RD DECK
- ・：MAIN FLOOR

なお，計測点の高さは各デッキまたは敷板より 1.2 mとしている。

(b) 平面上の方向

各記号にヒゲをつけてあらわす。右の例では計測点位置が，機関室内の船首右舷であることを示す。



(c) 計測点番号

プロット記号の近くに記入する。

(3) 音圧レベルの聴感補正特性と周波数分析

聴感補正特性Aを使って指示騒音計で読みとった指示値・騒音レベルSPL(A)を用い，総合音（O.A.）で解析を行った。これはRULE規制値に対比すべき予測値をSPL(A)とする必要のあること，また供試船のデータ量を考慮した結果であり，本年度は周波数分析は必要ではあるものの行わなかった。

(4) NOR.航走時の解析グラフ

(a) 主機・線音源からのr_eとSPL(A)を図9.3.10のようにプロットし，プロット点数の80～90%以上を含むような二本の減衰曲線（一点鎖線）とその中央と思われる中央曲線を一本引く。曲線の引き方は図9.3.2の曲線形状を上下・左右に平行移動することによって可能となるがこの場合縦軸，横軸の目盛りは同一としておく必要がある。

この曲線から図9.3.4または（9.3.14～17）式によってPとRの値を求め，曲線右端に記入

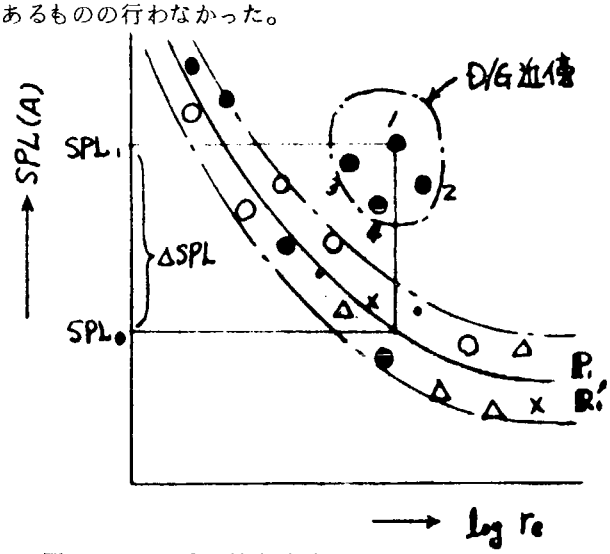


図9.3.10 NOR航走時（主機について）

した。

r_eが非常に小さい場合，すなわち主機近傍においてはSPL(A)の値は，D/Gの影響を無視できるものとすれば，（厳密には影響があるので，D/Gの影響分を分離除外してやる必要がある），求められたPの値は主機のパワーレベルに相当するものである。しかしRの値は主機から遠方のデータによって決まるため，D/Gの影響を無視することはできない。そこで次の記号を使用した。

P_1：NOR航走時の主機のP

R'_1：NOR航走時の主機に関するみかけのR

R_1：NOR航走時の主機に関する真のR（主機だけが運転されていて，D/Gが停止しているような場合に得られる値）

すなわち，図9. 3.10から求められる値はP_1とR'_1である。

(b) D/G・点音源からのr（パラランの場合にr_e）とSPL(A)を前期(a)と同様にプロットするが，D/Gから遠方の点は主機からの影響が大きいので，D/G近傍点のみをとると図9. 3.11(a)のように直接音の距離の逆自乗減衰直線が一本得られるだけとなり，Pの値は得られるがRの値は求められない。

またD/G近傍の点であっても主機の影響があるので，これが大きい場合には分離除外してやる必要がある。図9. 3.11(a)のD/G近傍計測点1を例にとると次のように修正を行った。

計測値をSPL_1とし，図9. 3.10で計測点1と同じ主機からの距離r_eの中央曲線上の騒音レベルをSPL_0とすると

$\Delta SPL = SPL_1 - SPL_0$からデシベル差を計算した。すなわち

$$修正SPL_1 = 10\log(10^{SPL_1/10} - 10^{SPL_0/10}) \cdots\cdots (9.3.33)$$

となる。

図9. 3.11(b)は修正SPL(A)をプロットしたもので，これからNOR航走中のD/GのPの値が求められる。これらを次のように記号化した。

P_2：NOR航走時のD/Gの真のP

P'_2：NOR航走時のD/Gのみかけの P

(5) D/G単体運転時の解析グラフ

図9. 3.12のように前記(4)と同様にしてグラフを描き，この時の減衰曲線より求められるPとRについて次のように記号化した。

P''_2：単体運転時のD/GのP

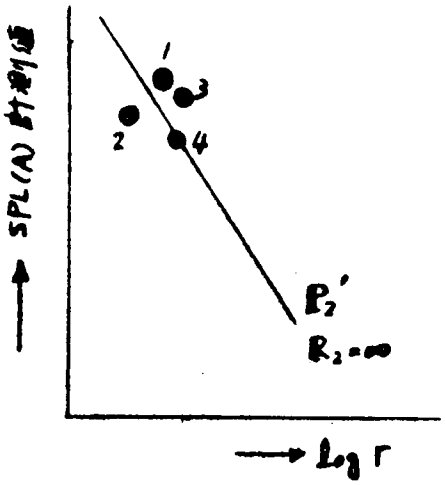
R_2：単体運転時のD/Gに関するR

D/Gの運転条件すなわち使用台数や負荷率がNOR航走時とD/G単体運転時と同一である場合には$P_2 \fallingdotseq P''_2$の関係が成り立つ。

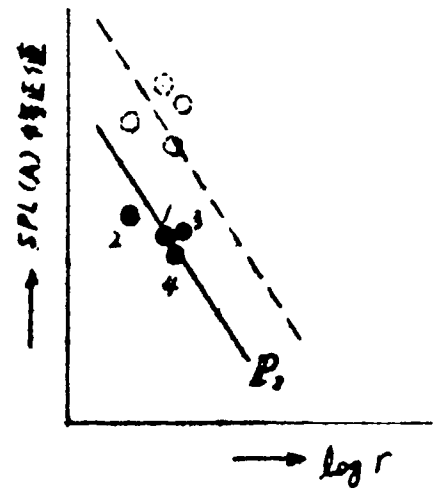
(6) R_1の値

以上のグラフ解析により，主機のP_1, R'_1，D/GのP_2，R_2を求められるが，R_1の値はこれらにより次式を用いて算出した。

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{10^{P_1/10}}\left(\frac{10^{P_1/10}}{R'_1} - \frac{10^{P_2/10}}{R_2}\right) \cdots\cdots (9.3.34)$$



(a) 主機の影響を含む



(b) 主機の影響を分離

図9. 3.11 NOR航走時（D/Gについて）

この式は次のようにして導入した。（ 9. 3.18 ）式を書き直すと，

$$E = 10^{P/10}\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9.3.35)$$

となるので，ある受音点の音のエネルギーEは主機からの音のエネルギーE_1とD/G からの音のエネルギE_2の和であるから

$$E = E_1 + E_2$$

$$= 10^{P_1/10}\left(\frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R_1}\right) + 10^{P/10}\left(\frac{1}{4\pi r_2^2} + \frac{4}{R_2}\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9.3.36)$$

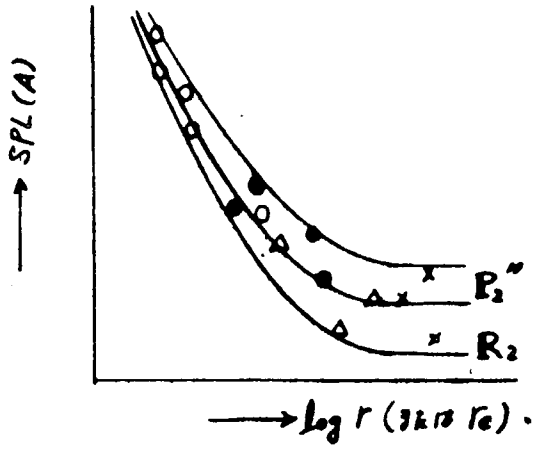


図 9. 3.12　D/G単体運転時

ここで，主機やD/Gから十分遠方の拡散音場での音のエネルギE_Rは（ 9. 3.36 ）式で $r = \infty$ とすれば

$$E_R = 10^{P_1/10} \times \frac{4}{R_1} + 10^{P_2/10} \times \frac{4}{R_2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9.3.37)$$

一方，図 9. 3.10の曲線から得られる減衰式は

$$E = 10^{P_1/10}\left(\frac{1}{4\pi r_e^2} + \frac{4}{R'_1}\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9.3.38)$$

であり，この式の拡散音成分は

$$E_R = 10^{P_1/10} \times \frac{4}{R'_1} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9.3.39)$$

となるから，（ 9. 3.37 ）式と（ 9. 3.39 ）式と等しいとおいて（ 9. 3.34 ）式が導かれる。

9.3.4 供試船データの解析例 －J船の場合－

(1) 解析ワークシートとその記入例

表 9.3.3 ‥‥NOR航走中の騒音レベルと主機からのr_eの計算

表 9.3.4 ‥‥NOR航走中の騒音レベルの修正と二台のD/Gからのr_eの計算

表 9.3.5 ……D/G単体運転時の騒音レベルとD/Gからのγの計算

(2) 解析グラフの例

図 9.3.13……N_{OR}航走時の主機についてのグラフ（表 9.3.3 に対応）

図 9.3.14……N_{OR}航走時のD/Gについてのグラフ（表 9.3.4 に対応）

図 9.3.15……D/G単体運転時のグラフ　（表 9.3.5 に対応）

9.3.5 供試船データの解析結果

(1) PとRの解析結果の一覧表

B～M船の十二隻について，これまで述べてきた手法で解析した結果得られたPとRの値を表 9.3.1 に示す。中段は解析グラフの中央曲線より求めた値，上下段は上限，下限曲線より求めた値である。

(2) PとRの予測値グラフ

表 9.3.1 をグラフ化したものが，予測データとして 9.1 に示した図 9.1.1 ～ 9.1.3 である。

(a) P_1については，主機のMCR出力（PS）が2倍になると，3dB上昇するような右よりの直線に整理できた（図 9.1.1）。この直線は，主機の型式によってくるようであるがPは前述の如く指向係数Qを含んだパワーレベルであるから，中速主機そのもののパワーレベルが低速主機のパワーレベルより大きいということではない。

(b) P_2についてもD/Gの定格出力（kW）2倍で3dB上昇するような直線とした（図 9.1.2）が，この傾向はP_1ほど明確ではない。

(c) R_1，R_1'，R_2については非常にバラツキが大きく，傾向はつかみにくい（図 9.1.3）が，R_2がR_1よりも大きいのはD/Gと主機の機関室内の位置のちがいによる指向係数Qの差であると考えられる。今回Rの値は船のDWT（機関室容積でもよい）によって変らず，一定であるとした。D/Gと主機との指向係数の比は 13000/5000 ＝ 2.6 とした。

表 9. 3. 1　供試船データ解析結果一覧表

供試船	NOR 航走時データより			D / G 単体運転時データより		R_1	備　　考
	P_1	R_1'	P_2	P_2''	R_2		
B	125. 6 123. 2 120. 4	3100 2700 2270	127. 0 124. 3 121. 3	123. 8 122. 0 120. 3	9500 9100 11000	5640 4730 3040	
C	134. 5 131. 5 128. 5	∞	126. 9	125. 9 122. 0 115. 0	∞	−	P_2'' はD / G 2台パラランのときの値
D	130. 2 127. 6 124. 8	7400 8100 5600	−	122. 2 118. 7 115. 0	18400 14300 12200	7900 8740 5880	R_1計算にはP_2'' を使用した。
E	131. 4 127. 4 123. 4	∞	−	119. 3 116. 8 114. 3	24500 13600 6500	−	NOR 航走中は Shaft Gene. を運転
F	124. 4 122. 2 120. 4	6000 4750 3850	117. 6 116. 4 115. 0	116. 2 114. 4 112. 4	14300 11000 7700	6580 5340 4500	
G	126. 1 123. 4 120. 7	11500 7100 3700	121. 3 118. 9 116. 2	123. 3 120. 3 117. 2	5350 6250 7100	39900 11890 4540	
H	126. 6 124. 6 121. 9	4600 6000 6500	126. 9 124. 1 121. 7	119. 6 116. 5 113. 8	82000 35000 29000	4890 7080 8270	
I	127. 3 124. 4 121. 5	3350 2900 2500	123. 7 123. 1 122. 2	122. 9 119. 2 115. 3	18400 10600 7100	3640 3640 4260	
J	128. 2 125. 6 123. 1	5000 5000 5200	129. 5 125. 4 122. 2	123. 9 120. 4 116. 8	15000 12000 10500	6450 6250 6510	NOR 航走時D / GパラランのためR_1計算にはP_2 − 3 dBを使用
K	127. 0 123. 6 119. 3	14200 4600 1500	129. 3 123. 3 121. 4	122. 8 118. 5 114. 2	∞	14200 4600 1500	
L	129. 0 127. 0 125. 1	2700 2900 3150	122. 6 120. 3 117. 2	126. 6 124. 8 123. 1	39000 35000 26500	2740 2950 3210	
M	130. 8 127. 0 122. 8	4300 4760 4960	128. 0 123. 0 115. 4	126. 7 122. 6 118. 4	∞	4300 4760 4960	

9.3.6 解析結果の妥当性についての検討

十二隻の供試船について，図 9. 1. 1. ～ 9. 1. 3 を用いて逆予測をしてみることによって解析時の減衰曲線と予測曲線が一致するか否かをチェックしてみた。

(1) PとRの値

図 9. 1. 1 ～ 9. 1. 3 により各供試船のP，Rの値をよみとった結果は表 9. 3. 2 となる。

表 9. 3. 2

	P_1 (dB A)	R_1 (m)	P_2 (dB A)	R_2 (m)	R_1' (m)
B	123. 5	5000	123. 8	13000	4400
C	130. 0	〃	120. 0	〃	〃
D	130. 0	〃	120. 0	〃	〃
E	128. 2	〃	120. 9	〃	〃
F	122. 2	〃	120. 7	〃	〃
G	123. 5	〃	123. 0	〃	〃
H	124. 5	〃	123. 1	〃	〃
I	125. 5	〃	123. 0	〃	〃
J	125. 5	〃	123. 5	〃	〃
K	124. 5	〃	123. 5	〃	〃
L	126. 7	〃	124. 1	〃	〃
M	127. 6	〃	125. 5	〃	〃

(2) 予測結果

NOR航走時の主機に関する解析時のグラフ上に，表 9. 3. 2 のP_1及びR_1' から定義される減衰曲線をひいたものを図 9. 3.16 ～ 9. 3.27に示す。目標精度を± 3 dBとしたので，この曲線から± 3 dBの範囲を着色してあるが解析時のデータがおおむね，この着色部に合致している。個々の評価は 9. 4 で述べる。

なお，D / G単体運転時の妥当性の検討は，無負荷状態のためP_2 を使用することができないので行わなかった。

表 9.3.3　J船解析例（ＮＯＲ航走時，主機について）

SR156−SC3/WG1　データ解析シート

S 51 −[7]−[10]

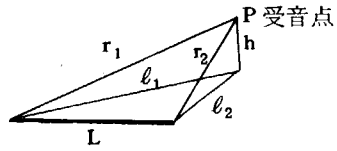
供試船：[J]　状態：[ＮＯＲ航走中]　担当社／者　[IHI K. O.]

音源機器名	音源の長さ				備考
ディーゼル主機	L=10.0m				NOR 15600 PS×47.8 RPM
（T/C×2）					8900 RPM
(No.2&3 D/G)					

等価距離：$r_e^2 = r_1 - r_2 \frac{\sin\theta}{\theta}$（但し，$\theta = 0$ のとき $r_e^2 = r_1 - r_2$）

ここで，　$r_1^2 = \ell_1^2 + h^2$　$r_2^2 = \ell_1^2 + h^2$

$$\cos\theta = \frac{r_1^2 + r_2^2 - L^2}{2 r_1 r_2}$$



点音源のとき L = 0 m

	計測位置	記号	実測値 SPL (dB)A	オクターブバンド 63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	修正 SPL	ℓ1 m	ℓ2 m	h m	re m
MAIN FLOOR	軸室	1	105	−	−	−	（なし）		−	−	−		8.4	18.3	−5.9	13.9
	M/E Aft	2	105	−	−	−	−	−	−	−	−		3.4	13.2	−6.1	9.7
	M/E Port	3	100	−	−	−	−	−	−	−	−		5.7	5.7	〃	7.2
	Port	4	−										12.7	5.9	〃	10.4
	M/E Fore ℄	5	99	−	−	−	−	−	−	−	−		12.0	2.0	〃	8.8
	Stor	6	99	−	−	−	−	−	−	−	−		12.4	5.4	〃	10.1
	M/E Stor	7	101	−	−	−	−	−	−	−	−		5.6	5.9	〃	7.3
LOWER ENGINE FLAT	P	8	99	72	81	87	95	96	91	87	71		8.2	10.5	+1.2	8.4
	P	9	−							−			6.2	9.3	〃	6.6
	P	10	101	71	77	90	96	97	93	87	76		6.1	6.7	〃	4.9
	P	11	101	72	78	89	96	96	93	89	76		9.0	4.5	〃	5.3
	P	12	100	71	78	89	95	95	93	89	76		10.4	4.0	〃	5.8
	M/E P	20	−										7.6	3.1	〃	3.1
	P	21	96	−	−	−	−	−	−	−	−		15.4	7.1	〃	10.3
	P	22	−										18.6	11.6	〃	14.4
	M/E Fore ℄	23	100	−	−	−	−	−	−	−	−		12.6	2.6	〃	6.0
	S	24	−										14.2	6.3	〃	9.2
	清浄機室	25	97	−	−	−	−	−	−	−	−		16.2	10.0	〃	12.4
	#1 T/C	26	104	71	79	92	98	99	95	93	80		9.3	2.3	〃	3.8
	〃	27	104	70	84	90	99	99	96	94	79		5.4	5.5	〃	3.3
	#2 T/C	28	105	−	−	−	−	−	−	−	−		4.4	6.5	〃	3.3
	〃	29	103	−	−	−	−	−	−	−	−		2.1	10.1	〃	4.2

	計測位置	記号	実測値 SPL (dB)	オクターブバンド 63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	修正 SPL	ℓ_{1m}	ℓ_{2m}	h_m	r_{em}
L.E.F.(つづき)	ボイラバーナ前S ●	30	100	—	—	—	—	—	—	—	—		6.4	8.5	+1.2	6.2
	コンプレッサ S ●	31	—										7.1	10.3	〃	7.7
	No.1 D/G ●	32	—										7.6	16.9	〃	11.3
	〃 ●	33	—										4.1	13.4	〃	7.4
	〃 ●	34	—										9.9	19.8	〃	14.0
	〃℄ ●	35	107	70	79	96	101	103	99	92	79		6.6	16.5	〃	10.5
	No.2 〃℄ ●	36	105	—	—	—	—	—	—	—	—		3.1	13.1	〃	6.6
	〃 ●	37	106	—	—	—	—	—	—	—	—		9.6	19.6	〃	13.8
	〃 ●	38	109	59	68	99	104	105	101	94	80		6.6	16.5	〃	10.5
	No.3 〃 ●	39	107	—	—	—	—	—	—	—	—		4.1	13.4	〃	7.4
	〃 ●	40	106	—	—	—	—	—	—	—	—		9.9	19.8	〃	14.0
	〃 ●	41	110	59	67	96	105	107	105	96	85		7.6	16.9	〃	11.3
UPPER ENGINE FLAT	P. A. ○	42	99	72	77	89	94	95	91	84	70		10.4	19.9	5.1	15.3
	P ○	43	—										6.6	14.9	〃	11.1
	P ○	44	100	70	77	87	95	96	92	90	73		6.4	8.9	〃	8.2
	P ○	45	99	70	77	86	94	94	90	88	70		10.2	10.4	〃	10.7
	P ○	46	100	63	69	87	94	95	92	87	75		8.8	6.3	〃	8.1
	P ○	47	99	72	75	86	94	95	90	87	72		10.7	5.5	〃	8.7
	P. F ○	53	—										13.9	6.2	〃	10.5
	M/E F℄ ○	56	101	61	79	87	96	96	94	90	77		12.8	2.8	〃	8.6
	S. F ○	57	—										13.9	6.2	〃	10.5
	S. F ○	58	94	71	77	82	89	89	85	81	64		17.2	10.8	〃	14.3
UPP. DECK	S ○	59	97	72	75	84	91	93	90	88	72		6.4	6.6	〃	7.1
	S ○	60	—										6.7	14.9	〃	11.2
	S. A ○	61	—										10.3	19.7	〃	15.2
	E/R 出入口 △	62	99	63	69	86	93	95	91	89	72		3.3	8.0	10.2	11.1
ENG. CASING	FAN ×	63	—										3.1	10.6	15.7	17.0
	〃 ×	64	—										6.6	4.8	〃	16.2
	〃 ×	65	—										3.3	10.6	〃	17.0
	×	66	96	64	78	85	92	92	88	85	68		2.6	7.4	18.4	18.8

表 9. 3. 4　J船解析例（NOR航走時，D/Gについて）

SR156−SC3/WG1　データ解析シート

S 51 − 7 − 19

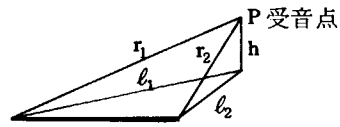
供試船：J　　状態：NOR航走中　　担当社／者　IHI K. O.

音源機器名	音源の長さ				備考
No. 2 D/G	L = 0. 0 m	dB	m²		パララン
No. 3 D/G	L = 0. 0 m	dB	m²		
	L = m	dB	m²		

等価距離：$r_e^2 = 1/\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2}\right)$

但し，$r_1^2 = \ell_1^2 + h^2$，$r_2^2 = \ell_2^2 + h^2$

点音源のとき L = 0



	計測位置	記号	実測値 SPL (dB)A	オクターブバンド 63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	修正 SPL	No. 2 D/G ℓ_1 / r_1	No. 3 D/G ℓ_2 / r_2	hm	rem
D/G近傍点	No.2 D/G のS	35	107									106. 5	1. 85 / 1. 94	4. 25 / 4. 29	+ 0. 6	2. 50
	No.2 D/G のF	36	105									103. 3	2. 1 / 2. 18	3. 4 / 3. 45	〃	2. 61
	No.2 D/G のA	37	106									105. 5	4. 4 / 4. 44	5. 1 / 5. 14	〃	4. 75
	No.2～3 D/Gの間	38	109									108. 7	1. 8 / 1. 9	1. 8 / 1. 9	〃	1. 9
	No.3 D/G のF	39	107									106. 2	3. 4 / 3. 45	2. 2 / 2. 28	〃	2. 69
	No.3 D/G のA	40	106									105. 5	5. 1 / 5. 14	4. 3 / 4. 34	〃	4. 69
	No.3 D/G のP	41	110									109. 8	4. 3 / 4. 34	1. 9 / 1. 99	〃	2. 56

表 9.3.5　J船解析例（D／G単体運転時）

SR156−SC3/WG1　データ解析シート

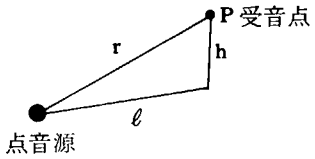
S 51 − 7 − 10

供給船：J　　状態：単体運転中　　担当社／者　IHI K. O.

音源機器名	音源の長さ				備考
No.1 D/G	L = 0.0 m	dB	m²		
	L = m	dB	m²		
	L = m	dB	m²		

$r^2 = \ell^2 + h^2$

点音源のとき L = 0 m



	計測位置	記号	実測値 SPL (dB)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	修正 SPL	ℓm	hm	rm
MAIN FLOOR	軸室	1	100	−	−	−	−	−	−	−	−		3.5	−7.7	8.5
	M/E A	2	99	−	−	−	−	−	−	−	−		4.2	−7.9	8.9
	〃 P	3	91	−	−	−	−	−	−	−	−		11.6	〃	14.0
	P	4	87	−	−	−	−	−	−	−	−		18.7	〃	20.3
	M/E F	5	89	−	−	−	−	−	−	−	−		17.4	〃	19.1
	S	6	91	−	−	−	−	−	−	−	−		16.7	〃	18.5
	M/E S	7	92	−	−	−	−	−	−	−	−		10.2	〃	12.9
L. E. F	M/E P	20	93	−	−	−	−	−	−	−	−		13.4	−0.6	13.4
	P	21	85	−	−	−	−	−	−	−	−		21.3	〃	21.3
	F	23	89	−	−	−	−	−	−	−	−		18.0	〃	18.0
	S	25	85	−	−	−	−	−	−	−	−		19.7	〃	19.7
	S	30	92	−	−	−	−	−	−	−	−		9.1	〃	9.1
	コンプレッサ S	31	93	67	75	84	90	87	84	73	72		8.5	〃	8.5
	No.1 D/G	32	100	71	79	93	96	94	91	80	70		1.9	〃	2.0
	〃	33	100	−	−	−	−	−	−	−	−		2.1	〃	2.2
	〃	34	100	−	−	−	−	−	−	−	−		4.3	〃	4.3
	〃	35	103	70	84	93	98	98	97	87	78		1.8	〃	1.9
	No.2 D/G	36	102	−	−	−	−	−	−	−	−		3.5	〃	3.6
U. E. F	P. A	42	94	−	−	−	−	−	−	−	−		8.3	3.3	8.9
	P	44	92	−	−	−	−	−	−	−	−		11.8	〃	12.2
	M/E F	56	91	−	−	−	−	−	−	−	−		18.2	〃	18.5
	S. F	58	86	−	−	−	−	−	−	−	−		20.0	〃	20.3
	S	59	89	−	−	−	−	−	−	−	−		9.0	〃	9.6
ENG. CASING		62	90	−	−	−	−	−	−	−	−		9.1	8.4	12.4
		63	88	−	−	−	−	−	−	−	−		6.8	13.9	15.5
		64	89	−	−	−	−	−	−	−	−		10.2	〃	17.2

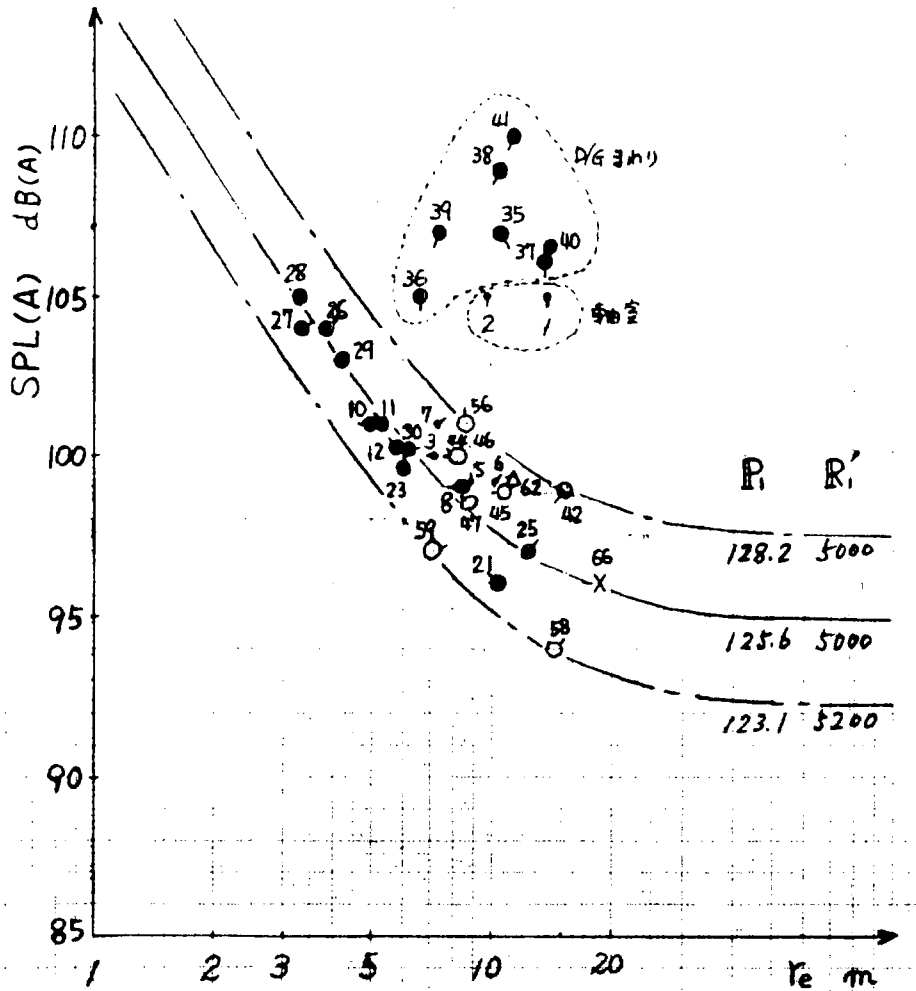


図 9. 3.13　J船　NOR航走時（主機について）

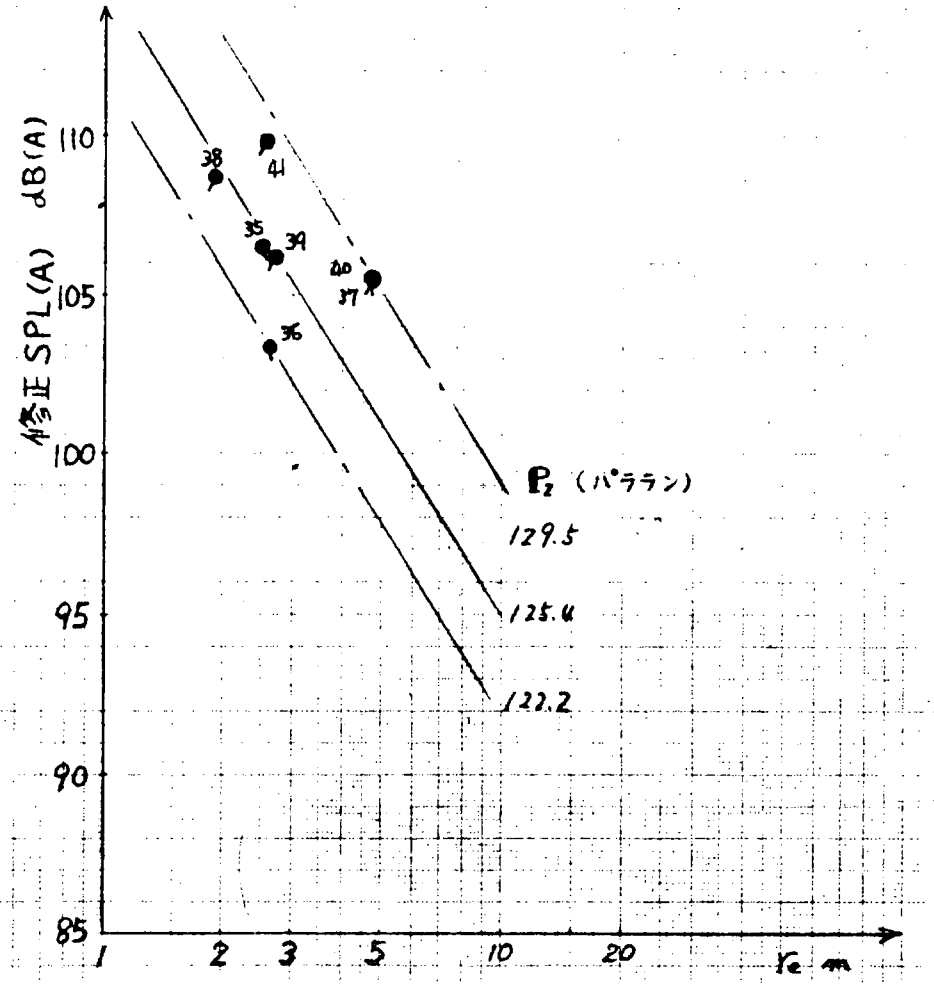


図 9. 3.14　J船　NOR航走時（D／Gについて）

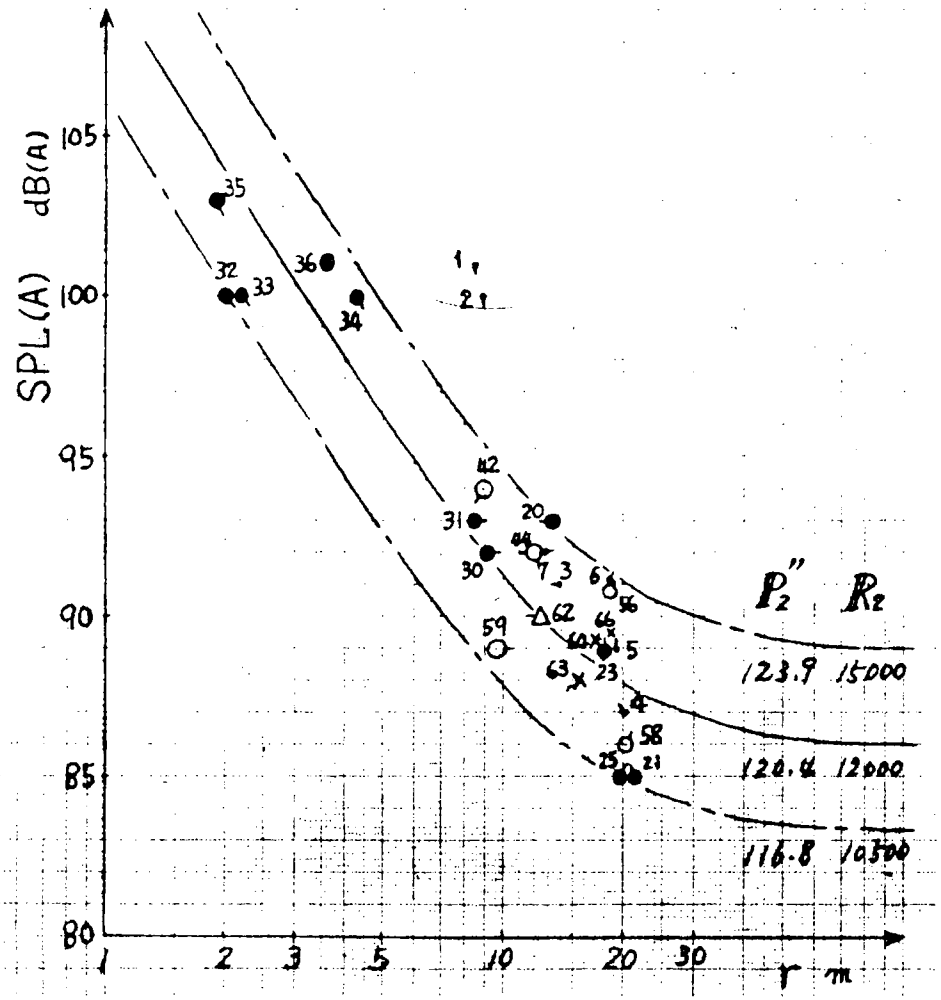


図 9. 3.15　J船　D / G単体運転時

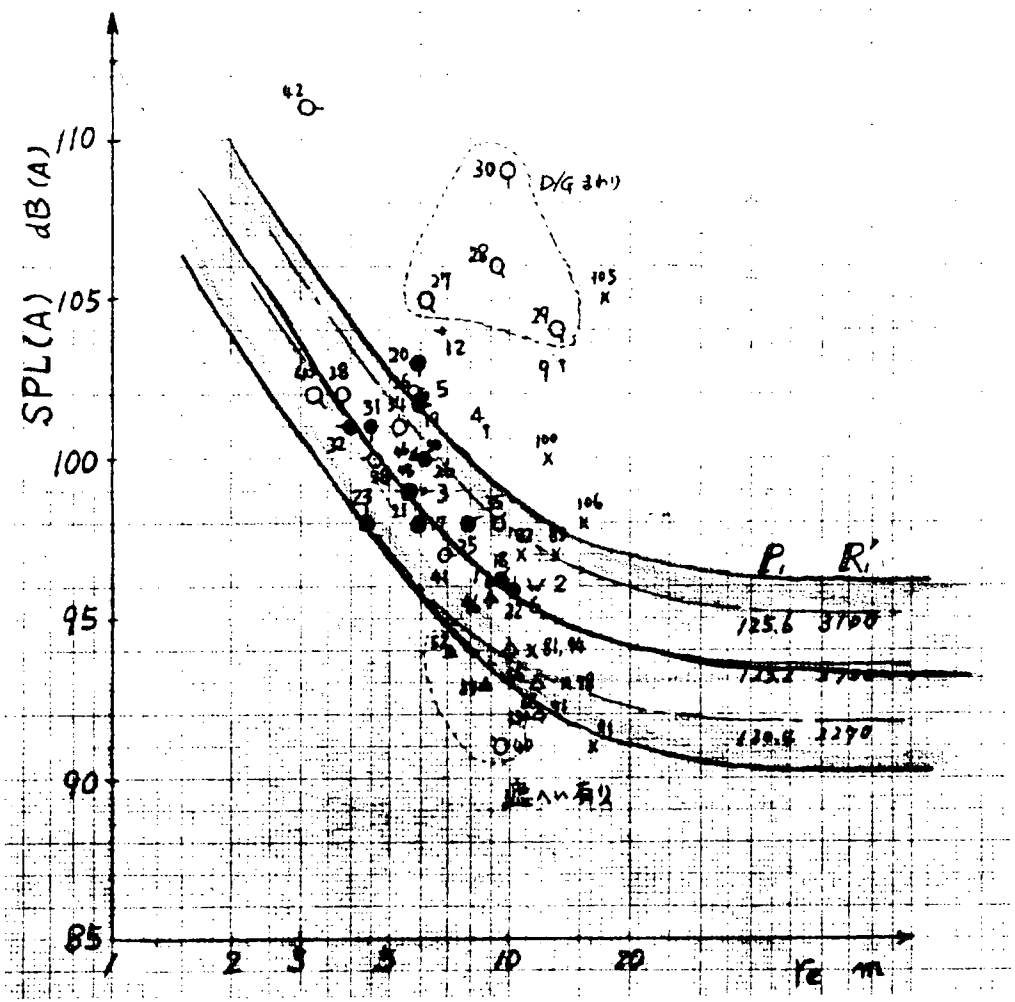


図 9. 3.16　B船　NOR航走時（主機について）

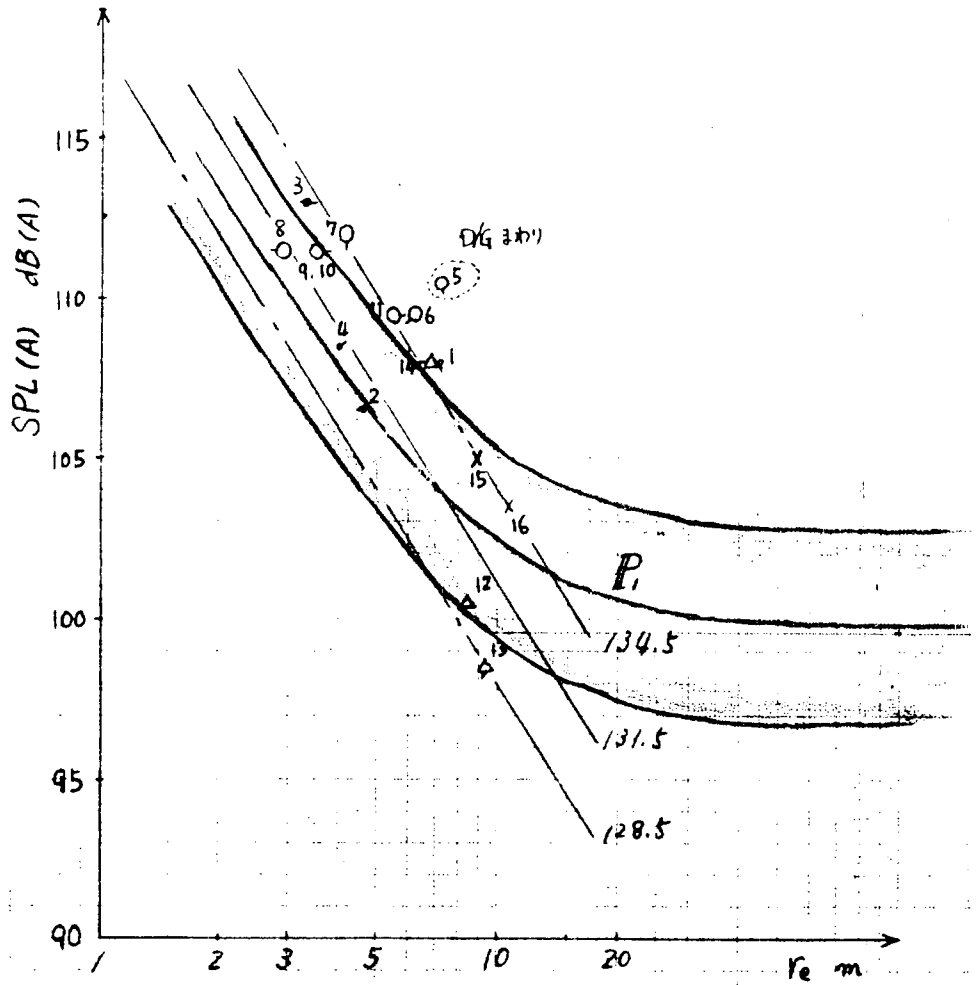


図 9. 3.17　C船　ＮＯＲ航走時（主機について）

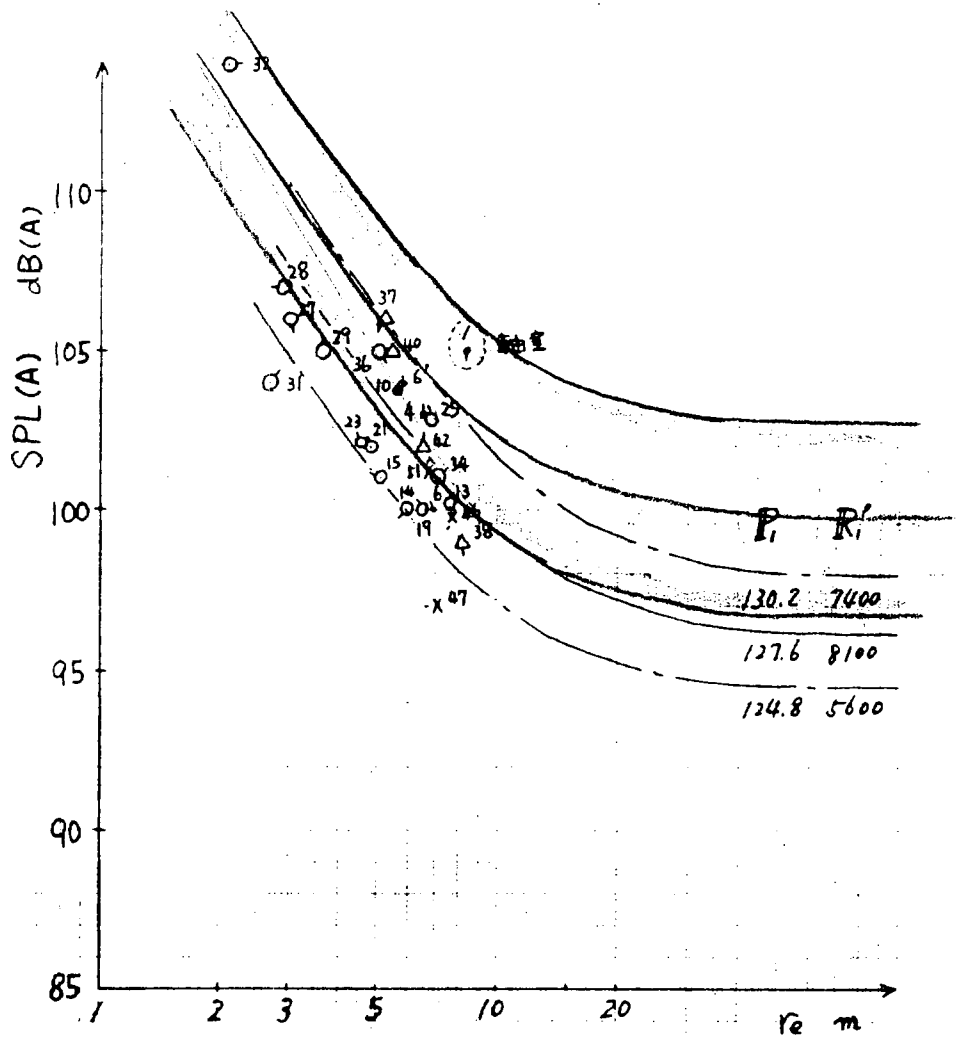


図 9. 3.18　D船　ＮＯＲ航走時（主機について）

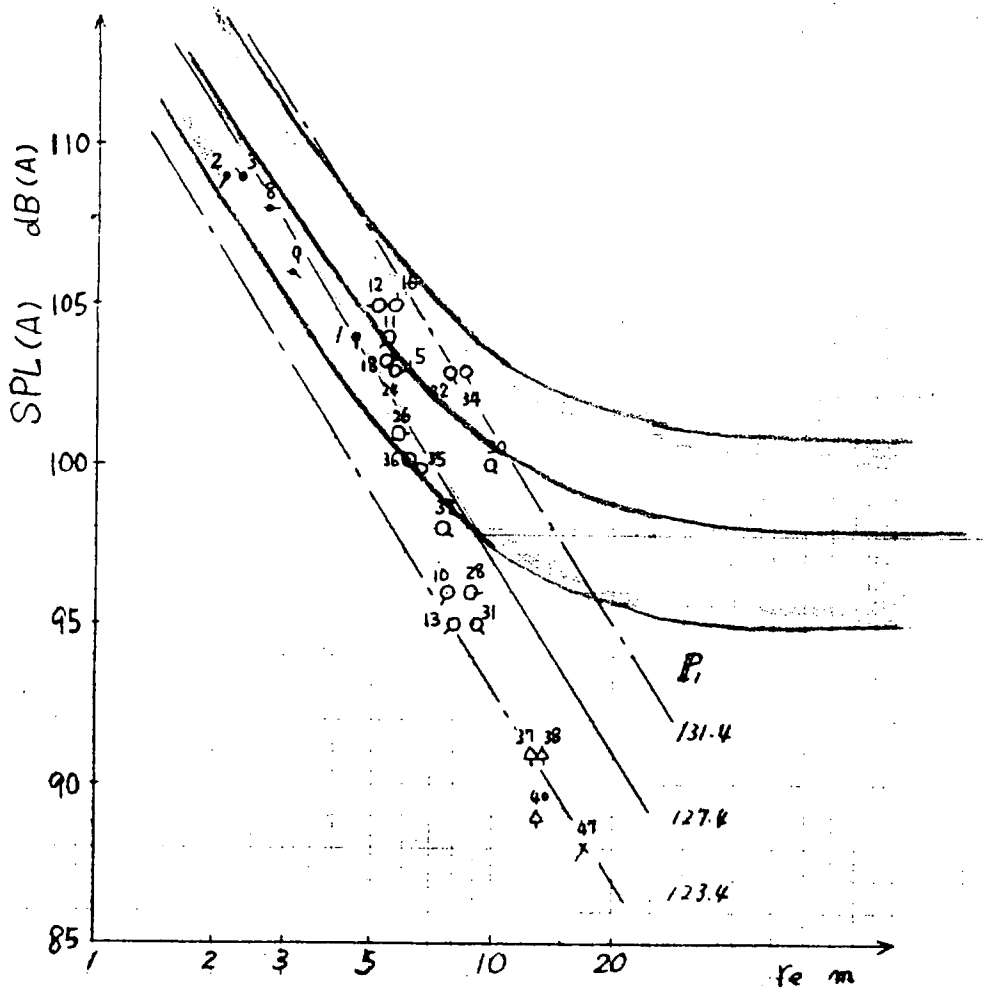


図 9. 3.19　E船　NOR航走時（主機について）

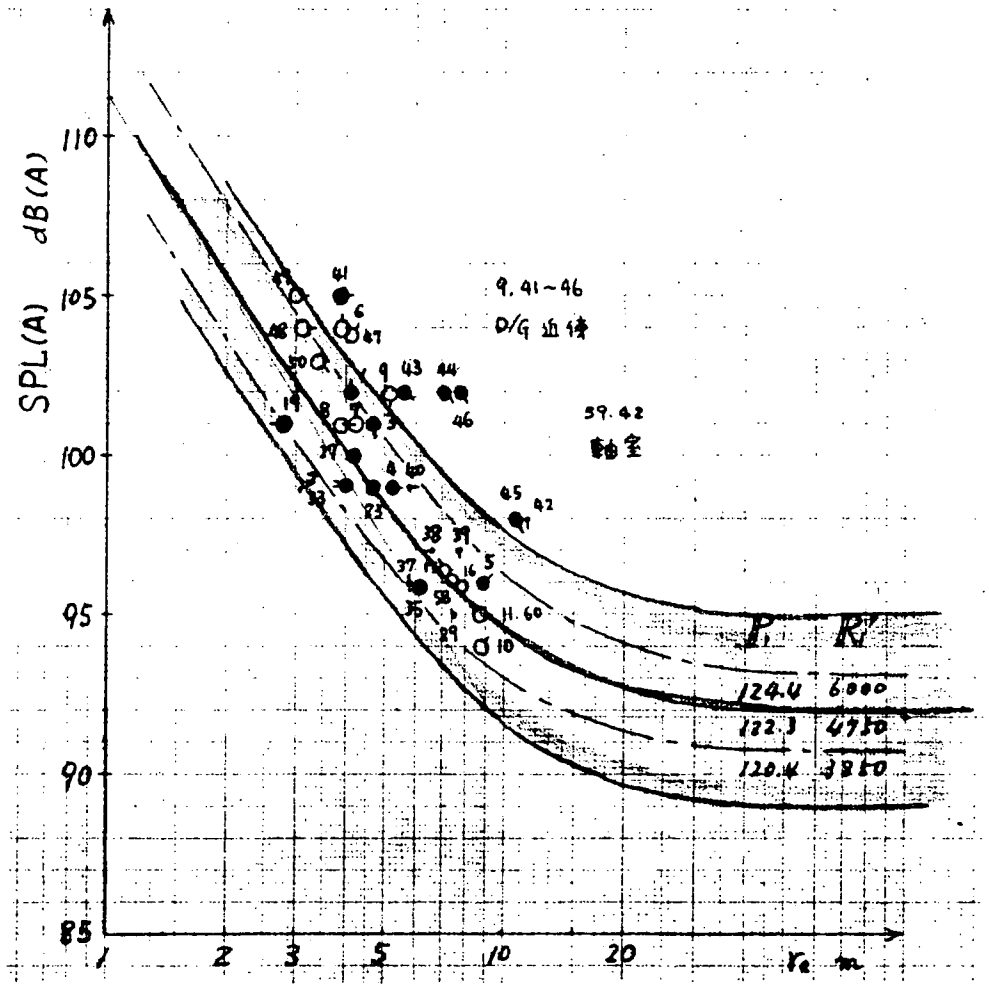


図 9. 3.20　F船　NOR航走時（主機について）

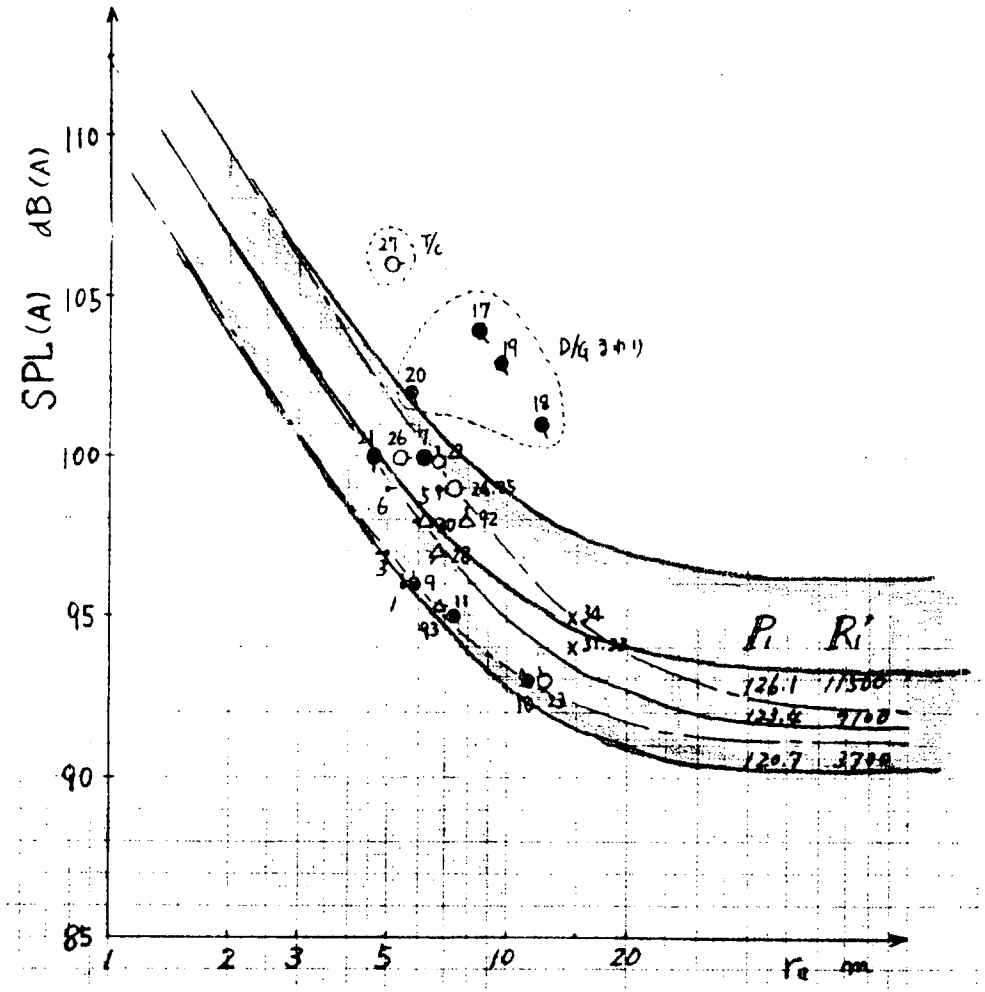


図 9. 3.21　G船　NOR航走時（主機について）

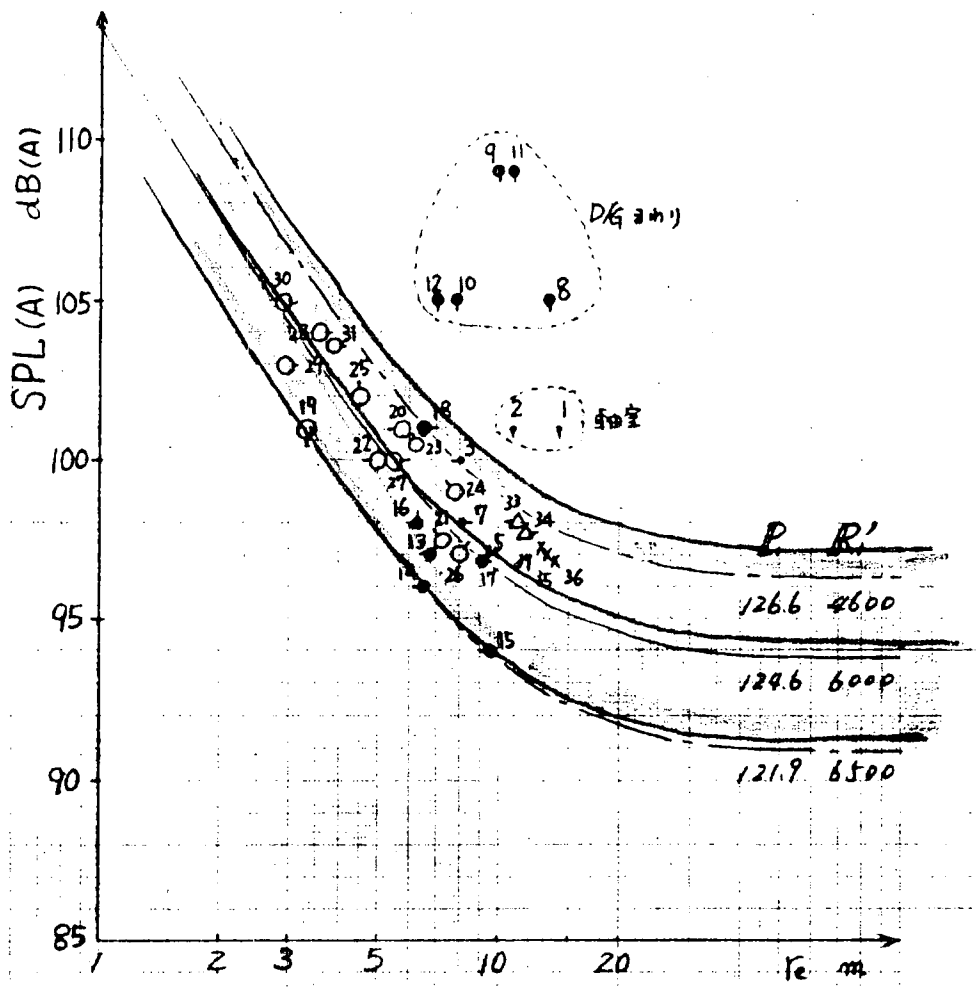


図 9. 3.22　H船　NOR航走時（主機について）

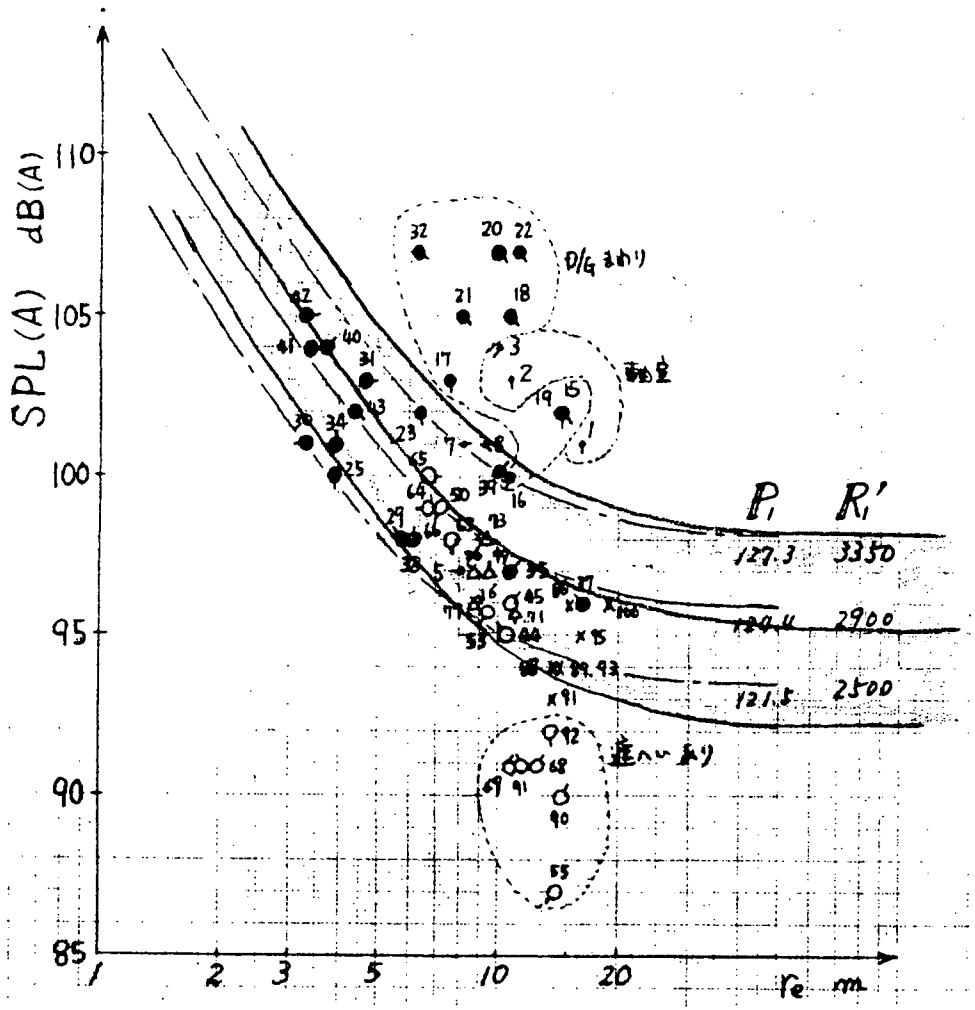


図 9. 3.23　I 船　NOR航走時（主機について）

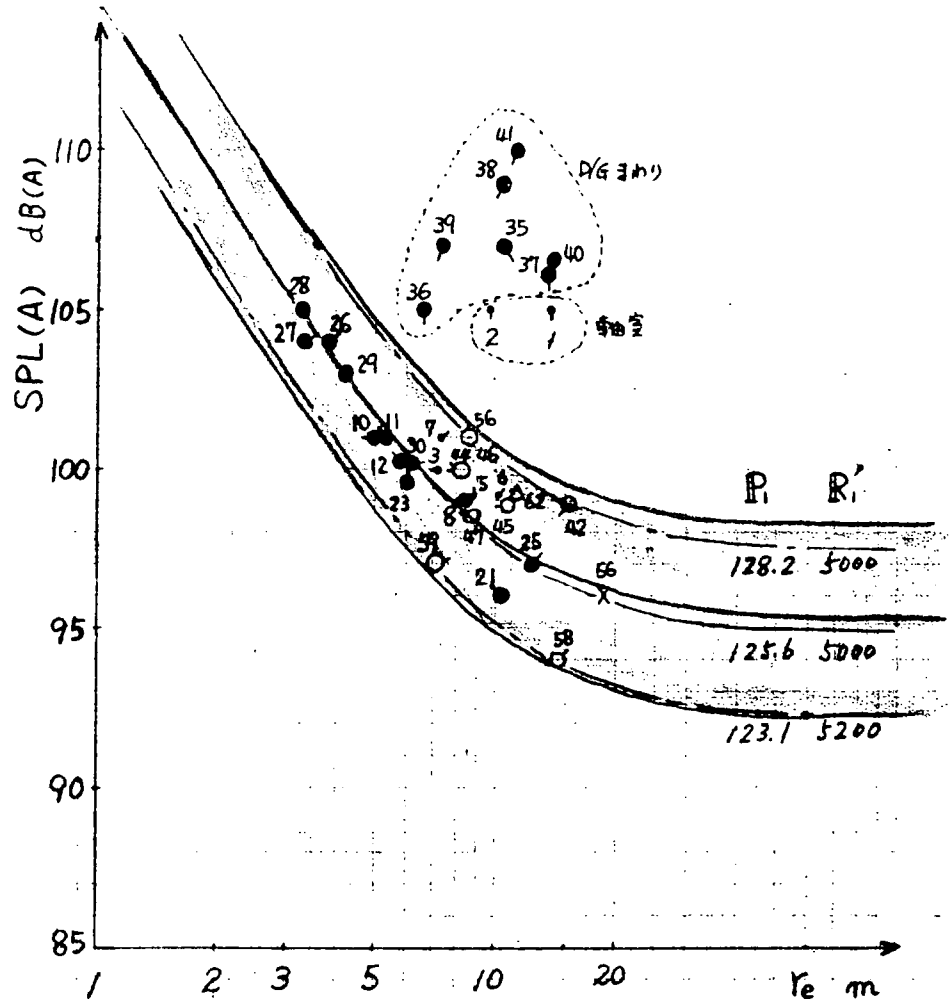


図 9. 3.24　J 船　NOR航走時（主機について）

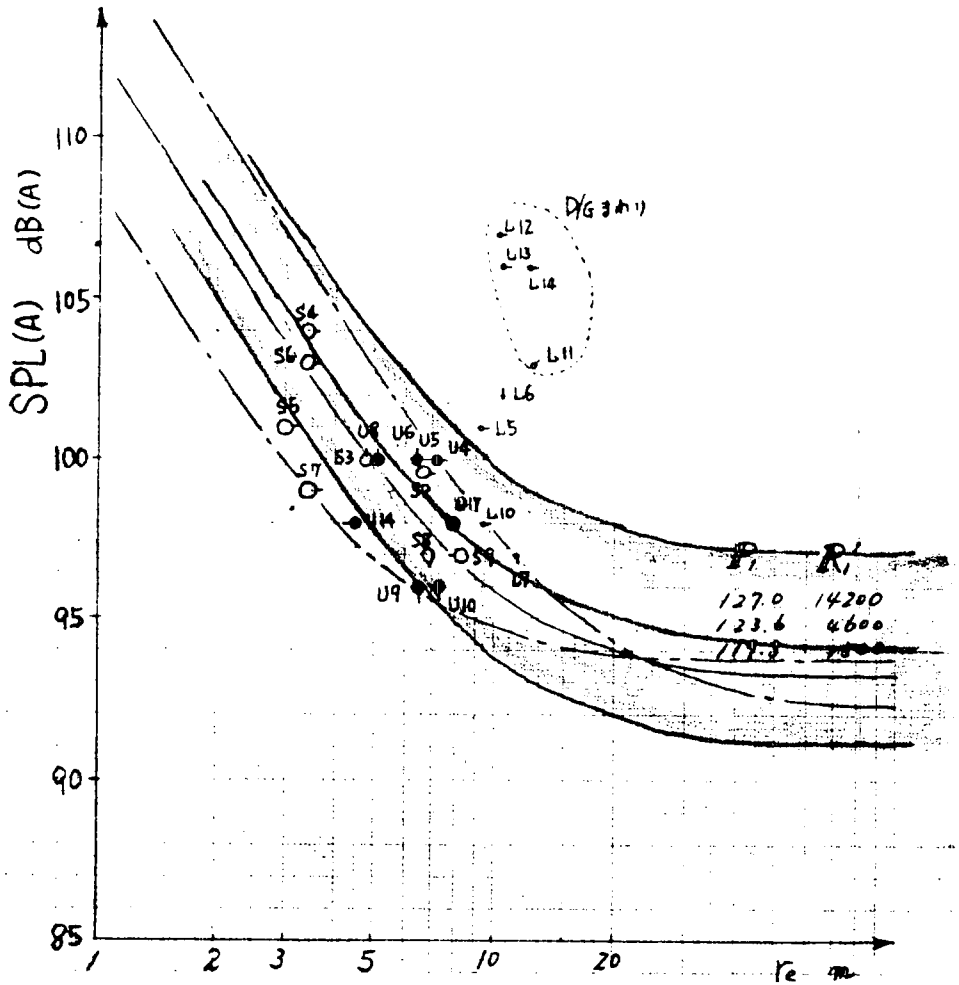


図 9. 3.25　K船　NOR航走時（主機について）

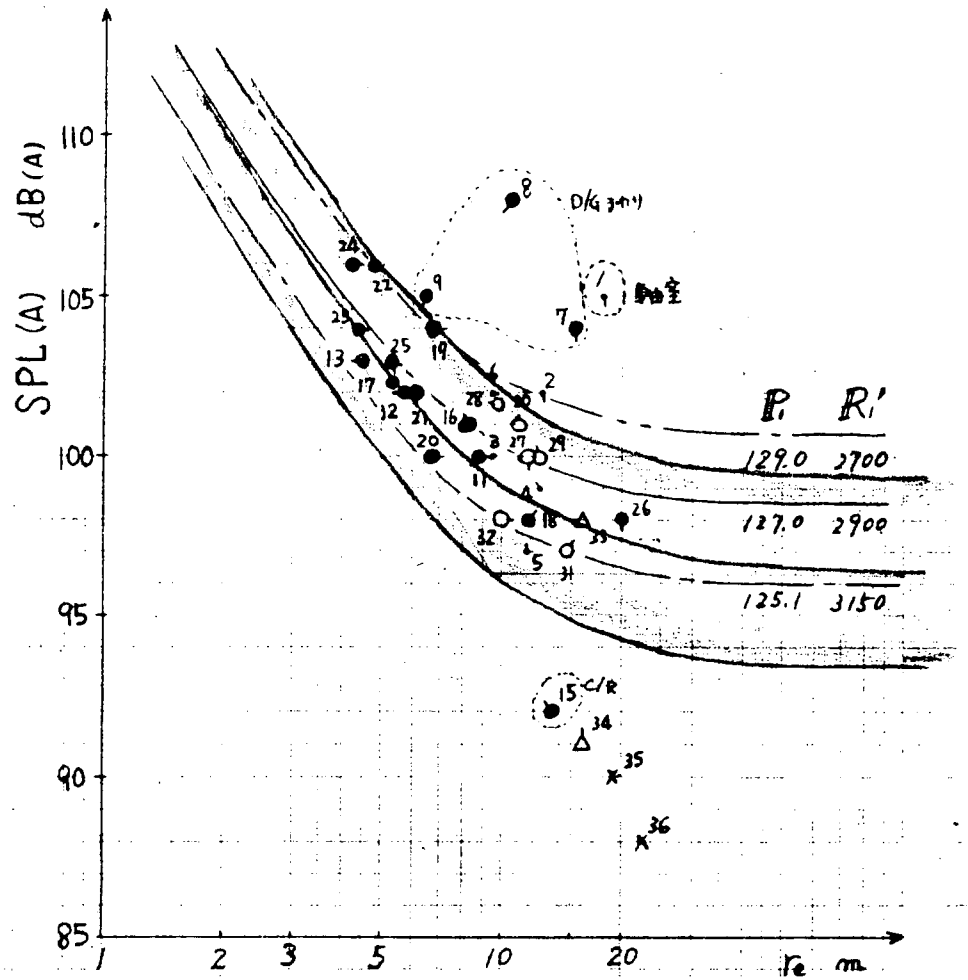


図 9. 3.26　L船　NOR航走時（主機について）

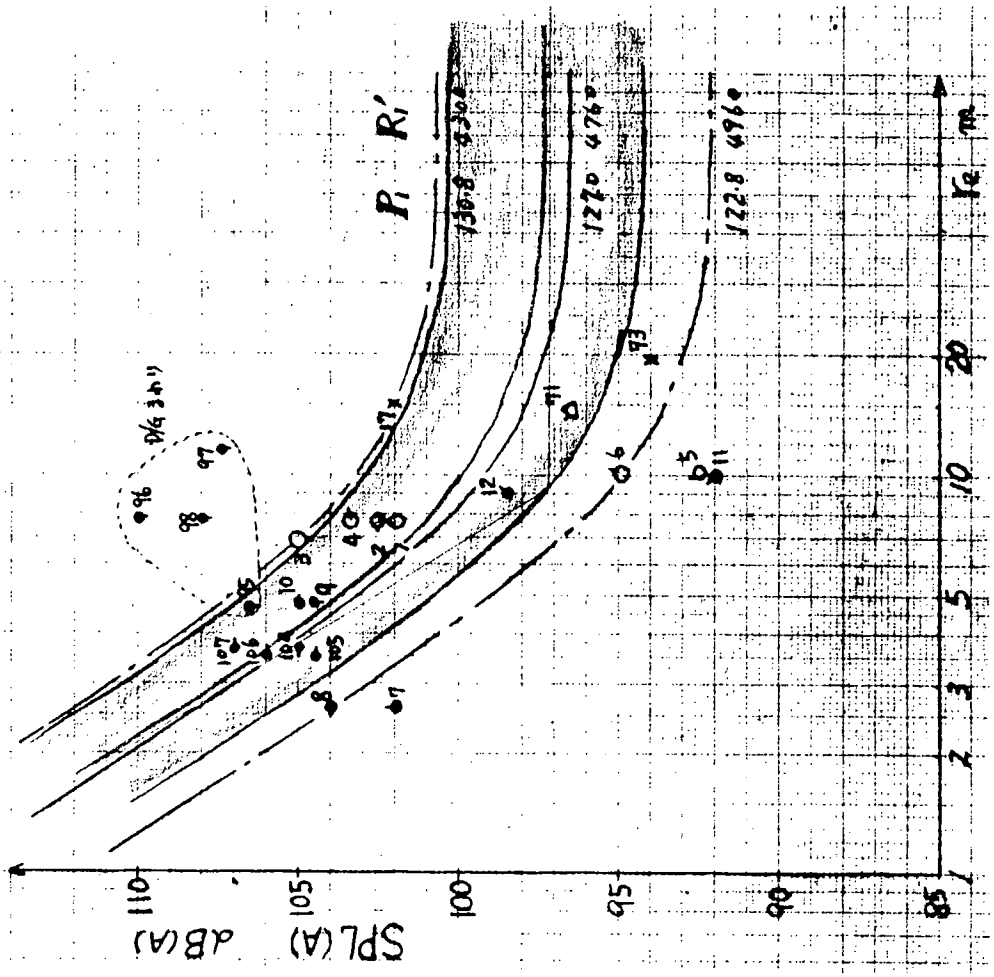


図 9.3.27 M船 NOR航走時（主機について）

9.4 機関室内騒音分布予測法の考察

今年度の報告書では，長期にわたるＳＲ 156 の研究において，初めて予測法についての報告がなされることになった。

予測法の必要性については，今後，騒音問題やその対策を考えていく場合に，触れずに通ることのできぬ課題になりつつある事が予想されるので今回取り組んだものである。

本報告の趣旨は，昭和49年度に実施された膨大な実船実態調査の流れをくむもので，主として実船計測データの整理であったが，それらが定性的な傾向を裏付けるものであれば，将来予測法の考え方の基礎に繋がるであろうことを意図している。

今後，多かれ少なかれ予測法についての種々の模索が為されることであろうが今回は初期段階の１つの試みについて触れたつもりである。

9.4.1 実船計測結果にもとづく考察

9.2 項で記述した二隻の実船計測結果およびＳNO. 2526の周波数分析測定結果にもとづいて，本予測方法に影響をおよぼす以下の各要素について考察した。

(1) 主機過給機ブロワーの影響

機関室二重底から，主機シリンダステーションまでの各デッキの右舷の騒音レベルの傾向をみると，9.2.3 にもあるように全般的に右舷側の実測値は予測計算値よりも高く，左舷側実測値は予測値よりも低くなっている。また，さらに上のデッキのエンジンオープニングまわりでは，右舷，左舷の区別なく，予測値よりも高目の傾向がみられる。これらは，明らかに過給機（以下Ｔ／Ｃという）の影響と考えられる。すなわち，下方のデッキではＴ／Ｃのある右舷側や上方のエンジンオープニングまわりなどのＴ／Ｃを直接見通せる所にその影響がでてい

る。周波数分析測定結果からも，これらの点では高周波成分が多くなっていることが認められた。

今回の予測法では，T／Cの騒音の影響は主機の騒音と一体としてP_1を設定したが，今後の予測精度向上のためには，T／Cを主機から分離して，第3の音源としてP_3を設定する必要がある。この場合，主機のP_1は図9.1.1よりも低くしなければならないが，このようなP_1，P_3の推定資料がととのえば，上述のような左右舷のアンバランスな予測が起ることはなくなると判断される。

P_3を設定する場合には，音源の指向性を無視するわけにはゆかないと考えられる。各計測点でのT／Cの影響の程度をみるとブロワー側または，ブロワー側を直接見通せる点では影響が大きいがタービン側またはタービン側を直接見通せる点では，ほとんど影響がない。そこで，P_3は音源位置がブロワー中心にある点音源と考え，タービン側では，タービンによる遮音があるものとみなすような工夫が必要であろう。主機の左舷側では，P_3影響は主機による遮音によって無視できることになろう。

図9.4.1に主機まわり中段計測点の周波数特性を示す。

(2) 軸室，プロペラの影響

9.3の十二隻の解析グラフ（図9.3.16～27）に示されるように軸室においては，P_1，P_2から予測計算した値よりも0～8dB程度高くなる傾向があり，これはプロペラの影響または軸室の室定数が小さいための影響と考えられる。今回の実船実測では計算値に対し，S No.1033は＋1.9dB，S No.2526は＋0.1dBと許容差内に入りプロペラの影響は無視できる。一般に軸室の騒音レベル上昇の程度は，主機，D／GのPとプロペラからのPとの大小関係で決るものであり，プロペラからのPが不明な現状では定量的な補正量について述べることはできないがおおよそ高目にみて＋5～6dBを考えておけば十分であろう。

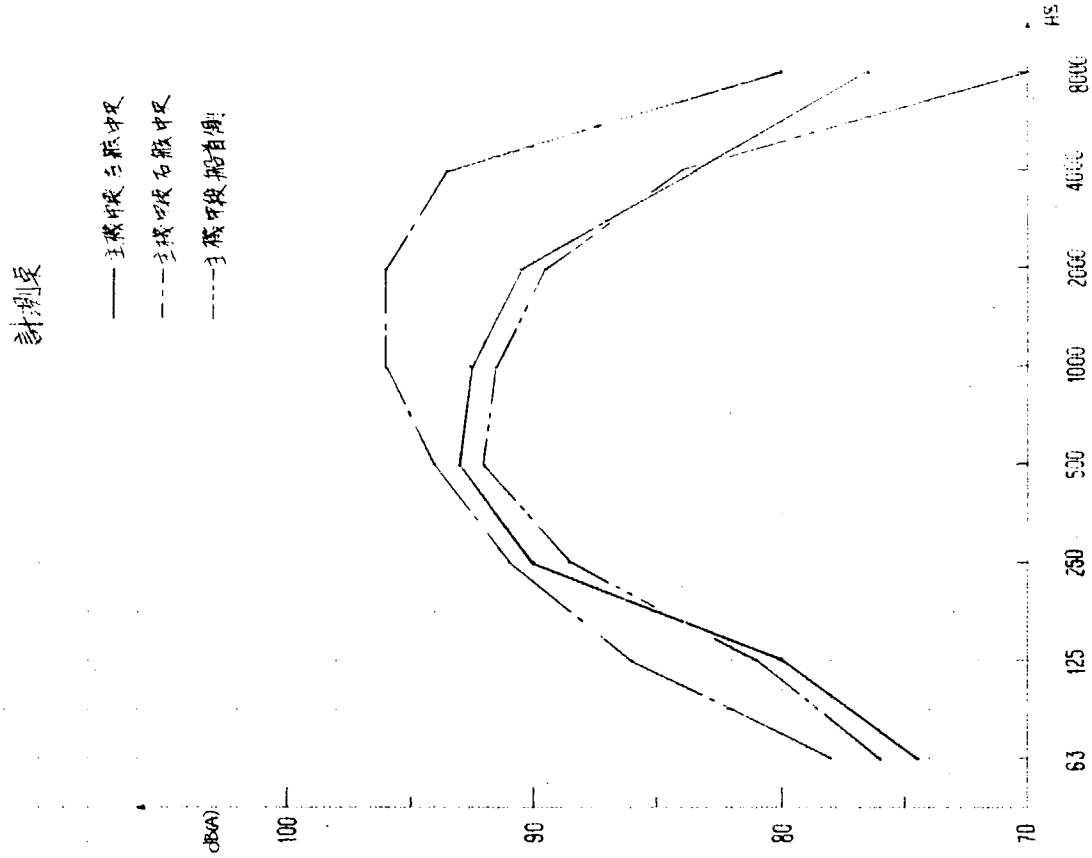


図9.4.1 S No. 2526周波数分析測定結果

また，二重底各点の騒音データを比較すると，船尾側ほど高いという顕著な傾向は認められない。従って，プロペラの影響がある場合でも，その影響範囲は軸室近傍だけであり，他の機関室空間の空気音に対しては，その影響は無視できる。この点は，プロペラからの固体音が船尾側の居住区画ほど大きな影響を与えることと大きく相違する。

軸室の騒音の周波数特性は 125 Hz以上では，他の計測点の特性と同じで，大きな特徴は認められなかった。

(3) ものの影の影響

主要音源主機とD／Gに対し，影となる部分，すなわち，タンク，補機器，起動パネルの裏側や清浄機室，工作室内など，あるいは機関制御室のうしろ側やD／G真上のデッキ上などの計測点では遮音効果が顕著であり，予測計算値からの減衰量は高周波成分ほど多い傾向がみられる。減衰の程度は遮へい物の形状，大きさによるが，起動パネルや空気溜タンクのかげで 2 ～ 4 dB，機関制御室のうしろ側で 3 ～ 6 dB，D／G真上で 4 ～ 7 dB，扉を開けた清浄機室内で 5 ～ 7 dB，扉を閉めた工作室（防音施行なし）内で 8 ～12dB程度であったが，これらの補正データについては，今後のデータ蓄積が望まれる。補正法の一つとして，音のまわりこみを考慮して減衰距離を大きくとって計算する手法も，今後の課題として考えられる。

(4) 線音源からの距離減衰

主機に対して直角方向に等価距離r_eが 5 ～11 mの範囲で14点の騒音測定を行った結果，9. 3 節で述べたr_eによる球面波減衰の傾向が認められた。

(5) その他

エンジンケーシング内の騒音減衰は，9. 2. 3 に示したように第一層目で予測計算値より約 5 dB低くなる傾向がみられた。ケーシング内の考察については 9. 4. 2 で詳述する。

機関制御室壁の主機側などでは予測値よりもやや高目になる傾向がみられる。これは直接音の反射音により部分的にRが小さくなっているためと考えられる。

十二隻の解析供試船の騒音レベルをみると機関室では85～ 115 dB(A)の範囲にあり，それも拡散音場ではなく，距離減衰の場であるということができる。

9. 4. 2 ケーシング内騒音予測についての考察

一般にケーシング内騒音は通風機や排ガス管からの音の影響で，その他機関室内とは異った伝搬をすると考えられており，またケーシングは居住区に隣接しているので特にとりあげ検討を行った。

その結果ケーシング内騒音は，

○通風機や排ガス管などの機器，艤装品が発生する騒音の影響は無視できる。

○過給機が特にケーシングに近接する場合およびケーシング内各デッキの開孔部の比較的小さい場合を除いては各デッキ開孔部付近の騒音は機関室内予測法の適用が可能と考えられる。以下に解析のサンプルを示す。

(1) 予測計算

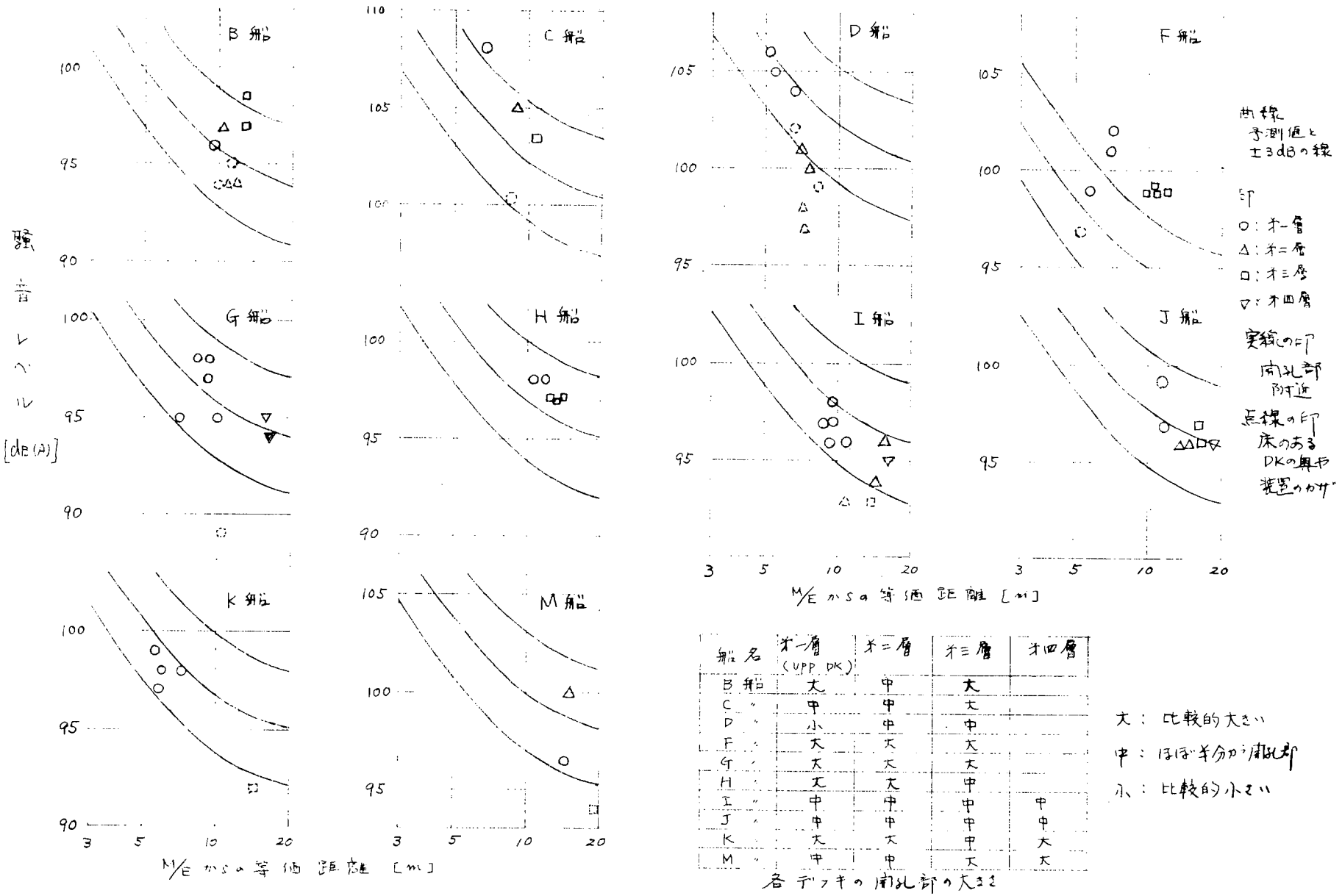
9. 3. 6 と同様に騒音レベルと± 3 dB(A)の曲線を求め，図 9. 4. 2 に示す。

(2) 供試船のケーシング内騒音分布

騒音実態調査供試船のディーゼル主機の船十二隻のうち機関室またはケーシングが特殊形状のもの二隻（E，L船）を除く十隻について，ケーシング内の騒音計測値と各デッキの開孔部の大きさを図 9. 4. 2 に示す。

(a) 全般的傾向

図において実線の印は開孔部付近，点線の印は装置のかげなどの計測値を示したが，開孔部付近の計測値はF船が予測値より大きいのを除けば，ほとんどの点が予測範囲に入っている。ケーシング内騒音は過給機の影響が比較的大きいがF船は過給機がケーシングに近い所に位置している。



船名	第一層 (UPP DK)	第二層	第三層	第四層
B 船	大	中	大	
C 〃	中	中	大	
D 〃	小	中	中	
F 〃	大	大	大	
G 〃	大	大	大	
H 〃	大	大	中	
I 〃	中	中	中	中
J 〃	中	中	中	中
K 〃	大	大	中	大
M 〃	中	中	大	大

各デッキの開孔部の大きさ

大：比較的大きい
中：ほぼ半分が開孔部
小：比較的小さい

図 9. 4. 2　機関部ケーシング内の騒音

(b) 各デッキ開孔部の影響

(i) D船は第一層の開孔が小さいが開孔部付近の騒音は第一層と第二層とでは差が大きい。これは第一層からの上の層に伝搬する音のエネルギーが開孔面積の影響で少なくなると考えられる。

(ii) また，開孔部が小さい場合では開孔部から遠い所の騒音は開孔部付近よりかなり減衰しているように思われる。

(c) 機器，艤装品の影響

(i) 機関室通風機

機関室形状の異なるE船を除く十一隻ではNOR航海時と通風機単体機器運転時の騒音レベルの差は10～37dBあり多くの計測点は20dB前後となっている。これよりケーシング内騒音に対する通風機の影響は無視できると考える。

(ii) AUX．BOILER他

AUX．BOILERやそのUPTAKEなどに近接し主機，発電機から見て裏側になる所の騒音はそのデッキの他の所より低い（図中の点線の印）。このことからAUX. BOILERなどは騒音発生源というよりも主機，発電機からの騒音に対して障害物の働きをしていることが考えられる。

9.4.3 機関室内騒音予測法の考察

(1) 騒音予測法の手法について

今回の検討では，データ整理を主眼とした為に主機および過給機を一体とし線音源，ディーゼル発電機を点音源と仮定し，解析しやすい方法を採用した。

解析結果によれば，予測誤差は予定した±3 dB(A)には特異点を除き十分はいり好成績であった。

このことは，機関室内の騒音分布予測について今回採用した方法も十分実用に供しうるものと思われる。

(2) 音源の扱い方

(a) 主要音源の選定

主機および過給機を線音源，ディーゼル発電機を点音源として2種の音源で検討してきたが，これは計測データを解析する際に主機と過給機とのデータが類似しており，明確に分離できなかった理由によるものである。結果的には，やはり過給機近傍および近接各甲板での誤差原因になった。

このことは，許容誤差内で差しつかえないとも思われるが，更に検討する際には主機と過給機とを音源分離し点音源として考慮すべきと思われる。

これら3種の音源設定により，更に精度が改善されよう。

主機用過給機を第三の音源として設定する際には騒音レベルもさることながら，指向性に大きく影響されるため特に注意を要する。

すなわち，過給機ブロック側が大きく，かなり遠方にまで影響がでる反面，主機のかげに過給機が配置される様な場合には，その反対側にはほとんど影響が表われてこない。

(b) 音源の形式

今回の検討をふまえ，更に精度の向上を目指す場合には面音源や立体音源として考える必要があろうが予測精度±3 dB(A)程度であれば，今回の検討で十分であろう。面あるいは立体面音源に対しても今回同様に，等価距離r_eをもちいて，距離の逆自乗減衰式が使える。

(c) 音源の位置と長さ

主機とD／Gの音源位置は，それぞれ前述図9. 1. 4および図9. 1. 5の通りであるが，それぞれの音源位置が適当かどうか，又，線音源で採用している長さの検討については今後の機会に委ねたい。

(3) PおよびRについて

本来PWL(A), R, Qは，機関の要目，据付状態および機関室内の構造，配置等によって決定されるべきものであるが，それらの詳細は解析が必ずしも優れた予測法の裏付けに繋がらないこと，およびデータ解析の便宜上，PとRの2つのデータを使用した。

すなわち，音源については，PWL(A)とQとを含んだP，吸音力についてはRとQとを含んだR である。

Pについては，低速ディーゼル主機およびD/Gのそれぞれに対し，出力2倍でPも約3dB(A)比例的に増加する傾向の推定曲線が得られた。

中速ディーゼル主機の場合は低速ディーゼル主機に比べ大きくでているが，これはPの中にQの影響も含まれているので定量的な差は把握しがたい。更に中速ディーゼル主機ではデータが少ないことも考慮せねばならないので，更に多くのデータを採取して充実する必要がある。

Rについては，今回の検討結果では機関室の大きさおよび形状，又船型にも関係せずにばらつく傾向がでたがほぼ一定として取り扱った。解析では直接音の影響が大きかったので，Rの影響は少なく，使用上は問題ないと思われる。

今後，更に検討する場合にはPおよびRに関する推定曲線，又は推定式を検討する必要があるがRよりはPを改良することがより精度の向上につながる。

Pについては，陸上試験および海上試験のデータを折り込みながらH. Janssenの推定式又は音源の包絡面等を考慮して理論的な詰めを行う必要があり，Rについても同様に機関室内表面積や平均吸音率を考慮した理論的検討が残されている。

PとRに共通する今後の問題は，Qの分離であるが船型差および配置の違い等を考慮すると今後の検討の必要が感じられる。

(4) 予測法の実用精度

現状の十二隻のディーゼル船解析結果および二隻のディーゼル船実船適用結果の範囲では，本予測法の予測精度は，±3dB(A)程度，期待できる。

(5) 線音源採用による予測法のまとめ

今回の検討結果では，騒音予測法の可能性については充分適用可能であることが確かめられ，かつ点音源および線音源の距離伝搬式が，そのまま適用可能であることがわかった。

今後，更に面音源又は立体音源等の考え方を適用し，更に精度ある予測法の検討を期待する。

9.5 今後の課題

今回の機関室内騒音予測法に関する検討は，機関室内の様な多数の音源が配置され，形状が比較的複雑なものに対し，実用的な騒音予測法が適用可能か否かを調べたものであるが，今後改良の余地はあるにしても実用の可能性は確認された。

以下に今後に残る問題点を列挙してみる。

(1) 音源の扱い方

次項の最適な扱い方を整理し，最適な予測法を模策する。

(a) 主要音源の選定（T/Cの分離など）

(b) 音源形式（線音源以外の表現法など）

(c) 音源位置（高さの取扱い，音源中心位置の算出法など）

(d) 音源大きさ（面音源や線音源の大きさや長さなど）

(2) PとR

(a) Pの精度向上

陸上試験および海上試験データの折込み，中速ディーゼル主機のデータ補充。

一般的な推定式の検討，理論的な詰め。

(b) Rの精度向上

室内表面積，機関室容積および平均吸音率などに基づく推定式の検討および理論的な詰め。

(c) PとRよりQの分離

Qや音源の指向性指数DI_θの理論的取扱い

(3) 補正項目のデータ整備

物のかげや他音源近傍にては，他の影響を受けるため予測の際には修正を要する。

今後，これらの定量的補正のためのデータを整備し精度の向上を検討する必要がある。

(a) 他音源の影響

コンプレッサ，ファンおよび排気管等の近傍の局所的騒音レベル上昇の補正や軸室近傍のプロペラ系からの影響補正。

(b) 物のかげ

遮壁やタンクにさえぎられる個所等の見透しのきかない場所でのデータ補正。

(c) 各甲板における開孔部

機関室内の各甲板および機関室とエンジンケーシング間での開孔部では，しぼり効果による減衰も考えられるので，今後，開孔比と減衰量との相関も検討する必要がある。

(4) 騒音対策法を考慮した予測法の検討

今回の検討は，第1段階の試みのため分布予測のみにとどまったが，今後は騒音対策に有効な予測法の検討が必要である。

(a) オクターブ分析をも考慮した音圧レベルによる解析

現状は騒音レベルのみが予測可能であるが音圧レベルおよびオクターブ分析値がわからぬため，それらを仮定して対策を講じねばならない。

今後は，更にデータを整備し，効果ある対策に寄与する予測法を検討する必要がある。

(b) 居住区騒音に対する考慮

機関室内に主眼を置いたための居住区騒音に対する影響および，それらを除去するための対策については触れることができなかった。今後，船舶全体の騒音予測を考えていくに当たっては，これらの点を考慮して精度よい予測法を熟する必要がある。

10. 昭和52年度実船総合実験計画

昭和49年度から51年度までの，3年間の研究成果をふまえての，実船での総合的実験が昭和52年度に計画されている。

従来，研究されてきた結論の最終的な確認，とくに騒音低減対策の効果の判定および従来のデータおよび検討された解析方法による予測法の適用等，種々の新しい試みがなされる予定である。

幸いにも本計画に採用予定となっている供試船は同型船が2隻あり，あいついで竣工予定であるので，騒音対策船と未対策船との比較も可能である。

本実船総合実験計画は，相当大規模なものであり，事前に十分な検討を要すると見られたため，51年度に総合対策分科会（ＳＣ４）を設けて計画を立案した。

10.1 活動概要

10.1.1 総合対策分科会（SC4）開催状況

総合対策分科会の活動状況は，概略，下記の通りであり，実船総合実験に関する計画立案を終了した。

昭和52年度は，新たに発足する組織の下でＳＣ５実船総合実験分科会（仮称）に引き継がれることになる。

第１回	３月５日	ＳＣ４発足会 実船総合実験計画開始 供試船の決定及び組織案の協議
第２回	４月13日	ＳＣ４運営方針，組織原案の提案 実船計画の詳細検討
第３回	６月４日	ＳＣ４運営方針，組織案の審議 実船計画項目の決定
第４回	７月16日	実船計画項目の詳細審議
第５回	８月18日	実船計画の最終審議 昭和52年度以降の組織に関する協議
第６回	11月２日	実船総合実験供試船及び建造所の変更 （12万トンタンカー（三菱長崎）から1.8万トン貨物船（三菱神戸）に変更）に伴う審議
第７回	12月17日	計画の最終立案

10.2 組織構成

10.2.1 総合対策分科会（SC4）の新設

昭和51年度に下記の組織構成をもつ，ＳＣ４を新設した。

(1) 機　　能

(a) 昭和52年度実船総合実験関係の窓口

(b) 実船総合実験の方針立案および実験項目の決定

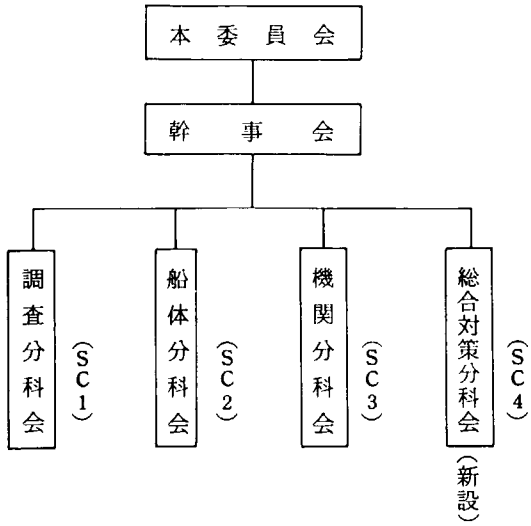
(c) 既存の３分科会ＳＣ１～ＳＣ３の横通しおよび処理を要する問題が生じた場合の上記３分科会への検討依頼

(2) 成　　果

(a) 昭和52年度実船総合実験に関する実験項目の最終計画仕様決定

(b) 昭和52年度以降の組織の決定

(3) 組　　織



10.2.2　昭和52年度組織

昭和51年度までの部会構成を変更し，昭和52年度から新らたに総合対策小委員会（略称 ㊟ ）の下にＳＣ５～ＳＣ７の３分科会を組織する。

幹事会は廃止し，各分科会はワーキングも兼ねる。

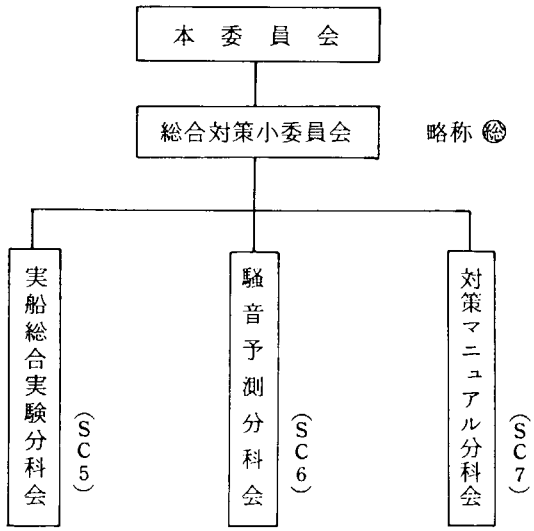
(1) 機　　能

(a) 49年度から継続されている研究作業のまとめおよび対策資料の整備

(b) 騒音予測に関する検討

(c) 実船総合実験の実施による総合確認

(2) 組　　織



㊟ 組織を極力縮小し，効果的な最終的まとめを目指す。

10.2.3　昭和53年度組織

昭和53年度においては，実船総合実験関係の解析および騒音予測，対策マニュアルの残務整理等のため，実船総合実験分科会を母体にし，騒音予測および対策マニュアル分科会からのメンバー補強を行い，最終的処理がなされるだろう。

10.3 実船総合実験供試船

10.3.1 供試船主要目

建造場所　三菱重工㈱神戸造船所

船型，船種，隻数　18,000 DWT，貨物船，2隻（第2船のみに対策施行）

船主　山下新日本汽船

引渡し時間　第1船　昭和52年10月下旬

第2船　昭和52年11月下旬

一般仕様　船首楼，船尾船橋楼付平甲板船

船尾配置ケーシング（取巻き形），6層

船体主寸法　垂線間の長さ　幅　深　吃水

148.0 × 23.0 × 13.0 × 9.15 (m)

機関部主要目　主機　三菱 スルザ

1－5 RND 68　8,250 PS × 150 rpm

プロペラ　4翼　NiAl Bz　4,900 mmφ

ボイラ　1－三菱立円筒形コンポジット・ボイラ

（排ガス部）　6 kg/cm²g × 1,200 kg/h

（油焚き部）　6 kg/cm²g × 1,200 kg/h

発電機　3－6PSHT－26D

430 kW × 720 rpm

機関室　1－700 m³/min × 30 mmAq

通風機　1－700 m³/min × 40 mmAq

主空気圧縮機　2－150 m³/h × 25 KDP

10.4 実船総合実験

10.4.1 騒音対策船と未対策船との対比計測

同型船2隻にて計測を行い，対策効果確認のためのデータを収集し，総合的な対比を行う。

10.4.2 実船総合実験項目

各種，騒音対策のうち，次に掲げる13項目を実船に施行し，各々の対策効果および総合的対策効果を可能な範囲にて確認する。

No.	実験項目	実施内容
1	ディーゼル発電機防振対策	○3台中1台のD/Gに傾斜形防振ゴムを採用 ○管・電路の取り合いはフレキシブルにする
2	機関室通風機防音対策	○低騒音型ファンの採用 ○防振ゴム支持 ○ファン・ルーム内面吸音処理
3	主機およびディーゼル発電機の排気管対策	○各排気管吸出口を船尾側へ後方傾斜 主機　30° 発電機　45°

No.	実　験　項　目	実　施　内　容
5	主機過給機の防音対策	○過給機ブロワ側出口ダクトのラギンダ・グレードアップ
6	ディーゼル発電機防音ボックス	○3台中1台のD/Gに防音ボックス装備 ○ボックス内は換気を行う
7	空気圧縮機防振対策	○2台中1台の空気圧縮機を防振ゴム支持 ○管・電線はフレキシブルにする
8	エンジン・ストア・ルームの浮構造	○機関制御室の代案として浮構造採用 ○空気音対策も十分に行う
9	居室における防音仕様（マリンパート）の効果確認	○上甲板上三層目のOIL SKIN LOCKER に下記対策を施行，第1船と対比計測 天　井　40 t　マリントーン 仕切壁　70 t　パネル 内張り　15 t　パネル
10	居住区エアコンの吹出口対策	○標準の消音ボックスが装備されているので，ある一室を対象に選び消音ボックスの有無につき対比計測
11	エアコン・ルーム防音防振対策	○防音施行 ○コンプレッサーのみに防振支持
12	居室の防音仕様グレードアップによる対策効果の確認	○上甲板上一層目のTALLY OFFICEの仕様アップ 床　5 tゴムびきカーペット効果確認 天　井　6 tアスベスト＋50 t吸音材
13	ギャレー用低騒音ファン採用による効果の比較	○排気ファンを低騒音型にし効果を確認

10.5　昭和52年度以降の研究計画

前述，10.2.2および10.2.3で組織について触れたが，昭和52年度には，実船総合実験グループの他に，2グループすなわち，騒音予測グループおよび対策マニュアルのグループの研究計画が予定されている。

騒音予測グループでは，対策および未対策の実船総合実験供試船に対し予測法の適用を試み，その手法および精度の確認又は修正等を検討することも可能であり，今後の成果に期待したい。

一方，騒音対策マニュアルグループでは過去3年間の成果に，昭和52年度の成果を折り込み，更に実船総合実験グループおよび騒音予測グループとの横通しを行えば，約4年間のSR 156研究計画にふさわしい最終的結論および騒音対策マニァルが結実されるだろう。

11. 船内騒音に関する研究の今後の問題点

船内騒音に関して実施されて来た上述の各種研究は，最終的には船内の各所における騒音レベルを設計の段階で出来るだけ正確に予測し，若し問題があれば船の建造に先立って低減対策をたてもって居住環境のすぐれた船舶を造れるようにすることが目的であった。各分科会のＷＧでは，この最終目的を達成するために，それぞれ協力した研究を進めて来ているが，残念ながら未だ問題を完全に解明するまでに至っておらず，今後検討しなければならない多くの研究項目を残している。これらの項目は各章節の末尾に詳細に記述されているが，ここでは各分科会のＷＧから今後の研究問題として提示された項目を取り纏めて述べることにし，記述の順序として昭和50年度の研究報告に述べた防音設計のFlow chart（前年度報告図 2. 3. 1 参照）に従って記述することにする。

11. 1 騒音源について

防音設計の第一歩は対象となる騒音源を摘出することから始まるが，この騒音源に関して今後の研究問題と考えられるものに次の項目がある。

(1) 騒音源の発生する振動・騒音のスペクトルの推定

船内にある種々の騒音源から，どのような振動および騒音が発生するかを事前に予測する必要があるが，一部のものを除いて推定法が確立されていない。また推定法のあるものについても実例との比較検証によって，その精度を高めてゆく必要がある。

(2) 各種，機器の振動騒音に関するデータの蒐集

各種，機器について振動・騒音に関する実測データを蒐集し，精度のある推定法を確立しなければならない。そのためには各社が協力して，今後も計測データを集めるのは勿論であるが，これら機器メーカにも協力して貰って関連データの蒐集に努めなければならない。

11. 2 伝搬および伝搬経路に関するもの

上述した騒音源からの振動および騒音は，種々の伝搬経路を通って伝搬して来るが，この伝搬および伝搬経路に関して提示された問題点を便宜的に固体音および空気音に分けて記述する。

(A) 固体音に関連して

(1) 機器の防振支持の方法とその効果について

今回の研究では発電機関を防振支持して，その効果を実験したが，その効果については必ずしも明確ではなかった。また防振支持の方法として傾斜型と水平型があり，今回はその両者の比較を行ったが優劣がつけ難かった。したがって，これらの点をもう少し検討して最も効果的な方法を見出す必要がある。

(2) 構造要素のパラメータの推定

固体音の伝搬に影響する構造要素のパラメータ，すなわち，モーダル密度，内部損失，結合損失などの性状については，かなり研究が進められ明らかになった事実も多いが，実船のように複雑な構造物で，これをどのように取扱ってゆくかは，まだまだ検討されなければならない。

(3) 固体音伝搬の予測計算法

単純なモデルについての固体音伝搬についてはＳＥＡ法で予測計算することが可能であるが，実船について，この方法を適用するにはモデル化構造要素パラメータをはじめとして未だ不明な点が極めて多い。これらを明らかにするには機関室をはじめ各甲板についての振動・騒音データを蒐集して検討すると共に，理論計算との対比を行って，着実に研究を進めてゆく必要がある。

(4) 音源寄与度分離に関する実船実験

実船で得られる振動・騒音データは多くの音源からのものを総合して計測することになるので，伝搬の予測計算などの対比を行う場合には，これらの音源の寄与度を分離する必要がある。音源寄与度の分離については一応の結論が得られているが，今後の問題として実船実験による確認の必要があり，また精度の向上をはからねばならない。

(B) 空気音に関連して

(1) 空気音による側路伝搬

実船を使用した空気音の伝搬実験では，側路伝搬が50％に達するという結果が得られているが，この様な結果が特殊例であるか否か，種々の構造の船室について確認しておく必要がある。

(2) ディーゼル機関の消音対策

主機および発電機ディーゼル機関について，空気音を減少させるのに有効な消音器，特に膨脹型のみでなく吸音型，共鳴型消音器などとの組合せにより，低騒音化を検討してゆく必要がある。

(3) 各種艤装品の低騒音化

ファン・ダクティングなどの低騒音艤装方法の開発を行い，手法の確立をはかる必要がある。

11.3 音響放射率，透過損失などについて

音源から伝搬して来た振動・騒音を基にして，対象とする場所の騒音レベルを算出することになるが，この点に関して，今後研究すべき問題点として次の項目がある。

(1) 内装壁の振動伝達特性

固体音の遮断・減衰には，船室全体を完全に振動から絶縁して了う場合を除いて，内装壁の振動伝達特性が問題となる。内装壁は一般に低周波数（1,000 Hz以下）の振動に対する防音特性がよくないので，これを改良するための研究，また内装壁によるエネルギー損失の算定法などを検討する必要がある。

(2) 音響放射効率の確認

内装を防振支持すると，振動伝達特性の面ではよくなるが音響放射効率の面からみると逆に悪くなる（すなわち放射効率が良くなる）傾向がみられるため，両者の関係について今後検討する必要がある。また，今少し実験データを蒐集する必要がある。

(3) 複合壁の透過損失データ

現在，実船では色々な複合壁が使用されているが，そのような壁についての透過損失のデータは極めて少ない。したがって今後，このような壁の透過損失のデータをふやしてゆくと共に，吸音材，空気層，鋼板，取付方法など複合壁構成要素の効果を確認してゆく必要がある。

(4) ドア，扉付通風口，隙間などの影響

船室には窓，ドア，通風口，隙間などが存在するが，これらが振動・騒音の伝達にどのように影響するか具体的に把握しておく必要があろう。

(5) エアコン・ルームユニットの低騒音化

船室の騒音レベルに及ぼすエアコン・ルームユニットの影響は極めて大きいことが明らかにされているので，今後は，この低騒音化に努める必要がある。

11.4 そ の 他

上記は航走中の騒音を問題にしたものであるが，今後の問題としては上記以外に荷役中，停泊中の騒音規制も厳しくなって来るものと思われるのでカーゴポンプ，バラストポンプ，ボイラ燃焼音，強制通風機，荷役機械などの防音についても考えておく必要があると考えられる。