

欧州における船舶の水中騒音対策に係る 技術開発動向調査

2019年3月

一般社団法人 日本中小型造船工業会
一般財団法人 日本船舶技術研究協会

はじめに

2000年頃からクジラやイルカ等の海棲哺乳類が座礁死する事故が多数報告されたことを受け、船舶等からの水中騒音が海洋生物に与える影響に関する研究が行われ、海洋生物の行動や身体に及ぼす影響に関する調査結果から、水中騒音規制導入に向けた機運が国際的に高まっている。

生物多様性条約（CBD）の締約国会合等において、2010年から水中騒音の影響に関する検討が開始され、船舶等の人為的な騒音が海棲哺乳類等の海洋生物に悪影響を与えている可能性があるとして、その低減のために必要な措置を講ずべきとの指摘がなされた。また、国際海事機関（IMO）においても、2014年4月に船舶からの水中騒音対策のための非義務のガイドラインが策定されている。今後、CBDにおける議論の動向等によっては、IMOにおいて、船舶からの水中騒音を定量的かつ義務的に削減するための更なる方策を検討すべき、との議論が起きる可能性がある。

他方、欧州では、海洋戦略枠組み指令により、EU各国は2020年までにクジラ類等の海洋生物の保護を目的とした、水中騒音に係る規制導入を講じることが義務付けられている。欧州委員会は、各国による規制導入に向けた検討を支援するため、AQUOプロジェクト及びSONICプロジェクトを実施した。このように、欧州では、EUが産官学の連携による研究開発を後押しすることによって、具体的な規制の導入に向けた動きを活発化させている。こうした動きに合わせ、欧州の主要船級協会の一部では、水中騒音対策を講じた船舶に対してこれを認定するサービスが開始され、当該認定を受けた船舶の港湾使用料の割引を実施する港湾も出てきている。

我が国が今後、CBDやIMO等の国際的な議論、造船所や舶用メーカーによる技術開発等に適切に対応していくためには、先行する欧州の動向を把握することが必要であることから、欧州における水中騒音対策に係る技術開発の動向について調査を実施した。

ジェトロ・ロンドン事務所（ジャパン・シップ・センター） 船舶部
（一般社団法人日本中小型造船工業会 共同事務所）
ディレクター（船舶部長） 上田 康弘

目次

1	要旨	1
2	水中騒音の概要	2
3	国際規制と標準	6
3.1	国際海事機関（IMO）	6
3.2	国際連合（UN）	7
3.3	欧州連合（EU）	8
3.4	各国の動向と国際協力	11
3.5	国際規格	15
4	船級協会規則	17
4.1	DNV GL「SILENT」	17
4.2	「SILENT」測定方法の概要	19
4.3	その他の船級協会規則	21
5	騒音抑制技術の研究開発	26
5.1	概論	26
5.2	騒音の発生、伝播、拡散	26
5.3	プロペラ騒音	27
5.4	機械騒音	28
6	造船所、船用メーカー、設計企業による技術開発	30
7	就航中の新造船に適用された騒音制御技術	34
8	今後の動向	36
9	「SILENT」取得船舶の水中騒音抑制に係る認証プロセス	37
9.1	要旨	37
9.2	プロジェクト初期段階の設計評価	39
9.3	騒音分析	40
9.4	振動分析	41
9.5	建造検査／プロジェクト会議	41
10	参考資料	43
	付属資料 A：DNV GL「SILENT」ノテーション規則抜粋（仮訳）	45
	付属資料 B：水中騒音抑制技術候補リスト（VARD 社資料より）	68
	付属資料 C：機械振動抑制技術（Noise Control Engineering 社）	79
	付属資料 D：プロペラ騒音抑制技術（DW-ShipConsult 社）	91

1 要旨

本報告書では、海洋の水中騒音の低減技術に関する現状を概説する。水中騒音は、科学者、エンジニア、その他の関係者が長年関心を持っていた分野であるが、過去 20 年間に、人為的要因による騒音の環境への影響に対する認識が高まっている。

- 紀元前 350 年 水中騒音に関する初の歴史的記録
- 1826 年 初の科学的記録と音速測定
- 両世界大戦 軍事目的のための科学研究
- 1960 年 海洋の人為的騒音の監視開始
- 1995 年 国際海洋探査委員会（International Council for the Exploration of the Sea: ICES）が共同研究レポート 209 を発表し、低騒音調査船の標準となる。
- 2000 年頃 海中騒音の環境への影響への関心が高まる。
- 2004 年 船舶からの水中騒音問題が IMO の議題となる。
- 2010 年 ISO/TC43/SC3 小委員会が水中騒音関係議題の検討作業を開始。
- 2010 年 DNV GL が船舶からの水中騒音に関する「SILENT」ノーテーションを導入。
- 2010～2018 年 様々な国際イニシアティブ、研究プロジェクトが実施され、水中騒音に配慮した新造船が増加。
- 2017 年 バンクーバー港が、寄港する低騒音船へのインセンティブを開始。
- 2019 年 カナダ運輸省が、今後の計画を協議するため、ロンドン IMO 本部におけるワークショップ「海洋環境保護のための船舶の静粛化」を開催。

過去 30 年間以上に亘り、多様な船舶からの水中騒音の測定と制御に向けた活動を行ってきた DNV GL は、騒音制御技術は理論的には成熟した分野であるが、実際の適用に関しては未だ課題が多いと結論付けている。特に、低コストの低騒音機関と低騒音ポッド型推進システムの更なる開発が課題となっている。

対策を講じない場合、海洋の水中騒音は増加する。世界経済の拡大と海上輸送の増加は、全ての海洋生物への大きなリスクとなり得る。よって、水中騒音をコントロールする国際的、国家的な規制やインセンティブの導入の必要性が高まってくると思われる。この分野に関する正確な知識は限られており、国際規制の導入のためには更なる調査研究が必要であるが、環境変動への意見と同様に、科学者の間では、今後の調査研究で異なる結果が得られない限り、将来的な規制に向けた行動の継続が必要であるとのコンセンサスが見受けられる。

2 水中騒音の概要

水中騒音とは、海洋中の望まれない音である。音はパスカル (Pa) 単位で計測される圧力変動で、基準圧力 1 μ Pa の場合の相対的な対数デシベル (dB) で表される。

$$\text{SPL} = 20 \log P / P_{\text{ref}}$$

ここで:

SPL	音圧レベル dB
P	測定圧力 Pa
P _{ref}	基準圧力 1 μ Pa

音響学に関しては多くの文献がある。水中騒音に関する最も重要な概念に関する簡潔な説明は参考資料 1 及び 2、また、水中騒音の定義に関しては、参考資料 3 及び ISO 規格 18405:2017 (水中音響学の用語) が参考になる。

船舶からの騒音は、通常船舶から幾分離れた位置、多くの場合航路から 100~200m 離れて測定されるが、それより近く又は遠くで測定される場合もある。異なる測定方法からの結果を比較するには、1m の距離における騒音レベルに換算され、距離の補正を加えた上で「放射騒音レベル」とされる。距離の補正は、多くの場合、次のような球形の拡散の仮定に基づいている。

$$20 \text{ Log}_{10} \text{ 距離 (m)}$$

又は、次のような球形及び円筒形の拡散：

$$18 \text{ Log}_{10} \text{ 距離 (m)} \quad (\text{船舶は長い騒音源であるため})$$

空気伝播騒音の基準レベル 20 μ Pa に対し水中騒音の基準レベルは 1 μ Pa で、また、空気と比較して水は密度が高いため、水中音の値は空中音と大きく異なる。空中騒音と水中騒音の仮定的比較を行うには、次のように換算係数 62dB を適用する：

$$\text{水中騒音} = \text{空中騒音} + 62 \text{ dB}$$

この関係式は物理的に 100%正確ではないかもしれないが、空中騒音レベルと比較することにより、水中の騒音源の強さと重要性を図 1 のように視覚化することが出来る。

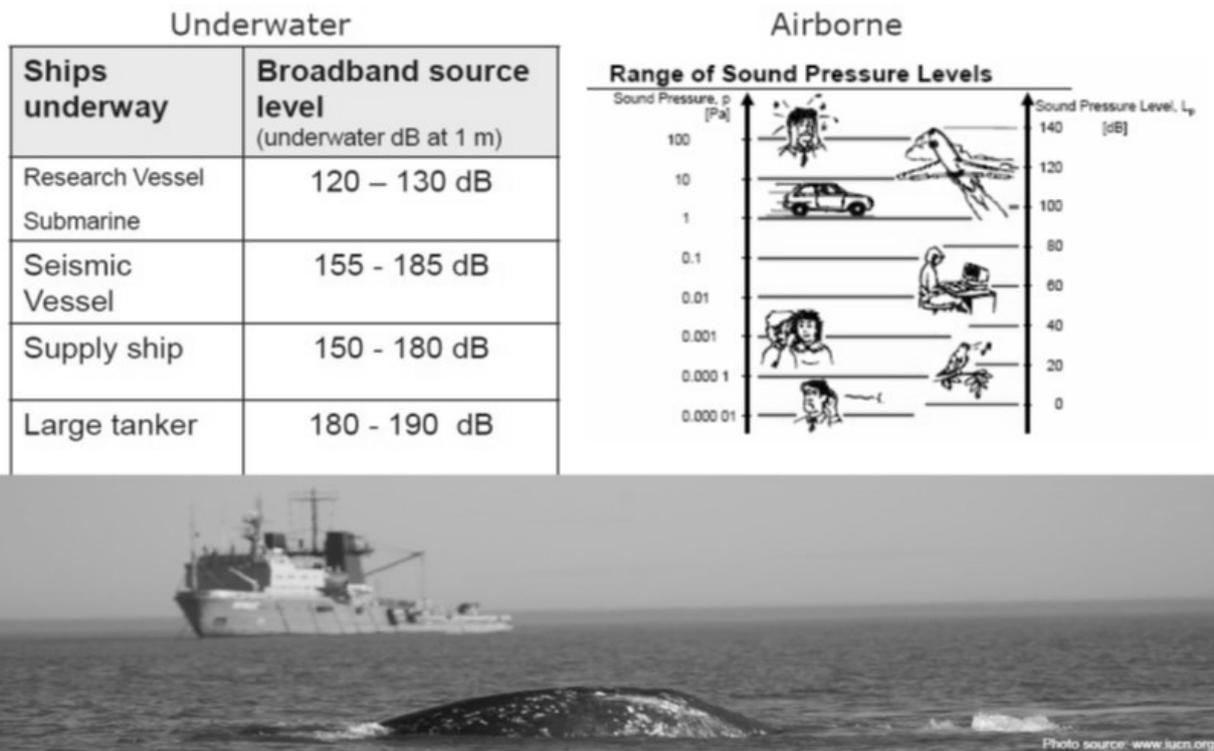


図 1：水中騒音と空中騒音の比較：DNV GL の船種別測定データベースに基づく平均水中騒音レベルと日常生活の騒音レベルとの比較

図 1 は、異なる船種からの広帯域水中騒音と典型的な空中騒音の例である。調査船等の騒音が制御された船舶の騒音は、通常のオフィス内の騒音と同じレベルであるが、騒音対策を行っていない高出力船舶の場合は、道路交通や航空機と同じ騒音レベルとなる。低騒音船種と高騒音船種の 60dB の違いは、1000 倍に相当する。

海洋中の音は、歴史的にも人類の関心事であった。人が漁業を開始して以来、音によって魚が漁獲者の存在に気付くことが知られていた。最初の科学的記述はアリストテレス（紀元前 384～322 年）によるもので、空中だけではなく水中でも音が聞こえることを描写している。その約 2000 年後には、レオナルド・ダ・ヴィンチ（1452～1519 年）が次のような観察を記述している：

“船を停めて長い管の先を水中に入れ、管の反対側の端を耳に当てれば、かなり遠くの船の音を聞くことが出来る。”

水中の音速の測定は、1826 年に初めて成功した。ダ・ヴィンチが記述したように水中に長い管を入れ、科学者コラドンとストルムは、レマン湖の水中のベルの音の伝播速度を記録した。

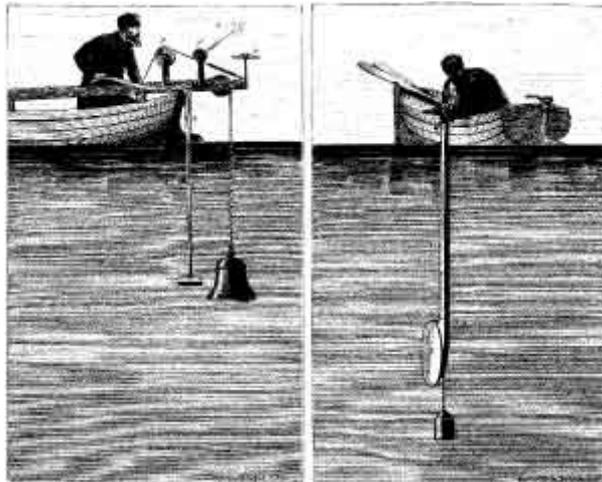


図 2 : J. D. コラドンの実験 (Souvenirs et Memoires, Albert-Schuchardt, Geneva, 1893. 参考文献 4)

その後、水中音の科学的研究と利用は急速に進歩した。今日では水中音は、空中の電磁波と同様に、水中環境内の通信、探知、測定、説明に利用されている。

水中音の科学的及び軍事的利用の開始に伴い、水中音（水中騒音）の不利な点が注目されるようになった。無関係で大きな騒音源が近くにある場合、軍事的に音を効果的に利用することは困難である。このため、船舶からの騒音は早い時期に注目され、特に両世界大戦では関心が高まった。

人為的活動の環境に対する影響への関心は、比較的新しいものである。フランスの海洋学者ジャック＝イヴ・クストーは水中の世界に魅了され、1953年に著書「沈黙の世界、海中の冒険と発見の物語」(参考資料 5) を出版し、1986年には同書は「沈黙の世界」として映画化された。このことから分かるように、当時は水中騒音の環境への影響は注目されておらず、クストーは、水中環境は恐らく事実というよりもロマンチックな意味で静かな世界であると考えていた。その後、クストーの「沈黙の世界」は非常に騒がしいものとなった。幸いなことに、水中騒音公害が徐々に注目されるようになり、今では水中騒音の環境への影響は問題視されている。水中騒音公害の影響に関する科学的研究も広く行われている。参考資料 6 はその概要を示し、参考資料 7 は影響を更に科学的に分析している。

船舶からの水中騒音は、海洋の人為的騒音の中で最大かつ最も広範囲に及ぶ騒音であると考えられている。船舶からの騒音は広い周波数帯域をカバーし、50～200 Hz の低周波数で最大のエネルギー含量を持つ。

プロペラのキャビテーションにより発生する騒音は、船舶からの最大の騒音であるが、エンジンその他の機関からの騒音も重要である。世界貿易の増加は、貨物の海上輸送の増加に繋がっている。2005 から 2025 年の 20 年間に、世界の海運による貨物輸送量は 2 倍から 3 倍にも増加するとの予測もある (参考資料 8)。一般的に船舶からの騒音は、船舶の隻数とプロペラ出力に比例する。したがって、貨物輸送増加予測が正しく、船舶に起因する騒音の増加を許すことになれば、海洋生物環境への影響は多大であると懸念する科学者

もいる。最近の予測では、特にばら積み貨物船とコンテナ船の増加により、海中騒音は2030年までに倍増するとしている（参考資料9）。海運活動の拡大による騒音増加に加え、海上輸送の地域的拡大により、南極海等のこれまで船舶の影響を受けなかった海域においても騒音問題が増加する可能性がある。

海中の騒音公害は、エアガンを使用する海底の地震探査、強力なソナー機器、掘削、建設作業、洋上石油ガス生産施設、海中爆破、動物撃退装置等によっても引き起こされる。これらに起因する騒音は大きいかもしれないが、通常影響される海域と時間は限られている。

これら複数の発生源からの海洋騒音公害の海洋哺乳動物への累積的な影響は不明である。人為的な海中騒音がどのように増加したかを正確に知るための科学研究は限定的であるとは言え、その研究結果は憂慮すべきものである。ある研究では、人為的騒音は過去40年間に亘り、10年毎に倍増してきたと指摘している。この研究結果では、カリフォルニア沖の太平洋の2か所において、主に船舶に起因する低周波騒音は、過去40年間に10～12dB増加している（参考資料10）。

水中騒音には、主に2つ分野における問題がある。すなわち、騒音が水中音の技術的及び科学的利用への障害となること、及び水中騒音による海洋生物環境への影響である。最初の問題は、水中トランスデューサーの効率的活用への経済的インセンティブにより解決可能であるが、第二の問題は、現在同様の経済的インセンティブの欠如により状況は悪化している。

3 国際規制と標準

人為的水中騒音への懸念の増大にもかかわらず、法的拘束力を持つ正式な規制は未だ制定されていない。しかしながら、いくつかの国際機関と当局はこうした状況への対応を開始し、様々な形式のガイドライン及び勧告を公表している。殆どの国は、環境保護の重大な必要性が認められた場合には適用可能な一般法を有している。それは、「野生生物は保護さなければならない」、「環境への影響は最小限に止めなくてはならない」、「影響を許容範囲に制限する」等の一般的な用語で表される。

3.1 国際海事機関 (IMO)

国際海事機関 (IMO) は、まず 1970 年代に船内の空気伝播騒音に関する検討に着手し、その結論として、1981 年に総会決議 A.468「船内の騒音レベルに関するコード」を採択した。当時は、この規則により船舶の機関からの騒音が減少することで水中の拡散音も減少し、海洋生物にも好影響を与えると考えられていた。その後、同コードは改正され、2014 年に海上安全委員会 (MSC) により決議 MSC.337(91)として義務化された (参考資料 11)。

水中騒音への国際的な関心の高まりに伴い、2004 年に IMO はこの問題に着手し、海洋環境保護委員会 (MEPC) は、船舶の水中騒音による海洋生物への悪影響に関する審議を開始した。海洋の人為的騒音は、主に船舶に起因するものであり、船舶は国境を越えた活動を行うため、騒音の管理には国際的な協調が必要となる。2008 年 10 月の EPC 58 において、2009 年 7 月の MEPC 59 に新たな議題として「商船からの騒音による海洋生物への悪影響」を含めることを決定した。新規議題の目的は、商船からの騒音を最低限に抑え、海洋生物への悪影響の可能性を低減させることを目的とした非義務の技術的ガイドライン作成を提案することであった。

これらの作業の結果として、2014 年、IMO は、商船が水中騒音を低減する手法に関するガイドラインを承認した。この非義務のガイドライン「海洋生物への悪影響に対処するための商船からの水中騒音の低減に関するガイドライン」(MEPC.1/Circ.833) (参考資料 12) は、水中騒音問題に関する設計者、造船所、船舶運航者への一般的な助言として採択された。

船舶設計と建造の複雑性を考慮し、同ガイドラインは、プロペラ、船体形状、船内機関、船体洗浄等の運航とメンテナンス等の主要な騒音源に焦点を当てている。最大の水中騒音源はプロペラのキャビテーションであるが、船内機関と運転方法も騒音に関連している。ガイドラインは、水中騒音の定義と測定方法の基準を定めている。ガイドラインの採択に関し、MEPC、まだ重大な知見の差異があり、海洋環境の騒音レベル及び各騒音源からの騒音量は複雑な問題であると認めている。したがって、船舶からの水中騒音レベルの目標値の設定は時期尚早で、更なる研究が必要であるとしている。特に、船舶から放射される水中騒音の測定方法と報告方法に関しては、今後の検討が必要である。MEPC は、ガイドラインに従い今後の会合での新たなアウトプットを行うための提案を加盟国政府に求めている。

現行の IMO ガイドラインは、かなり一般的な内容で、正確性に欠ける部分もある。また、造船所又は船主による水中騒音低減に関する法的圧力やインセンティブも設定されていない。ガイドライン策定は、水中騒音問題に関する造船所及び船舶運航者向けの IMO の慎重な試みの第一歩であると言えよう。

水中騒音の問題は、IMO が指定した「特別敏感海域」(Particularly Sensitive Sea Area : PSSA) にも関連している(参考資料 13)。これらの海域は、生態学的又は社会経済的又は科学的な重要性を持ち、船舶による影響からの特別な保護を必要とする海域である。これらの指定海域では、国際航行船舶は特別な環境保護手段を講じる必要がある。2005 年に改正された特別敏感海域指定に関するガイドライン(決議 MEPC.267(68)により改正された総会決議 A.982(24))では、船舶からの騒音が海洋環境と海洋生物に悪影響を与えることが認識されている。

さらに、ロンドン条約(廃棄物その他の物の投棄による海洋汚染の防止に関する条約)では、廃棄物の最大の原因となる浚渫作業は騒音源でもあると認識されている。2013 年には、関係科学者グループが、現段階では浚渫作業に対する措置を講じることは時期尚早であり、何等かの措置を検討する以前に浚渫作業から発生する騒音の詳細を把握する必要があると述べている。

3.2 国際連合 (UN)

音は国境を越えるものであるため、効果的な騒音公害対策には国際的な枠組みが必要となる。UNCLOS(海洋法に関する国際連合条約)と MARPOL 条約(1973 年の船舶による汚染の防止のための国際条約に関する 1978 年の議定書)は、それぞれ騒音公害をエネルギー及び物質と定義している。UNCLOS は騒音公害をカバーしている。しかしながら、両条約とも騒音公害対策は含まれていない。

国連総長は、2007 年から 2018 年に掛けて環境問題としての水中騒音に注目しており、水中騒音公害の影響に対する懸念を次のように表明している。「水中騒音の増加は、海洋哺乳動物、魚類その他の海洋生物への大きな脅威となっている。彼らの世界を騒音で満たすことは、その生態系に干渉し、深刻な結果を引き起こすおそれがある。」(参考資料 14)

「海洋の状況はこれまでにない危険に晒されている。海洋環境と海洋生物の保護に対する国際社会の努力にもかかわらず、プラスチック等の海洋ごみ、物理的分解、魚介類の乱獲、外来生物の繁殖、水中騒音等による公害、及び気候変動や海洋の酸性化等の複数の要因により、海洋の健康は悪化し続けている。」(参考資料 15)

水中騒音は、優先度の高い議題ではあるが、更なる研究の継続と現状の監視以外の行動は取られていない。

3.3 欧州連合（EU）

欧州連合（EU）は、2008年の海洋戦略枠組み指令（Marine Strategy Framework Directive: MSFD）2008/56/ECにより、EU加盟国に欧州海域内において良好な環境状態（Good Environmental Status: GES）を達成又は維持するための戦略の構築を求めている。その重要な一歩として、加盟国は、自国海域における水中（UnderWater: UW）騒音公害の状況の定期的評価のための監視プログラムを設定することが求められていた。

欧州委員会指令 2010/47/EU（参考資料 16）では、水中騒音公害の評価、監視、分布図作成は優先課題の一つとされ、海洋環境に悪影響を与えないために海中へのエネルギーと騒音の拡散を防止することを要求している。同指令 11.1 条では、「大きな低中周波衝撃音の拡散」の監視を求めている。これには、海底の地殻調査におけるエアガンの使用や産業用の杭打ち工事等が対象となる。また、11.2 条では、1/3 オクターブ帯域 63～125Hz（中心周波数）の連続した低周波音の監視とモデル化を求めている。この種の騒音は、主に船舶に起因するもので、チップボルトテックスキャビテーションによる騒音の周波数帯と一致する。

同指令は、欧州海域における水中騒音の更なる知識を得るための慎重な初の試みである。

これらの指令を支援するため、欧州委員会は、第 7 次フレームワークプログラムの一つのテーマである「明日の海洋（Oceans of Tomorrow）」プログラム内の共同研究開発プロジェクト「AQUO」（Achieve Quieter Oceans by shipping noise footprint reduction: 船舶の騒音フットプリント低減による静かな海洋の実現）（参考資料 17）及び「SONIC」（Suppression Of underwater Noise Induced by Cavitation: キャビテーションに起因する水中騒音の抑制）（参考資料 18）への補助金を給付し、商船からの水中騒音の評価と抑制に関する非義務のガイドラインの作成をプロジェクト参加企業・組織に求めた。

「AQUO」プロジェクト

2012～2015年に実施された海洋生態系への海運による水中騒音の影響を研究する EU の第 7 次フレームワークプログラム助成プロジェクトである AQUO プロジェクトの主目的は、船舶からの水中騒音低減に関する政策決定者、造船所、船主向けのガイドラインを開発することであった。

プロジェクト参加企業・組織は、①推進システム、プロペラ、その他の舶用機器から発生する騒音と振動、②水中で拡散する騒音のマッピング、③海洋生態系への影響、の 3 項目を調査し、多様な魚類及び他の海洋生物への騒音の影響に関する実験を行った。

プロジェクトでは、6 隻の船舶を用いて騒音の測定を行った。また、テストケースとして、沿岸航行タンカーと調査船においてプロペラ騒音の詳細な研究を行った。また、数値的予測方法を開発し、モデルと海上での実測値との比較を行った。深水海域及び浅水海域における航行の水中騒音の拡散の仕組みを研究し、実船測定を行った。さらに、海洋におけるリアル

タイムの騒音測定を行うアコースティック・ブイのシステムを開発し、地中海に設置した。

AQUO プロジェクトが開発したガイドラインは、新造船の水中騒音拡散を低減するための実地的で経済的にも可能な設計を提案している。フランス艦艇造船国防グループ DCNS 社の調査部門が主導した同プロジェクトには、EU 諸国から次の 13 の企業・組織が参加した。

- Bureau Veritas (船級協会)
- Quiet Oceans (フランス、水中騒音問題専門企業)
- UPC, Universitat Politècnica de Catalunya (スペイン、カタロニア工科大学)
- DCNS (フランス、艦艇造船企業)
- CHIPAR (スペイン、キャビテーション試験水槽施設)
- University of Strathclyde (英国スコットランド・グラスゴー、ストラスクライド大学)
- Università degli Studi di Genova (UNIGE) (イタリア、ジェノバ大学)
- TSI (スペイン、騒音制御コンサルタント企業)
- SEA Europe (欧州造船・船用工業会)
- SSPA (スウェーデン船舶研究機関)
- FOI (スウェーデン、防衛研究機関)
- Imares Wageningen UR (オランダ、海洋資源エコシステム研究所)
- CTO S.A. (ポーランド船舶設計研究センター)

「SONIC」プロジェクト

AQUO プロジェクトと同じく 2012～2015 年に実施された EU 第 7 次フレームワークプログラム内の研究開発プロジェクトである「SONIC」の目的は、船舶からの騒音の仕組みを調査、理解し、騒音を抑制することであった。

SONIC プロジェクトには、流体力学研究所、騒音研究所、プロペラメーカー、造船所、大学等が参加し、プロジェクトコーディネーターはオランダ海事研究所 MARIN が担当した。参加企業・組織は、北海を航行する船舶から発生する水中騒音の測定と抑制を目的としたガイドラインを開発した。その一環として、計算と物理モデル実験により、キャビテーションが誘発する騒音をモデル化した。

実船の測定試験は、コンテナ船「VIRTUE」、タンカー「STREAMLINE」、及び英国ニューカッスル大学の調査船「Princess Royal」を用い、騒音の水中測定は英国サウサンプトン大学が担当した。北海において実施された試験によって得られたデータは、1 隻の船舶が引き起こす音の分布（騒音フットプリント）の決定に用いられ、海運全体の水中騒音拡散を測定するツールが開発された。

プロジェクト参加企業・組織は、キャビテーション騒音のモデルを検証し、船舶の水中騒音を決定、抑制するためのガイドラインを作成した。欧州委員会は、この手法を用いて欧州海域における水中騒音の測定を行う予定である。

SONIC プロジェクトは、船舶の設計段階でキャビテーション騒音を低減させる手法、エネルギー効率に影響を与えずにキャビテーション騒音と機械騒音を低減させる手法等の研究開発を行った。SONIC プロジェクトには、10 か国から 25 の企業・組織が参加した。主な企業・組織は次のとおりである。

- TNO（オランダの民間研究機関）
- MARIN（オランダ海事研究所）
- Chalmers（スウェーデン、チャルマース工科大学）
- Wärtsilä（フィンランドに本社を置く国際的船用エンジン・機器メーカー）
- University of Newcastle（英国、ニューカッスル大学）
- DNV GL（船級協会）
- HSVA（ドイツ、ハンブルク試験水槽）
- Consiglio Nazionale Artici（イタリア国家研究協議会）
- University of Southampton（英国、サウサンプトン大学）
- Rolls-Royce（国際的船舶設計・製造企業）
- CETENA（イタリア、海事研究コンサルタント企業）
- Navantia（スペイン国営艦艇・商船設計製造企業）

両プロジェクトの成果は、「AQUO-SONIC ガイドライン」として、水中騒音抑制に関する勧告とデータを提供している。しかしながら、明確な水中騒音レベル要件に関する勧告は行っていない。IMO と同様に、結論としては、今後の更なる研究の必要性を確認している。

「PIAQUO」プロジェクト

上記 2 プロジェクトに関連して、2019 年には、AQUO プロジェクトの成果を基礎とした新たな EU 共同研究開発プロジェクト「PIAQUO」(Practical Implementation of AQUO (AQUO の実用化)) が開始される予定である。同プロジェクトのコーディネーターはフランス Naval Group である。

2023 年まで実施予定の同プロジェクトは、「AQUO-SONIC ガイドライン」の実用化の方法に関する研究に加え、次の目標を持っている。

- ①改良型プロペラを用いた船舶からの放射騒音の軽減
- ②船舶からの放射騒音のリアルタイム自己予測と抑制
- ③船主の船舶水中騒音軽減努力の促進
- ④海洋エコシステムの実態に対応する海上交通の促進
- ⑤船舶騒音の影響軽減への意思決定支援サービスの構築

ProNoVi プロジェクト

その他のプロジェクトとしては、2018 年 6 月に開始された欧州の国際共同研究開発プロ

プロジェクトである「ProNoVi」プロジェクトがある。同プロジェクトの目的は、フルスケールのプロペラからの騒音と振動を予測する数値的及び実験的手法の改良である。また、研究チームは、シングルスクリュー及びツインスクリューを持つ様々なサイズ及び速力の船舶からの騒音と振動を軽減するための実際的な提案を行う。

船舶の騒音と振動は、乗客と乗員の快適性に大きく影響し、長期的には乗員の健康へのリスクとなる可能性がある。プロペラのキャビテーションから発生する騒音は、低周波帯域における最大の騒音源である。この騒音は、魚類その他の海洋生物に害を与え、また、低周波及び高周波の騒音は、音響センサーや水中モニタリングシステムに干渉する可能性がある。

ProNoVi プロジェクトは、プロペラの水中音響学の複雑で複合的な問題を解明し、乱流、渦度、キャビテーション、音調及び広帯域プロペラ騒音への影響に関するメカニズムの理解を深めることを目的としている。

ノルウェーの海洋研究所 SINTEF がコーディネーターを務める同プロジェクトには、ドイツの推進システム企業 Schottel、ノルウェーのプロペラ製造企業 Kumera Helseth、ハンブルク工科大学、イタリアの海事研究機関 CNR-INSEAN、ドイツ造船所 Luerssen Werft が参加している。

ProNoVi プロジェクトの実施期間は 3 年で、総予算は 250 万ユーロ（280 万ドル）である。うち 190 万ユーロ（220 万ドル）を、EU、ノルウェー・リサーチカウンシル、ドイツ連邦経済エネルギー省（BMWi）、イタリア教育大学研究省（MIUR）が拠出している。

3.4 各国の動向と国際協力

水中騒音の抑制と規制に関しては、各国でも様々な動きがある。しかしながら、特定の産業活動への規制を除き、多くの場合は明確な規制の制定には慎重である。

ドイツ

ドイツの政府機関 BSH（参考資料 19）は、杭打ち作業の水中騒音レベルに実際の制限を設けた最初の機関である。その制限は、杭打ち作業から 750m の地点において 160dB SEL（騒音暴露レベル（時間積分））及びピーク騒音レベル（ L_{peak} ）190dB である。これに続き、ベルギー当局も音源から 750m 地点においてピーク騒音レベル（ L_{z-p} ）185dB re. 1 μ Pa というほぼ同様の騒音上限を設けている（参考資料 20）。

米国

米国では、絶滅の危機に瀕する種の保存に関する法律（Endangered Species Act: ESA）において、クジラ目（クジラ、イルカ、シャチ等）と鰭脚類（アザラシ、アシカ、セイウ

チ等)の動物がそれぞれ180dB及び190dB re. 1 μ Pa rms以上の騒音に晒されることのないよう要求している。海洋哺乳類保護法(Marine Mammal Protection Act: MMPA)は、海洋哺乳類への騒音の影響に言及しているが、騒音低減目標に使用可能な最高騒音レベルや関連した数値は含まれていない。

豪州

豪州では、国家海洋石油安全環境管理庁(NOPSEMA)が、作業時間の95%の時間、1000mの距離において騒音レベルが160dB SELを越えてはならないと規定している。

これらの騒音上限値は、オフショア建設時の杭打ち作業等の特殊な状況のみに適用される。他の多くの国でも、オフショア産業活動の開始以前に環境への影響に関する申告を要求している。この他にも、海底調査や杭打ち作業の「ソフトスタート」、高騒音レベル作業周辺の安全ゾーン等に関する特別規制が多く導入されている。

カナダ

カナダ運輸省は、2014年のIMO勧告に続き、民間船舶からの騒音の調査を複数の専門企業に委託している。2019年初めには、ロンドンのIMO本部において、この分野における国際的な専門家を招聘した会合を主催した(参考資料21)。カナダ西岸では、バンクーバー港が、シャチを始めとする哺乳類の保護プログラム「ECHO」(Enhancing Cetacean Habitat and Observation Program: クジラ目の生息環境向上と監視プログラム)(参考資料22)を積極的に推進している。このプログラムの一環として、バンクーバー港では、2か所のモニタリングステーションを設置し、周辺海域の騒音レベルを記録している。バンクーバー港は、図3に示すとおり、環境騒音の問題を分かりやすく図表化している。

また、所有船の騒音低減技術に投資する船主へのインセンティブを実施している。その「EcoAction」プログラムの内容は、特定の騒音低減技術及びDNV GLの「SILENT(E)」ノーテーションやその他の船級協会が制定する低騒音ノーテーションを採用している船舶に対し、港湾使用料の割引を行うというものである。参考として、以下にその概要を記す。

バンクーバー港の入港料割引「EcoAction」プログラム

2007年にカナダバンクーバー港が開始した「EcoAction」プログラムは、排出削減及び水中騒音低減に焦点を当てた環境負荷低減への自主的なベストプラクティスを実施する船舶に対し、そのレベルに応じて入港料の割引を行うインセンティブを実施している。

当該ベストプラクティスには、高環境性及び高静粛性船級ノーテーション等の環境管理基準の取得と遵守、IMOの北米排出規制海域(NA-ECA)の要件以上の排出量削減、LNGやバイオディーゼル等のクリーンな燃料と停泊中の陸上電力の使用、静粛性の高い省エネ型プロペラ等の高環境性技術の使用等様々な方策が含まれる。

同プログラムに参加する船舶は、規定されたベストプラクティスのレベルにより、ゴールド、シルバー、ブロンズの資格を得る。2019年1月現在の入港料は、1登録総トン（GRT）につき、ゴールドは0.050カナダドル、シルバーは0.061カナダドル、ブロンズは0.072カナダドルで、基本入港料0.094カナダドルと比較して最大47%もの割引率となる。プログラム参加船の入港回数は次のように増加している。

表：EcoActionプログラム参加船の入港回数の推移（2010～2018年）

年	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
入港回数	498	332	440	521	520	416	612	762	866

同プログラムは、これまで主に低排出、高エネルギー効率の船舶を対象としていたが、近年、水中騒音低減に関する資格を追加している。現時点では、水中騒音低減に関連するプログラム資格は、各船級協会の水中騒音低減ノーテーション及び数機種の省エネ型推進システム（プロペラと付加装置）のみが認められている。

水中騒音低減技術としては、ドイツ Becker Marine 社の「Mewis ダクト」、商船三井を中心とした企業グループが開発した「プロペラボスキャップフィン」（Propeller Boss Cap Fins: PBCF）、ドイツ Schneekluth Hydrodynamik 社の「Schneekluth ダクト」（Wake Equalizing Duct: WED）に加え、2019年からは新たにフィンランド Wärtsilä の省エネ型プロペラキャップ「EnergoProFin」及びナカシマプロペラの新形状の省エネ型プロペラキャップ「ECO-Cap」が認められている。これらのプロペラ効率改善し、騒音を低減する装置を採用する船舶には、ブロンズ資格が与えられる。

また、バンクーバー港は、2019年から新たに船級協会の静粛性に関する船級ノーテーションをプログラム資格として追加した。現在認められている船級ノーテーションは、Lloyd's Register (LR) の水中放射騒音（UWN-L）ノーテーション、Bureau Veritas (BV) の水中放射騒音（URN）ノーテーション、Registro Italiano Navale (RINA) のDOLPHINノーテーション、DNV GLのSILENT環境（E）ノーテーションである。これらの船級ノーテーションを持つ船舶には、ゴールド資格が与えられる。

欧州、バルト海

バルト海では、デンマーク、エストニア、フィンランド、ドイツ、ラトビア、リトアニア、ポーランド、ロシア、スウェーデン及び EU が加盟する HELCOM（ヘルシンキ委員会）が、バルト海アクションプランの策定を行っている。同プランは、バルト海における水中騒音管理の基準とツールを構築することを目的としている。

大西洋北東部では、欧州 15 か国と EU が加盟する OSPAR 条約（OSlo and PARis conventions: オスロ・パリ条約）が同海域の環境への影響に関するガイドラインを検討している（参考資料 23）。

SOURCES OF NOISE

While there are plenty of naturally occurring sounds in the ocean, an increase in commercial vessel traffic is the main reason for increased underwater noise₁.

In the North Pacific Ocean, underwater noise has been **DOUBLING** in intensity **EVERY DECADE** for the past **60 YEARS**₂.

Sound travels **4.5 TIMES FASTER** in water than in air.

WHERE VESSEL NOISE COMES FROM

- ENGINE AND ONBOARD MACHINERY
- DRAG FROM POOR HULL MAINTENANCE
- BOW/STERN THRUSTERS
- PROPELLER
- CAVITATION

Most underwater noise from large vessels is caused by propeller cavitation₃.

NOISE INCREASES WITH SPEED₄

IMPACTS

Underwater noise interferes with the ability of marine animals to transmit and receive acoustic information.

VESSEL NOISE CAN AFFECT THE ABILITY OF MARINE ANIMALS TO...

- FIND PREY
- REST
- MATE AND REPRODUCE
- AVOID DANGER
- COMMUNICATE
- NAVIGATE

In some areas, vessel noise has reduced the area some whales can communicate by **90%**₅.

LISTEN NOW₆

WHAT YOU CAN DO

In 2014, the International Maritime Organization (IMO) recognized that underwater noise associated with shipping is something that can be mitigated.

Options to reduce ship noise underwater already exist!

SLOW DOWN	MAINTAIN	OPTIMIZE	DESIGN	REROUTE
				
Operate below cavitation inception speed and avoid rapid acceleration.	Clean hull and maintain propeller.	Insulate ship engine and use resilient mountings for onboard machinery. Modify propeller to minimize cavitation.	Incorporate vessel quieting considerations during re-fits and new vessel construction.	Modify route to avoid whales in immediate vicinity and known sensitive marine areas.

READ THE GUIDELINES
WWW.IMO.ORG

IMO

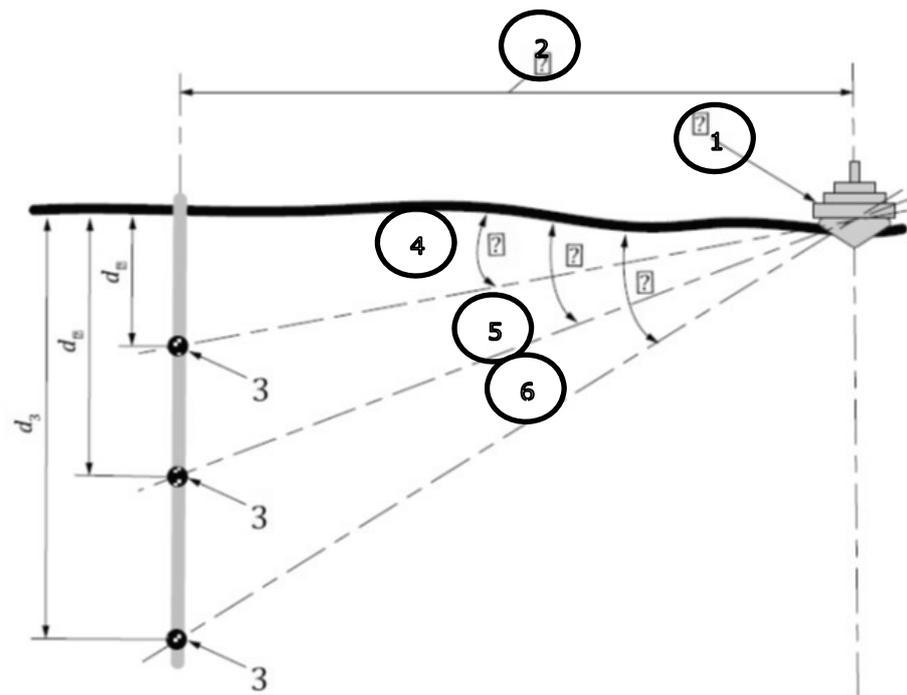
The Enhancing Cetacean Habitat and Observation (ECHO) Program is a Vancouver Fraser Port Authority-led initiative aimed at better understanding and managing the impact of shipping activities on at-risk whales throughout the southern coast of British Columbia, Canada. For more information and footnote references, please go to portvancouver.com/echo

PORT of vancouver

図 3 : バンクーバー港「ECHO」プログラムのプレゼンテーション (参考資料 22)

3.5 国際規格

ISO（国際標準化機構）は、2010年、ロンドンのISO総会において専門委員会ISO/TC 43「音響」内に小委員会SC 3「水中音響」の設置を決定し、水中音響の標準化作業を開始した。水中音響小委員会は、直ちに作業を開始し、いくつかの重要な新ISO規格を制定した。その例としては、2016年のISO 17208-1規格「水中音響—船舶からの水中騒音の量及び測定方法—第1部：比較目的で使用する深水域の水中音の精密な測定に関する要件」がある。この規格は、2009年に制定された水中騒音測定に関する初の民間規格である米国規格ANSI/ASA S12.64-2009「船舶からの水中騒音の量及び測定手法—第1部：一般要件」を基に作成された2012年のISO/PAS 17208-1:2012規格に置き換わるものである。ISO規格は、基礎となった米国規格よりも精度や再現性の面で完成度が高いものとなっている。これら全ての規格は、純粋な測定方法であり、騒音レベルに関する要求ではない。測定の精度範囲は大幅に広げられ、全ての条件に適用可能な精度を指定することは不可能であることを示すために、「実現可能な」という用語が加えられている。下図4は、ISO 17208-1規格に規定されたハイドロフォン設置方法である。



Key

- | | | | |
|---|---|-------|--------------------------|
| 1 | ship under test | d_1 | $d_{CPA} \tan(15^\circ)$ |
| 2 | distance, d_{CPA} , at closest point of approach | d_2 | $d_{CPA} \tan(30^\circ)$ |
| 3 | hydrophone | d_3 | $d_{CPA} \tan(45^\circ)$ |
| 4 | 15° angle between surface and shallowest hydrophone | | |
| 5 | 30° angle between surface and middle hydrophone | | |
| 6 | 45° angle between surface and deepest hydrophone | | |

NOTE $d_{CPA} = 100$ m or one overall ship length, whichever is the greater.

図4：ISO規格17208-1:2016のハイドロフォン設置方法、最低水深150m又は船舶全長×1.5

図 4 は、ISO 規格 17208-1 で指定された水中騒音測定方法の図で、試験対象の船舶の音響測定に使用されるハイドロフォン 3 基の位置と角度を示している。

これに加え、2017 年には ISO 規格 18405-1 「水中音響—用語」が制定された。

同時に ISO の TC 43 SC 3 小委員会は、ISO 規格 17208-2 「水中音響—船舶からの水中騒音の量及び測定方法—第 2 部：深水域の水中測定からの音源レベルの決定」の制定作業を進めている。この規格は最近採択が行われ、多くの修正コメントとともに承認された。次の承認段階に向けて、テキストの修正が行われる。

続いて ISO の TC 43 SC 3 小委員会は、浅水域における騒音測定に関する規格の制定も検討している。

船舶による水中騒音に関するもう一つの ISO 規格の制定作業は、当初、技術委員会 ISO/TC 8 「船舶と海洋技術」内の小委員会 SC 2 「海洋環境の保護」が開始した。この作業の結果、暫定国際規格 ISO/DIS 16554 「船舶と海洋技術—商船から放射される水中音の測定—深水域における測定」が準備され、採択に向けて回章されたが、承認に至らず廃案となった。

船舶騒音の規格制定作業と並行して、ISO/TC 43 SC 3 小委員会は、ISO 規格 18406:2017 「水中音響—杭打ち作業の水中衝撃音の測定」を作成、発表した。

国際海洋探査委員会 (International Council for the Exploration of the Seas: ICES) は、1995 年に共同研究報告書を発表し、これが主に漁業調査船からの騒音に関する非公式の規格となった。同報告書は、世界の異なる海域で行われる同様の調査への適用を目的に、漁業調査船から放射される騒音レベルの許容最大値の勧告を含めた。発表当初には、最大値要件の設定が現実的か否かという懸念があったが、この勧告は、大戦以後、静粛性の高い船舶の建造に携わってきた艦艇造船所を中心に、従来とは異なる調査船の建造方法の開発に繋がった。騒音制御にはあらゆる手法が利用可能であるが、現時点の騒音抑制手段の設計の大部分は、先端がオフロード型のプロペラ (highly tip offloaded propellers)、二重弾性台に設置されたディーゼルエンジン、騒音制御型又は弾性設置された電気推進モーター等に基づいている。11 ノットの調査条件に必要な補助機関は、全て固い基礎上の弾性台上に設置されなければならない。

同報告書は、調査船の騒音低減に大きな影響を与えた。上記のような特殊機器の採用によるコスト増加は避けられないが、非常に静粛性の高い船舶の建造が可能であることを証明した。

4 船級協会規則

4.1 DNV GL 「SILENT」

DNV GL は、水中騒音分野における主導的な船級協会であり、2010年に任意要件である「SILENT」ノーテーションを導入した。その後、他の船級協会も同様のノーテーションを導入し、その要件は DNV GL と全く同じか似た内容となっている。

DNV GL の任意要件である「SILENT」(参考資料 26) ノーテーションの開発と導入は、外洋の油田・ガス田探査のために先進的な水中音響装置を装備する調査船から放射される水中騒音の実際的な測定と評価方法に対する産業界の要望に応えたものである。水中騒音測定手法に関する研究開発プロジェクトでは、港湾及び造船所付近の海域で使用可能な測定方法として、船底に設置されたハイドロフォンが望ましいとの結果が得られた。吊り下げ型のハイドロフォンは、波や潮流によるハイドロフォンの動きからの疑似騒音や信号障害が発生しやすく、ANSI/ASA S12.64-2009 規格の測定方法を使用した Bahtiarian と Fischer による実験(参考資料 25)で示されたように、実際の海中環境における限られた時間内の測定には不適當な手法である。

詳細な試験により、ANSI 及び ISO 規格が指定する更に複雑なハイドロフォン設置方法に相当する測定精度が達成できることが分かった。最初の DNV GL の「SILENT」ノーテーションの開発時には、他の国際規格は未だ制定されていなかった。最新バージョンの「SILENT」ノーテーションには、ISO 規格 17208-1 の深水域の測定方法が利用可能である。下図 5 は「SILENT」の浅水域における測定方法の原理である。



図 5 : ハイドロフォンケージの例

「SILENT」の最新バージョンでは、船体からの測定をベースとした簡易化された測定方法が導入された。この測定方法では、プロペラ騒音の測定結果と遠距離音場測定の相関性に基いている。同方法導入の理由は、遠距離音場測定は、多くの場合、非常に多額のコストが掛かることである。クルーズ船その他の大型船の場合、その運航コストは高く、試験海域までの移動と大型船の試験場における複雑な操船には更に多くのコストが必要と

なる。また、調査船や漁船のように牽引設備を持つ船種では、遠距離音場測定の実施は難しい。暗騒音（注：ある特定の騒音に着目した時、それ以外の全ての騒音）が大き過ぎるため、通常の遠距離音場測定が不可能な場合もある。

この測定方法にはいくつかの制約があり、騒音エネルギーが船体後方に設置された船内圧力変換装置（弾力性のある土台に設置されたディーゼル発電機等）で、船体前方には大きな騒音源がない場合のみに利用可能である。下図 6 は、「SILENT」の簡略化された圧力測定方法である。

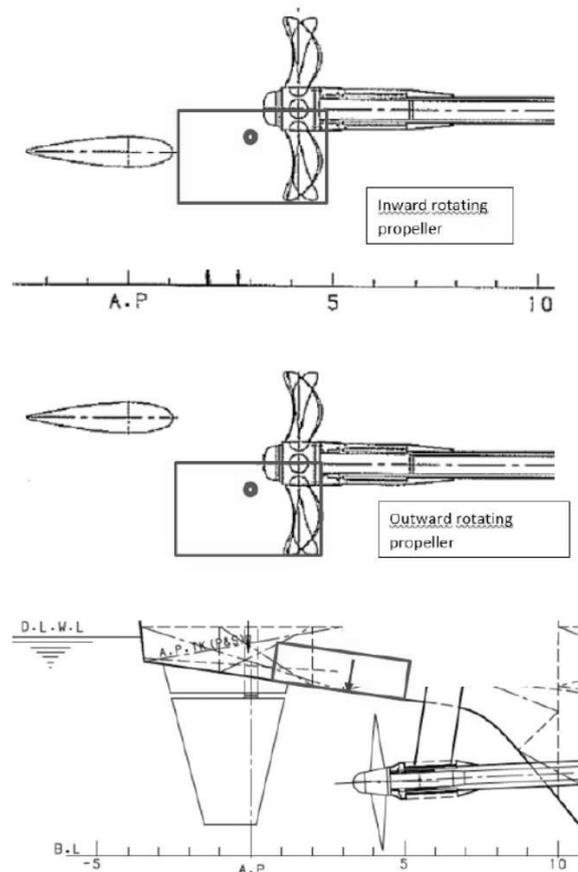


図 6 : 「SILENT」の簡易測定方法の圧力変換装置の位置

上図は、船体の穴から青い四角で囲まれた位置に設置された圧力変換装置（pressure transducers）を用いた簡易測定方法である。

DNV GL の「SILENT」ノーテーションは、5 つのサブノーテーション、すなわち R（調査）、A（音響）、S（地震探査）、F（漁業）、E（環境）から構成される。

R（調査）ノーテーションは、ICES-209（参考資料 24）勧告の修正版に基づく厳格な要件である。R ノーテーションは、包括的な騒音抑制を要求しており、多くの場合、ディーゼル発電機の二重弾性台設置、弾性設置又は騒音制御型推進モーター、最適化された低騒音プロペラ等の特別な騒音制御型機器を必要とする。このノーテーションは、周波数範囲 10Hz～100kHz をカバーする。

A（音響）ノーテーションは、大きな暗騒音の干渉のない音響トランスデューサーの最適化された使用を要求し、1～100kHz の高周波数範囲をカバーする。従来の機関システムを搭載した船舶に適用可能であるが、プロペラ設計に低騒音配慮が必要である。

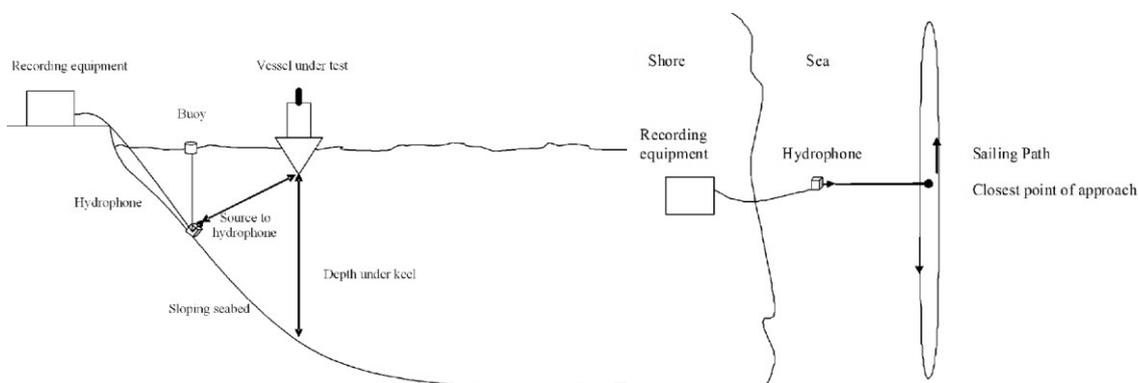
S（地震探査）ノーテーションは、海底の地震探査に使用されるストリーマケーブルに内蔵されたハイドロフォンの干渉を防ぐために、3～300Hz の低周波数範囲の要件を設定する。地震探査船は、ハイドロフォンを内蔵したストリーマーを使用し、エアガンで誘発される反射音を検知する。信号が船舶自身の騒音レベルに妨害された場合、データ収集への妨げとなる。

F（漁業）ノーテーションは、魚を驚かせないため（10～1000Hz）、また、魚群探査用及び漁獲装置制御用の水中音響装置の干渉を防ぐため（1000Hz 以上）に幅広い周波数帯域をカバーする要件である。

E（環境）ノーテーションは、あらゆる船舶からの過度の水中騒音拡散を防ぐことを目的とした要件である。新たに義務化された IMO の船内騒音及び静粛性の高いプロペラに関する規則の義務要件と同様の騒音対策をあらゆる近代的船舶に要求する。同ノーテーションは、全ての海洋生物への害を軽減することを目的としているため、広帯域をカバーしている。魚類の聴力は周波数範囲 10～1000Hz で特に敏感で、また、哺乳類の聴力は全広帯域範囲をカバーしている。

4.2 「SILENT」測定方法の概要

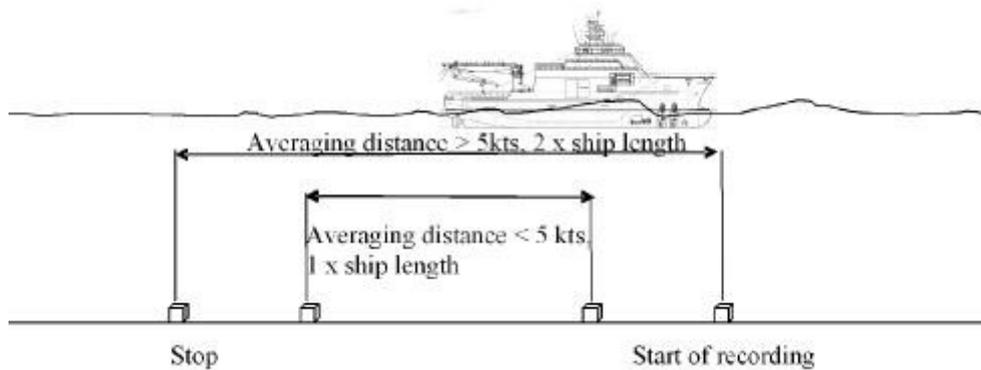
「SILENT」の実際の測定方法の詳細は、DNV GL 規則「DNVGL-RU-SHIP Pt.6 Ch.7」（付属資料 A）に記載されている。測定には、海底に設置された外部ハイドロフォンを必要とする。試験対象船は、下図のように、フリーセーリング（free sailing）でハイドロフォンを通過する。試験対象船からの騒音は、通過する特定区域において記録される。フリーセーリング中は、ラダーや操縦型スラスターの使用を最低限に抑えて直進する。



全データにおいて、ハイドロフォンと船体が最も近い距離（cpa）に補正する。距離補正には、試験場における透過損失（transmission loss）の実測値又は係数「 $+ 18 \log r$ 」を用いる。「 r 」は、補正が行われる距離（m）である。

海底から 0.2m 以内の高さに設置されたハイドロフォンによる測定には、音圧反射率の補正-5dB を適用する。

試験対象船がハイドロフォン上を通過中の時間と距離の測定方法を下図に示す。フリーセーリング評価試験では、平均データは、船体の中央部がハイドロフォンの真横にある時から船がハイドロフォンの真横を船体全長の半分を船速 5 ノット以下で通過した時までの記録である。船速が 5 ノットよりも大きい場合は、下図のように、船首の真横から船がハイドロフォンを船体全長分通過した時まで記録する。



全てのフリーセーリング試験では、試験船が同一の運転条件で往復航行する 2 セットの測定を行う。往復航行の測定結果は、その運転条件の騒音レベルを決定するために同一出力基準で平均化される。

試験場の暗騒音は、少なくとも測定試験の最初と最後にモニタリングを行う。暗騒音が試験対象船からの騒音よりも 10dB 以上低い場合は、補正の必要はない。試験対象船からの騒音よりも 5~10dB 低い場合には、暗騒音を騒音源の騒音レベルから引き算する。

暗騒音が、試験対象船からの騒音よりも 3~5dB 低い場合は、暗騒音の原因を調べ、可能であれば排除する。暗騒音の排除が難しい場合には、暗騒音を騒音源の騒音レベルから引き算する。

暗騒音が試験対象船からの騒音よりも 3dB 以内低い場合は、暗騒音の原因を調べ、可能であれば排除する。暗騒音の排除が不可能な場合は、測定結果は無効となる。過度の暗騒音が特定の周波数範囲のみに限られている場合は、特定周波数のデータは暗騒音にブロックされたことを明記の上、残りの周波数の測定データを提出する。その測定結果が承認可能か否かは、後に評価決定を行う。

測定装置は高精度で、装置メーカーの指示通りに調整、保守管理されたものでなければならない。測定試験の開始及び終了時には、測定システム全体を適切な校正装置でチェックする。下表は測定パラメーターの概要である。

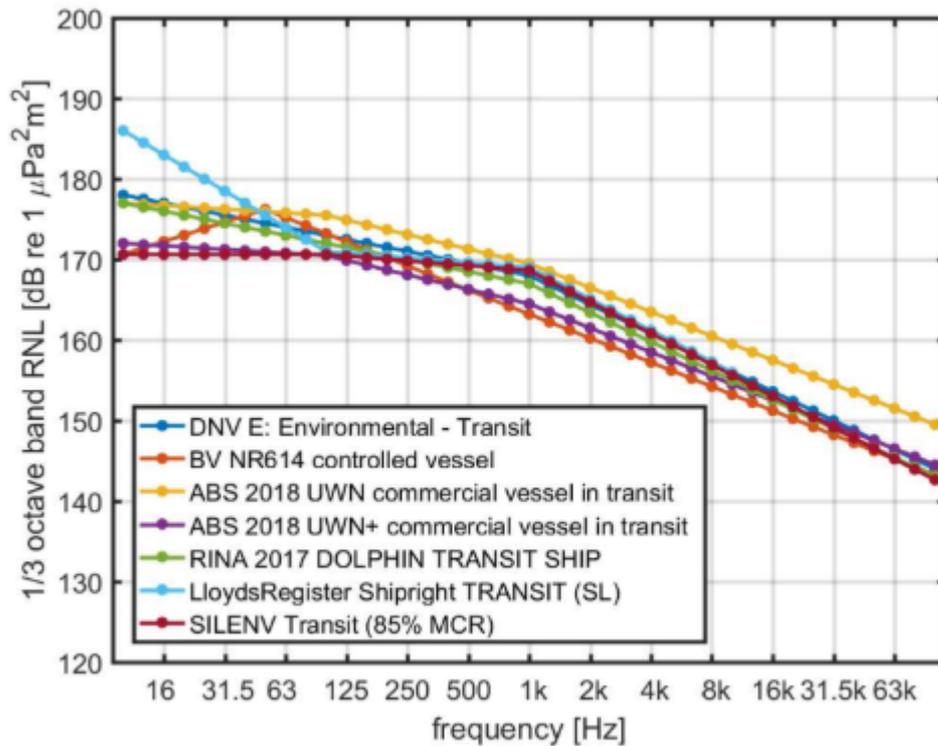
測定報告単位	dB re. 1 Pa · m
基準距離	1 m
距離調整要素	透過損失の実測値、又は $18 \log_{10}(r/r_1m)$
ハイドロフォンの設置	海底から 0.2 m 以下の位置に固定。海底は完全には平面ではない。
表面反射の補正	- 5 dB
船舶の基本位置	横：船舶の中心線、縦：船尾の 4 分の 1 前方、垂直：海面の高さ
最短距離 (cpa)、船舶	100 m – 200 m
船体下の水深	30 m 又は船舶の喫水の 3 倍の大きい方
水深と距離測定の精度要件	+/- 5 m
周波数範囲	全 1/3 オクターブバンド
周波数分析	1/3 オクターブ
周波数分析、オプション	狭帯域
データの平均化、直線航行 (フリーセーリング) : スラスタ回転航行 : ボラードプル :	≤ 5 ノット、船の全長/速力 > 5 ノット、船の全長×2/速力 30 秒 1 分
信号/暗騒音	> 10 dB : 補正の必要なし < 10 dB : 特別措置
装置の最低ダイナミックレンジ	90 dB
気象条件	最大風力ビューフォート 4/風浪階級 3

4.3 その他の船級協会規則

DNV GL 以外の船級協会も、徐々に同様の水中騒音関連のノーテーションを導入している。下表は、船級協会と水中騒音関連のノーテーションの一覧である。

船級協会	ノーテーションの名称	導入年
ABS (参考資料 27)	Underwater Noise (水中騒音)	2018 年
BV (参考資料 28)	Underwater Radiated Noise (水中放射騒音)	2014 年
CCS	現時点では不明	2019 年初頭に発表予定
DNV GL (参考資料 26)	SILENT (サイレント)	2010 年
LR (参考資料 30)	「ShipRight」: 船舶の水中放射騒音の決定のための追加的設計及び建造手法,	2018 年
RINA (参考資料 29)	DOLPHIN (ドルフィン)	2016 (2012) 年

これらのノーテーションの要件は、DNV GLの「SILENT(E)」と似ているが、全く同じではない。いくつかのノーテーションは、「SILENT(R)」と同様の調査船等への要件を含めている。認可された測定方法はそれぞれ異なっている。殆どは ISO 規格 17208-1:2016 を踏襲しているが、細部が異なっている。いくつかは測定精度に関して非現実的な要件を設定している。各船級協会の騒音基準に加え、測定方法に関しても今後の調整が必要となっている。



図：各船級協会の騒音基準の比較（出所：TNO 資料）

イタリア造船所 Fincantieri は、水中騒音関連のノーテーションを導入している全船級協会と学界及び 2、3 の造船所の代表を招待し、近年 2 回の会議を開催した。会議の目的は、騒音問題における意見の調整であった。

次ページ以下に各船級協会の測定方法、分析方法、試験場、ハイドロフォンの設置位置等の概要を添付する。

各船級協会の測定及び分析手法 (出所: JASCO 資料)

パラメーター/船級	DNV-GL Silent-E	BV URN	RINA Dolphin	LR ShipRight	ABS UWN
水深	ギールの最低 30 m 下、 $d > 0.64 v^2$ 、 傾斜した海底	浅水: 60 m < d < 150 m, $d > 0.3 v^2$ 深水: >150 m、 >1.5 × 船長	>200 m	浅水: 60 m < d < 150 m 及び $d > 0.3 v^2$ 深水: >150 m 及び >1.5 × 船長	浅水: 60 m < d < 150 m 及び $d > 0.3 v^2$ 深水: >150 m 及び >1.5 × 船長
ハイドロフォンの位置 (深さ)	海床から 0.2 m 上	浅水: ハイドロフォン ×3、海床から ~4、20、 40 m 上方 深水: 30m 以上離れたハ イドロフォン×3、一番 上は海面から >40 m	ハイドロフォン×3、水 平から 15°、30°、45°下 方	浅水: ハイドロフォン ×3、海床から d/10、 d/2、及び 5 m 上方 深水: ハイドロフォン ×3、水平から 15°、 30°、45°下方	ハイドロフォン×3、水 平から 15°、30°、45°下 方 3
最近距離 (CPA)	150~250 m	200 m 又は船長の大き い方、 及び 400m と 500 m	150 m 又は船長の大き い方	100 m 又は船長の大き い方	100 m 又は船長の大き い方
平均時間	2×船長/船速	通過時間: CPA の +/- 45°、5°に分割	通過時間 1.5 × 船長	通過時間: CPA の±30°	通過時間: CPA の±30°
距離補正要素	18 log r	音響モデル	20 log r	浅水: 測定又はモデル計 算 深水: 20 log r	20 log r
海面補正	なし	音響モデル	なし	浅水: 測定又はモデル計 算 深水: 角度依存公式	なし
海底反射補正	-5 dB	音響モデル	なし	浅水: 測定又はモデル計 算 深水: なし	-5 dB、ハイドロフォン が海底から 20 cm 以内 の場合
通過回数	左舷 1 + 右舷 1	左舷 6 + 右舷 6 3 CPA×2	左舷 2 + 右舷 2	左舷 2 + 右舷 2	左舷 2 + 右舷 2
周波数範囲	10 Hz~100 kHz	10 Hz~50 kHz	10 Hz~50 kHz	10 Hz~100 kHz	商船の場合は 10 Hz ~ 50 kHz
船速	トランジット: 85% MCR3 クルーズ: 船長>50 m の 船は 11 ノット	指定なし	指定なし	トランジット: 85% MCR 静音航行: 最大 10 ノッ ト	トランジット: 85% MCR 静音航行: 3.1 m/s + 0.0084 × 船長
測定方法	RNL (変更あり)	MSL	RNL	MSL	RNL (変更あり)

Sail Track Geometry (abeam measurements)

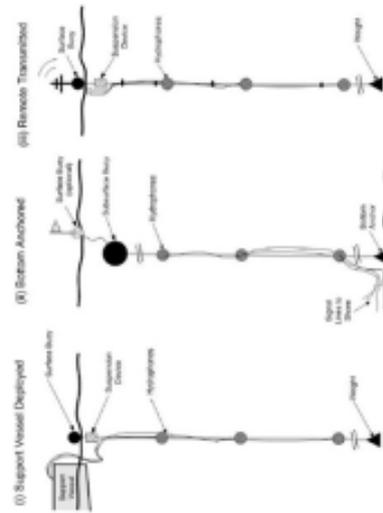
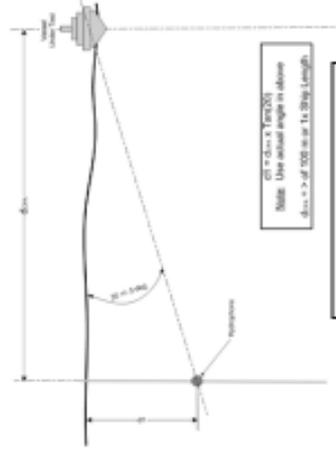
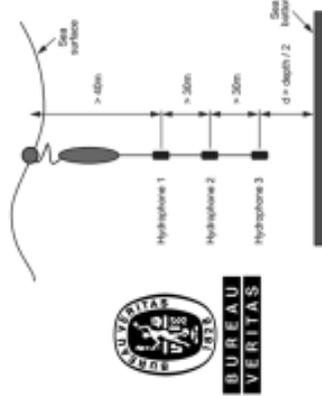
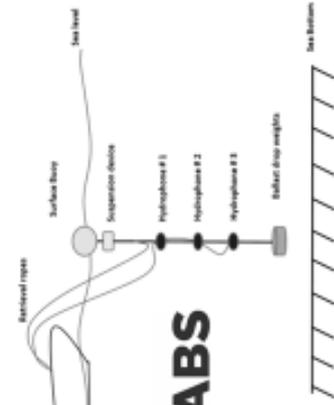
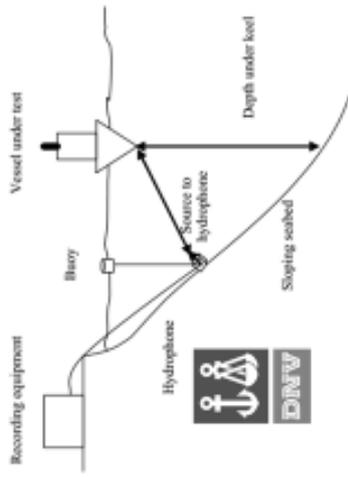
The diagram illustrates the geometry of a vessel's sail track for abeam measurements. It shows the vessel's profile with various measurement points and distances. Key labels include:

- FINES**: The highest point of the vessel's superstructure.
- CPA POINT**: The Closest Point of Approach.
- COMBES**: The waterline.
- Hydrophone**: A sensor used for underwater measurements.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.

Logos for **ABS**, **RINA**, **Lloyd's Register**, and **ANSI S12.64** are included. A detailed diagram shows the vessel's hull and deck with various measurement points and distances. Key labels include:

- FINES**: The highest point of the vessel's superstructure.
- CPA POINT**: The Closest Point of Approach.
- COMBES**: The waterline.
- Hydrophone**: A sensor used for underwater measurements.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.
- Waterline**: The line where the vessel meets the water.

Hydrophone Geometry



5 騒音抑制技術の研究開発

5.1 概論

船舶の騒音抑制技術は、1987年の Ross の文献（参考資料 31）にあるように成熟した科学分野であり、長年に亘り数多くの共同研究開発プロジェクトが行われてきた。最近実施されたプロジェクトは、前述した 2 件の EU プロジェクトである「SONIC」と「AQUO」（参考資料 17、18）である。船舶の水中騒音に関する全文献は、2018 年に出版された「Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering」（参考資料 32）に網羅されている。基本的な原理は知られているが、この分野には未だに課題が多い。その大部分は、造船への理論の応用である。そのためには、この分野の専門家又は経験に基づいたデータベースへのアクセスが必要である。これらにアクセスできない場合には、必要な経験を持つ外部コンサルティングサービスの利用が推奨される。

5.2 騒音の発生、伝播、拡散

船舶の主な騒音源は、プロペラ、アジマス式駆動装置、ギア、電動推進モーター、軸系システム、ディーゼルエンジン／ガスタービン、船体周りの水流、油圧装置、換気システム、空調システム（HVAC）、排気システム、ポンプ類、補助機関・機器等である（図 7 参照）。騒音は音源から発生し、船体構造もしくは空気又は液体を通じて伝播する。

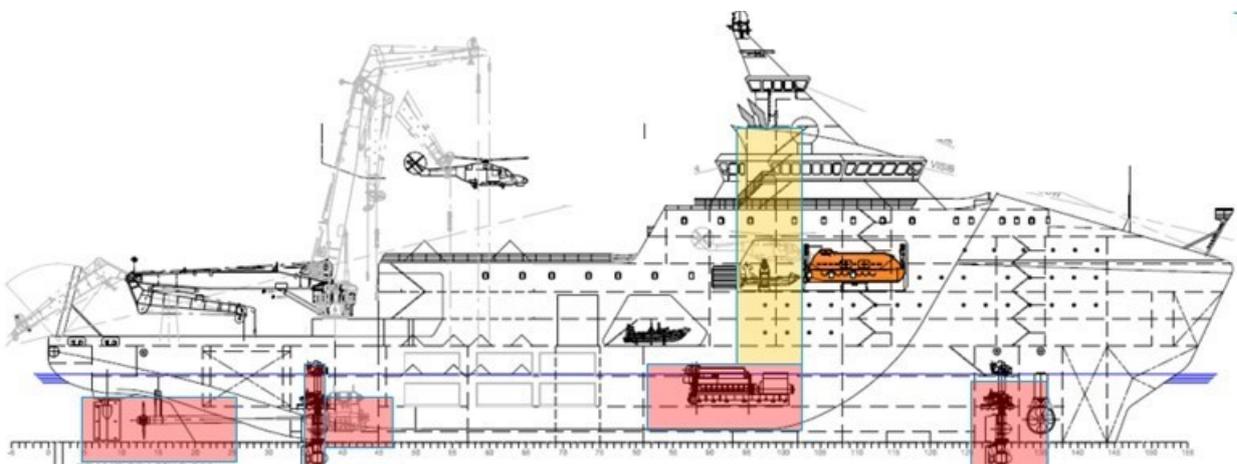


図 7：調査船の主な騒音源

プロペラからの直接水中拡散は、水中騒音の重要な伝播経路である。

構造から発生する騒音（振動）伝播は、機械的騒音源の最も重要な騒音拡散である。構造から発生する騒音は、船体構造を通じて船底と船体の胴板の水没部に伝播する。これらの胴板の振動が水中の圧力波を発生させる。

音源から対象物への水中騒音の伝播は、予期されない数多くの要因に影響されることを、測定評価の際に考慮しなければならない。

効果的な騒音抑制エンジニアリングには、騒音源、伝播経路、放射面それぞれの重要性の理解が不可欠である。そうでなければ、騒音抑制への努力は、不必要に高額で重量とスペースに影響するか、全く無駄になることもある。

5.3 プロペラ騒音

プロペラは、船舶最大の騒音源である。騒音には、水中拡散騒音に加え、船体後部の内部騒音と振動が含まれる。したがって、プロペラ騒音のメカニズムの解明が、プロペラ騒音の重要性の評価と騒音低減型プロペラ的设计に不可欠である。下図 8 は、様々なプロペラ騒音のメカニズムを示している。

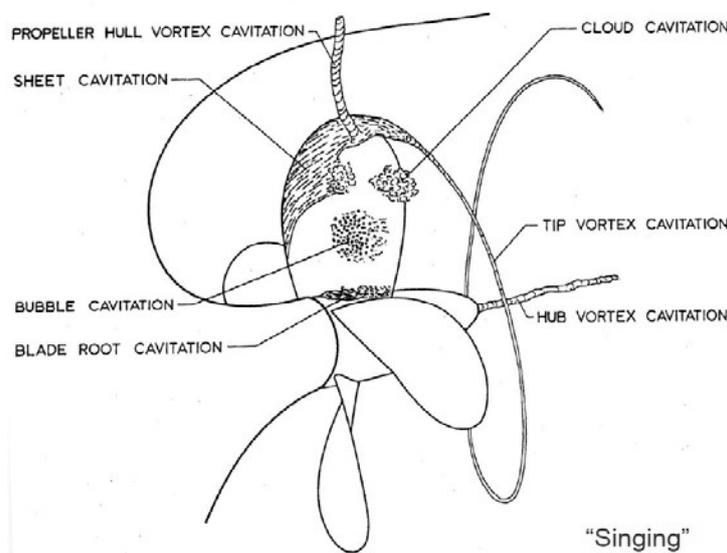


図 8：プロペラ騒音のメカニズム (参考資料 33)

上図に示すとおり、プロペラからは多様なキャビテーションが発生する。全てのキャビテーションは、気泡が破裂した時に騒音を発する。高負荷運転時にほぼ全船種のプロペラから発生するキャビテーションのうち、最も重要な 2 種類のキャビテーションは、翼面に発生するシートキャビテーション及びプロペラ先端の圧力差によって生じる渦流に起因するボルテックスキャビテーションである。図に示された他のキャビテーションは、特殊なケースのみに起こり得る。

プロペラブレード上の過渡的キャビテーションに起因するプロペラ振動の知見は豊富にあり、プロペラ設計者の多くは過渡的キャビテーションの大きさと発端を予測することが出来る。このメカニズムはプロペラブレードへの負荷に正比例しており、ブレード振動の低周波騒音とブレード固有振動数の高調波の原因となる。キャビテーションは、プロペラの吸引面の圧力が水のキャビテーション圧力よりも低くなった場合に発生する。発生した圧力場は、通常、船内振動の最も重要な振動源となる。圧力場は複数のブレード高調波成分を持つ。過渡的キャビテーションにより発生した圧力場は、プロペラブレードの数や軸回転数の決定に利用可能な情報を含んでおり、船舶の音紋の重要な要素となる。また、比較的的低周波であるため、長距離に伝播する特性がある。

しかしながら、広帯域圧力は、ブレード固定振動やブレード固定振動の高調波よりも高周波数のプロペラから発生する。多くの場合、これが最も強力な重要な騒音発生メカニズムである。ハイドロフォンを通過中の船舶の水中騒音の測定例を図 9 (DNV GL データベース) に示す。この船舶では、広帯域キャビテーション騒音は、ブレード通過周波数の騒音よりも高くなっている。

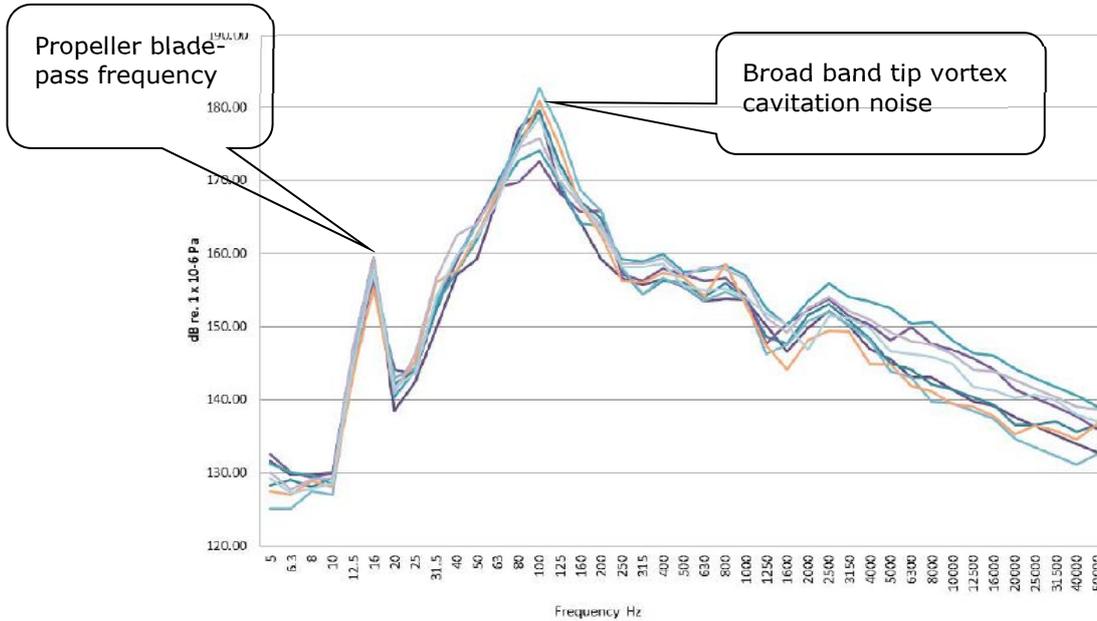


図 9：艦艇通過時の水中騒音の測定、1m 基準

数多くの実船の測定結果から、DNV GL は、プロペラ翼端渦からの騒音の半経験的測定方法を開発した。この測定方法は 1995 年に発表され (参考資料 34)、その後、この手法のデータベースは拡大し続けてきた。この手法は、信頼性の高い結果を提供することが証明され、過去 20 年間に建造された多くの低騒音調査船や水中騒音拡散の低減を目指すその他の船種の設計に利用されている。最近の共同研究開発プロジェクト「Cooperative Research Ships (CRS)」(参考資料 35) でもこれと似た測定方法が開発された。この手法の開発の背景は、参考資料 36 に詳しい。

5.4 機械騒音

機械から発生する騒音は、回転、燃焼、流動、摩擦、反動、歯車のかみ合い、機械の電磁気等の力が原因となる。その力は、機械の動作の余分な副産物と言える。これらの力の大きさと力を受ける船舶の構造特性、放射面、音響環境が、船舶から離れた地点で受ける水中騒音の大きさに影響するメカニズムとなる。

船舶は、騒音源となる数多くの機械を搭載している。機械のいくつかは、パイプ、ダクト、シャフトで繋がっており、騒音エネルギーは、構造又は流体を通じて広い範囲に伝播する。これら全ての騒音源は、部分的に海中に没している船体に搭載されている。振動伝播は、騒音源と半没した船体の胴板の間の構造の動的挙動と胴板の周波数応答に影響され

る。さらに、胴板の振動は、水中の圧力変動を引き起こし、その一部は音として遠方界に拡散する。実際の遠方界への拡散は、各周波数でのモデルパターンと胴板の構造特性に影響される。このようなフィルター機能により、騒音の拡散は、振動源に近いロケーションで最も強いとは限らず、各ロケーションで強さと周波数は異なる。構造を伝播する騒音は、広い範囲に拡散することがある。低周波騒音は、同一周波数で周期的に動揺する船体の広い部分の全体的な振動に関連している。一方、船体の一部の局所的な振動は、更に高い周波数の振動である。

低出力の船舶又は機関が固定設置された船舶では、構造騒音の伝播が周波数範囲全体又は部分的な騒音の最大の原因となる。

図 10 は、機械騒音の発生メカニズムを示している。メカニズムは、騒音源の大きさにかかわらず同じである。各騒音源からの騒音伝播の強さを決定する要因は、力の大きさと支持構造の力学である。

騒音抑制には、各機械から伝播する構造騒音レベルの低減が最も重要であり、通常機械と配管の弾性設置により低減される。

有効な弾性設置は、低騒音レベルを目指す船舶に最も重要である。最適な弾性土台の選択に加え、基礎の建造と構造的共振を防ぐことは非常に重要である。

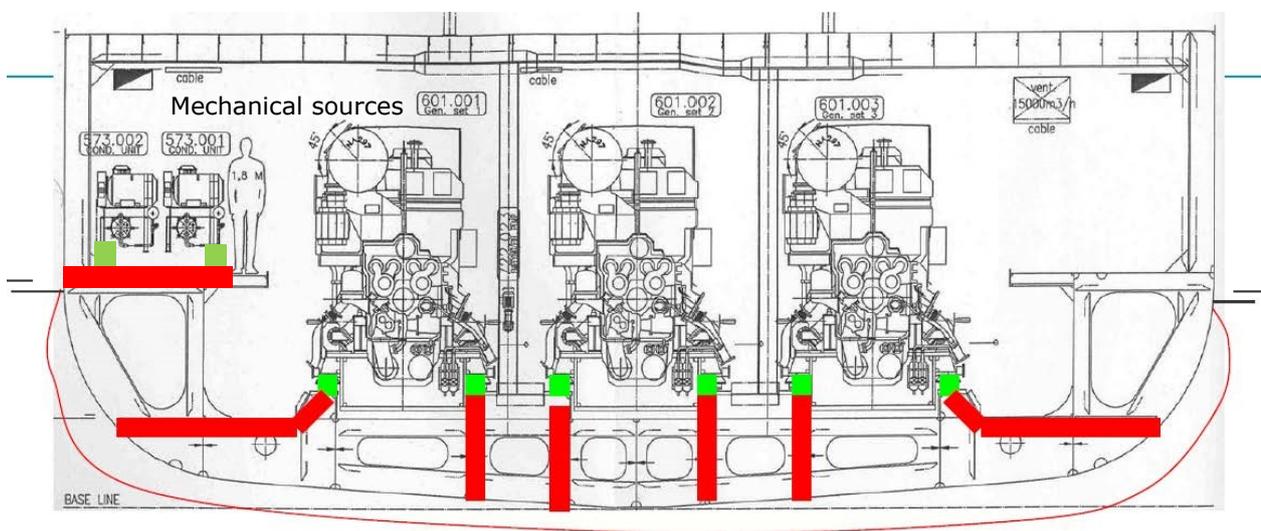


図 10 : 機械的騒音源からの騒音発生メカニズム

- 弾性土台により構造に結合
- 構造を通じた伝播
- 拡散

機械騒音発生メカニズムは数十年前から広く知られており、古くは参考資料 37、最近では船舶の機械騒音予測の例を挙げている参考資料 38 に詳しく説明されている。

6 造船所、船用メーカー、設計企業による技術開発

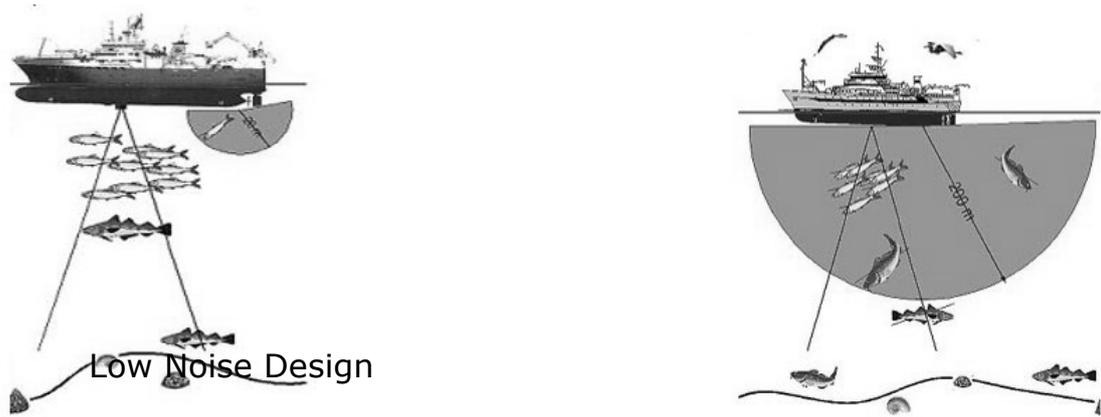
造船所、船用メーカー、設計企業の騒音制御技術は、過去のプロジェクト実績と得られた経験のレベルにより大きく異なる。造船所が建造する同一船型の船舶の数は限られているため、抑制技術の原理は同じであったとしても、同一のソリューションを他の船舶にそのまま適用することは難しい。水中騒音に関する実際のスペックが、技術ソリューションの選択を左右する。

船舶が DNV GL の「SILENT(R)」ノーテーションや ICES 209 基準、又は艦艇等の厳格な要件を満たすためには、その設計と製造の全工程において騒音抑制に焦点を当てる必要がある。このような船舶では、騒音抑制が設計の最優先事項となり、他の設計はそれに従うこととなる。また、二重弾性構造を持つディーゼル発電機を含むディーゼル電気推進システム、騒音抑制型電気推進モーター、最適化された後流を持つ騒音抑制型プロペラ設計等の低騒音特性の高い特殊機器の採用が必要となる。プロペラは、通常先端の角度を大幅に小さくしたチップオフロード型が採用される。さらに、船舶の静粛性が必要な場合に運転される補助機関・機器は、弾性設置が必要となる。通常、水との接触が密接なギアシステムやポッド型推進システムは、使用に適していない。

厳格さの少ない仕様では、ディーゼルエンジンや油圧システム等最も騒音の大きい機械のみを弾性設置し、プロペラ設計に幾分考慮するだけで十分である。SILENT(E) (環境) ノーテーション等の仕様の場合は、通常推進機器の設置方法と先端の角度を幾分小さくした (moderate tip off-loading) プロペラの採用で条件を満たすことが出来る。

低騒音船の設計と建造に必要な技術ソリューションは存在するが、前述のように厳格な仕様が機器・システムの選択の幅を狭め、重くて高額な設置台を必要とする。これは、ギア、ポッド型推進装置、電動機、油圧システム、コンプレッサー、ポンプ等のメーカーが、静粛性の高い機器を製造するためのインセンティブともなる。コスト、サイズ、重量に影響を与えず低騒音化された機器は、将来的に騒音制御の概念が普及した市場で競争力を持ち、特殊な設計と建造工程を持つ船舶だけではなく、全船舶の騒音レベルの低減に寄与することとなる。現時点では、図 11 に示すように、船舶の低騒音化には追加的なコストが必要で、機器の重量は増加し、また、多くの場合サイズも大型化する。

図 11 は、低騒音設計の異なる手法と付随コストの概要である。左の船舶は、船舶からの騒音が 20m ゾーン (青い半円) 外の魚類を驚かせない低騒音船で、船体の下の円錐エリアの音響変換器 (acoustical transducers) の信号に影響することもない。右の船舶は、200m ゾーン (青い半円) の外の魚類も驚かせる従来型船で、音響変換器の信号にも干渉する。図の下の説明は、騒音抑制レベルと経済的影響である。設計に統合された低騒音機能は、低騒音型プロペラ等を想定している。追加的な低騒音化手法としては、機関の弾性台設置、緩衝材の追加等がある。また、低騒音化に特化した装置としては、ディーゼル発電機の二重弾性設置、騒音抑制型電気推進モーター、チップオフロード型オープンプロペラ等がある



Low noise design features - LOW COST -
integrated in basic design

Conventional design

Additional Control Measures - ADDED COST

Dedicated Machinery - HIGH COST

図 11：騒音制御のコスト

図 11 に示すように、ある程度の低騒音化は、低騒音化の原理に関する知識を利用することにより実現可能である。例えば、プロペラ騒音を引き起こす最も重要な要素に関する知識のあるプロペラ設計者は、コストと効率に大きな影響を与えることなく低騒音化したプロペラの設計が可能であろう。同様に、機関、機器、配管の適切な設置に関する知識を採用した場合、追加的なコストを必要とせず低騒音化が実現されるかもしれない。共振周波数を排除した構造の建造には計算が必要であるが、建造コストには大きな影響はないであろう。粘弾性の静粛化層、追加的遮音、絶縁等の追加的制御機能を採用した場合には、コストは上昇する。

今日の騒音制御は特殊な分野であるが、既に技術は利用可能であり、バンクーバー港のようなインセンティブ（参考資料 22）が一般化し、また、IMO の船内騒音要件のような国際規制が義務化された場合には、船舶の低騒音化が大きく進むと考えられる。

現時点で水中騒音抑制対策の候補として考えられる技術に関しては、カナダ運輸省が 2019 年 1 月にロンドンの IMO 本部で主催した専門家会合において紹介された資料の概要を巻末に添付する（付属資料 B「水中騒音抑制技術候補リスト」）。

騒音抑制専門企業

低騒音船の設計と建造には、騒音制御に関する高度な専門知識と技術が必要であるため、通常専門の企業が関与する。そのような企業の例としては、DNV GL 等の船級協会の他に Noise Control Engineering（米国）、TSI（スペイン）、COWI（デンマーク）、TNO（オランダ）、QinetiQ（英国）、N&V Ship（フランス）等がある。以下にその概要を述べる。

Noise Control Engineering (NCE) (米国)

ホームページ : <http://www.noise-control.com/>

マイアミに本社を置く Noise Control Engineering (NCE) は、音響エンジニア Raymond Fischer が 1991 年に設立した、船舶、産業、環境、製品向けの騒音及び振動測定を専門に行う音響エンジニアリング企業である。経験豊富な約 12 名のエンジニアが小規模企業である強みを生かして顧客のニーズに迅速に応え、あらゆる音響関係の問題に対してコスト効果の高いソリューションを提供する。

なお、参考として、巻末に、カナダ運輸省が 2019 年 1 月に IMO 本部で主催した専門家会合において同社が紹介したプロペラ騒音抑制技術レポート (付属資料 C) を添付する。

TÉCNICAS Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S. L. (TSI) (スペイン)

ホームページ : <https://www.tsisl.es/en/>

マドリードに本社を置く TSI は、造船技師 Publio Beltrán Palomo が 1983 年に設立した、スペイン初の騒音・振動エンジニアリングを専門に行う民間企業である。設立以来、重工業や原子力発電所の機械の騒音・振動分析を中心に行ってきたが、調査船の騒音分析、プロペラの FEM 分析等にも実績がある。また、同社の主催する PdM (Predictive Maintenance: 予測的保守) セミナーには、これまで 460 社以上が参加している。

COWI (デンマーク)

ホームページ : <https://www.cowi.com/>

コペンハーゲンに本社を置く COWI は、1930 年にエンジニア Christen Ostenfeld が設立した工業エンジニアリング企業で、現在では全世界に 6,600 人の従業員を有し、プロジェクト実績は 12,000 件以上に上る。現在の COWI の 5 事業部門は、デンマーク部門、スウェーデン部門、ノルウェー部門、橋梁・トンネル・海洋建造物部門、建築部門である。同社は、環境、健康、安全性ビジネスの一環として、音響・騒音・振動分析サービスを提供している。

TNO (オランダ)

ホームページ : <https://www.tno.nl/en/>

ハーグを本拠とする TNO は、1932 年に設立された独立系の応用科学研究機関である。現在、3,200 人以上の研究者が、産業、工業、環境、海洋、防衛、交通、インフラ、エネルギー

ギー、IT 等幅広い分野において研究を行っている。TNO は、環境・持続性関連の交通騒音を中心に騒音・振動測定及び分析と抑制方法に関する助言を提供し、また、多くの船用技術関連の EU 共同研究開発プロジェクトに参加している。

QinetiQ (英国)

ホームページ : <https://www.qinetiq.com/>

2001 年、英国国防省は防衛評価研究局 (DERA) を 2 分し、原子力関連以外の試験・評価部門は「QinetiQ」として半民営化された。2006 年に完全民営化された QinetiQ は、フアンバラに本社を置き、現在、英国内に 34 か所の拠点と 3,000 人以上の科学者とエンジニアを有する。QinetiQ の海事部門は、英国国防省、英国海軍、BAE Systems との長期契約を締結し、軍事及び民間向けのプラットフォーム、システム、武器、部品の安全性と効率に関する幅広い試験、評価、最適化を行っている。

N&V Ship (フランス)

ホームページ : <http://www.nv-ship.com/en/>

フランス中西部ラ・シュヴロリエールに本社を置く N&V Ship は、造船業・船用工業向けに騒音・振動の測定、分析を専門に行う音響コンサルタント企業である。船舶の概念設計から、全体設計、問題解決、診断、造船所検査、海上試験等造船の全段階にエンジニアが関与し、コスト効果の高い騒音低減ソリューションを提案する。同社の 3 人の専門家チームが担当した漁船から海洋構造物を含むプロジェクト実績は、100 件以上である。

DW-ShipConsult (ドイツ)

ホームページ : <http://www.dw-sc.de/>

ドイツ北部キール近郊のシュベンティネンタールに本社を置く DW-ShipConsult は、船舶音響及び水中音響に関する専門コンサルティング企業である。少人数の効率的なエンジニア集団である同社は、高いフレキシビリティを持ち、あらゆる船種の騒音、振動問題についてコスト効果の高いカスタムメイドのソリューションを提案し、プロジェクト全体のコンサルティングと協力を提供する。

なお、参考として、巻末に、カナダ運輸省が 2019 年 1 月に IMO 本部で主催した専門家会合において同社が紹介した機械振動抑制技術レポート (付属資料 D) を添付する。

7 就航中の新造船に適用された騒音制御技術

世界の海軍は、伝統的に常に最先端の騒音抑制技術を採用してきた。潜水艦は高度に騒音が制御された船舶の好例である。低騒音水上船に採用される技術も全く同じであるが、船舶の仕様、船級要件によって騒音レベルが異なる。1995年のICES 209 勧告（参考資料24）の導入により、民間の調査船の騒音レベルは大幅に低下した。1995年以來、多くの低騒音調査船が竣工したが、以下はその例である。

船名： G.O. Sars

建造： Flekkefjord Slipp & Maskinfabrikk（2002年）

船主： IMR（ノルウェー）

設計： Skipsteknik AS

機器： プロペラ（Wärtsilä）、電気推進モーター（TECO Westinghouse）

船名： James Cook

建造： Flekkefjord Slipp & Maskinfabrikk（2005年）

船主： NERC（英国）

設計： Skipsteknisk AS

機器： ディーゼル発電機、プロペラ（Wärtsilä）、電気推進モーター（TECO Westinghouse）

船名： Jong Shyn J191

建造： China Shipbuilders（台湾、2009年）

船主： 台湾海軍

設計： USDDC Taiwan

機器： ディーゼル発電機（Caterpillar）、プロペラ（台湾メーカー）

船名： Cabo de Hornos

建造： ASMAR（チリ、2012年）

船主： チリ海軍

設計： Skipsteknisk AS

機器： ディーゼル発電機、プロペラ（Wärtsilä）、電気推進モーター（Ansaldo）

船名： Samudra Ratnakar

建造： Hyundai（韓国、2013年）

船主： Geological Society of India（インド）

設計： Hyundai

機器： ディーゼル発電機（Hyundai-Himsen）、ポッド型推進機（Wärtsilä）

船名： Carrasco

建造： CNP Freire（2017年）

船主： ペルー海軍

設計： Skipsteknisk AS

機器： ディーゼル発電機 (Caterpillar)、ポッド型推進機 (Rolls-Royce Marine)

船名： Jia Geng

建造： Guangzhou Shipbuilding International (GSI) (2017年)

船主： 廈門大学 (中国)

設計： MARIC

機器： ディーゼル発電機 (Caterpillar)、電気推進モーター (INDAR)

上記に加え、低騒音船への入港税軽減措置の導入後、今日では多くの船舶が DNV GL の「SILENT(E)」ノーターンション又は同様の騒音レベルを満たす仕様で建造されている。その例は、Royal Caribbean Cruises 社の「Celebrity Eclipse」、「Symphony of the Seas」、「Harmony of the Seas」等のクルーズ船である。「SILENT(E)」ノーターンションの取得は、規制当局と乗客の両方に船舶の静粛性をアピールする狙いがある。また、将来的に予想される規制強化にも対応することが出来る。

長年に亘り多くの艦艇、地震探査船、漁業調査船はその任務を効率的に遂行するために低騒音機能を採用してきたが、一般商船に関しては、これまで水中騒音の拡散への考慮はなされていなかった。

表： SILENT ノーターンション取得船一覧（就航中及び計画中包含）

造船所	船種	トン数 (GT)	SILENT ノーターンション	船名
Øgrey Mek. Verksted	ケーブル敷設船	10,147	E	Nexans Skagerrak
Meyer Werft GmbH	旅客船	121,878	E	Celebrity Eclipse
Vard Brattvaag	漁船	3,443	F	Gadus Neptun
Stx France S.A.	旅客船	228,081	E	Symphony Of The Seas
Construcciones Navales Paulino Freire, S.A.	調査船	5,716	A	Carrasco
Chantiers de L'atlantique	旅客船	130,818	E	Celebrity Edge
Lloyd Werft Bremerhaven AG	旅客船	-	E	(不明)
Baltijos Laivu Statykla AB	調査船	-	A	Mintis
Damen Schelde Naval Shipbuilding B.V.	調査船	3,208	A, F, R	Baia Farta
Vard Group AS Avd Brattvaag	調査船	-	R	(不明)
Havyard Ship Technology AS	漁船	-	F	Scombrus
Ulstein Verft AS	ケーブル敷設船	-	E	(不明)
Triyards Marine Services Pte. Ltd.	調査船	-	A, S	(不明)
Ulstein Verft AS	ケーブル敷設船	-	E	Nexans Aurora
Construcciones Navales Paulino Freire, S.A.	調査船	-	R	(不明)
VARD Group AS Avd Søviknes	旅客船	-	E	(不明)
VARD Group AS Avd Søviknes	旅客船	-	E	(不明)
MV Werften Wismar GmbH	旅客船	-	E	(不明)
Damen Shipbuilding B.V.	旅客船	-	E	(不明)

8 今後の動向

水中騒音への配慮がないまま貨物の海上輸送が世界経済の成長とともに増加した場合、海洋生物への悪影響の増大が懸念される。幸い騒音リスクに対する認知度は高まっているが、規制その他の法的メカニズムの導入は遅れており、制定と導入に関する議論が徐々に開始されている。

将来的な船舶の騒音制御を実現するために必要な技術と実際的な騒音仕様は、既に利用可能であると考えられている。低騒音技術と措置の導入を促進するには、国際的に調和し、持続した努力を要する。各旗国や港湾における独自の要件は騒音問題への重要な取組みであるが、その実施と義務化に関しては、産業全体の更なる動機付けが必要である。IMO、船級協会、関連産業の世界レベルの積極的な努力は、騒音低減へのプロセスに大きく寄与する。低騒音化へのアプローチとしては、法規制に加え、政府によるインセンティブ（振興策、税免除等）及び市場インセンティブ（燃料効率化、「グリーン」企業認証、船級ノーテーション等）等を含めるべきである。さらに、他の環境関連の課題との連動も検討すべきである。その例としては、船型の効率化、後流の最適化、防汚機能、特定海域における減速又は航行規制等が考えられる。

船用機関・機器メーカーは、設計段階において騒音抑制への配慮を含めることを推奨されるべきである。今後、造船所、設計者が利用可能な騒音抑制技術及び手法に関する知識の拡大が望まれる。

9 「SILENT」取得船舶の水中騒音抑制に係る認証プロセス

9.1 要旨

同章では、水中騒音及び振動抑制に係る DNV GL の典型的な認証プロセス（調査船）を示す。

対象となる船舶は、次の要件を満たす船舶である。

- DNV GL 「SILENT-R」 の水中騒音レベル
- DNV GL 「SILENT-S」 の水中騒音レベル

DNV GL は、低騒音調査船については、通常図 14 に示された騒音制御手法を採用し、次の分析を推奨している。

- プロペラ分析を含む水中騒音分析
- 船内居住性に関する騒音分析
- 局所的構造振動分析
- 発電機の基礎と船体下部構造の固有周波数とインピーダンスの詳細な計算

「SILENT-R」ノーテーションは、船速 11 ノットにおける軽度の調査作業又は特定の低速調査作業向けの厳格な水中騒音基準である。水中騒音をこれほどの低レベルに抑えるためには、設計条件を考慮する必要がある。最近建造された調査船では、厳格な水中騒音基準を満たすために、全ての設計要素が最適化されるか、又は少なくとも音響制御機能が加えられている。プロペラ設計と主推進装置の騒音制御は特に重要である。また、船舶建造の全工程において騒音基準を満たすための詳細な検査が必要である。

「SILENT-S」ノーテーションの要件は、地震データ収集のための比較的低速での牽引条件に適用される。

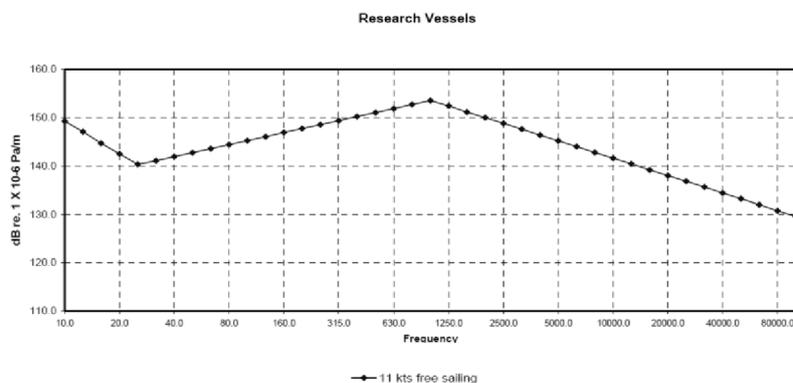


図 12 : 「SILENT-R」要件

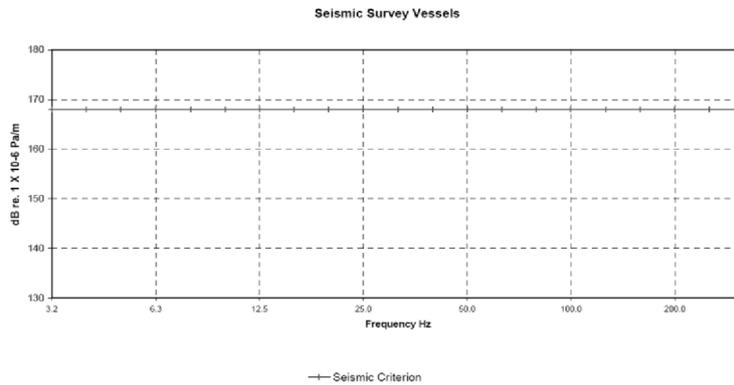


図 13 : 「SILENT-S」の 1/3 オクターブ騒音リミット、1/3 オクターブバンドレベルに加え、周波数帯 3~300 Hz の騒音レベルは 175 dB re 1 μ Pa/m を越えてはならない。

通常、有限要素モデルによる広域振動解析は含めない。これは、調査船は比較的小型で、機関の出力と機関から引き起こされる騒音が小さく、既に厳格な騒音要件を満たしているからである。

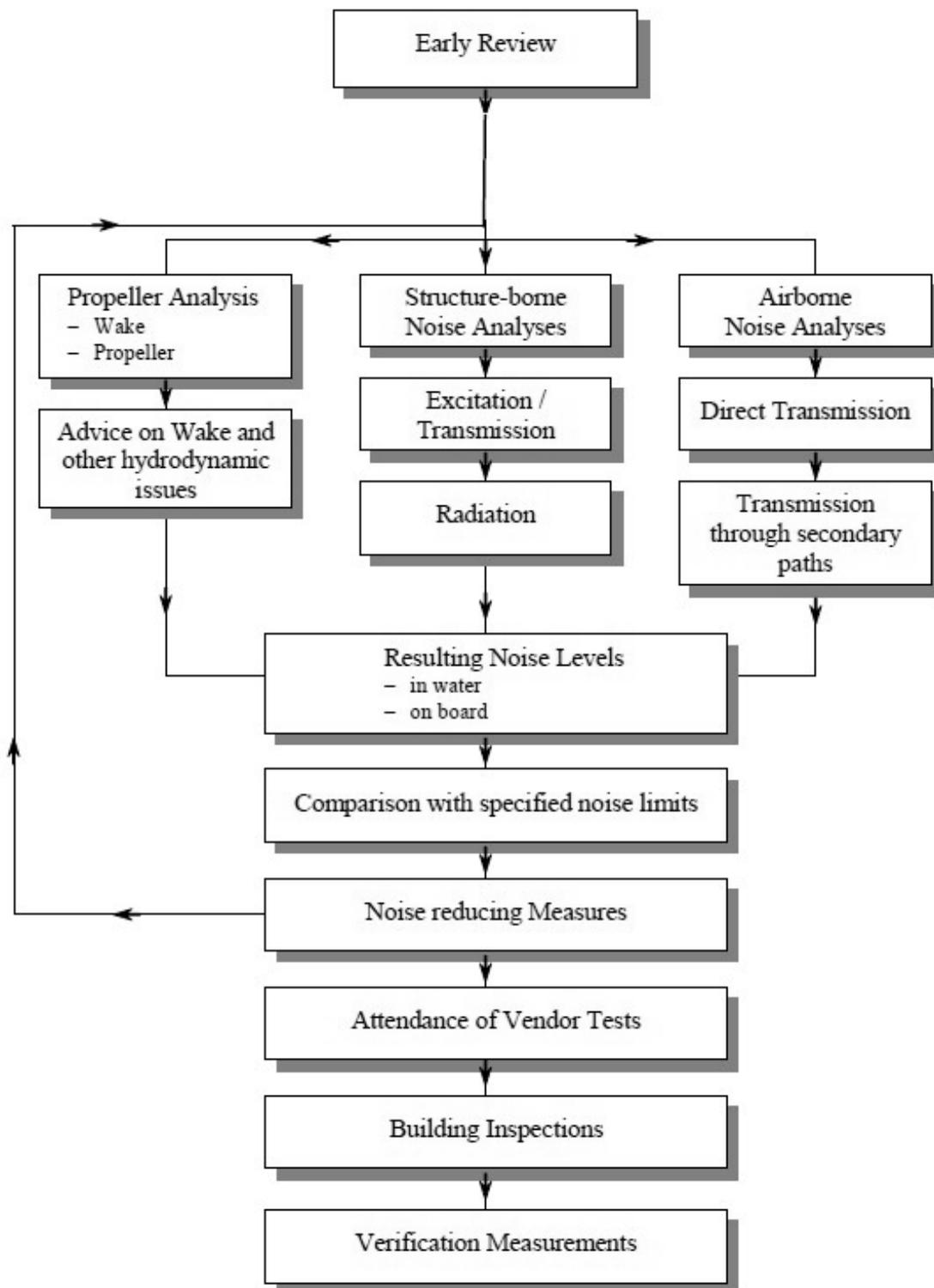


図 14：低騒音調査船の騒音制御計画

9.2 プロジェクト初期段階の設計評価

特定の水中騒音基準を満たすには、いくつかの課題がある。

プロジェクト初期段階における評価の目的は、船体設計における基本的な問題を指摘し、騒音源と伝搬経路及び騒音伝搬先における騒音抑制のための対策を決定することである。また、水中騒音要件を満たすプロペラの直径、ブレード数、出力に関するフィジビリティ研究を行う。

さらに、主な振動源（プロペラ、ディーゼル発電機、電気推進モーター）の騒音レベル（振動速度レベル又は水中騒音レベル）と設計仕様に関する独立した基準を策定しなくてはならない。このような基準は、造船所がサプライヤーから高品質の騒音抑制型機関・機器を調達することに役立つ。また、造船所は、重要サプライヤーに部分的に責任を担わせることが出来る。

補助機関・機器の基準も導くことが出来るが、そのような基準は、サプライヤーのコスト上昇を招くため、保証要件として使用すべきではない。一方、この基準は、造船所が、工場受入れ試験（FAT）又は港湾受入れ試験において騒音抑制技術の性能評価に用いることが出来る。

9.3 騒音分析

9.3.1 水中騒音の予測及び抑制

水中に拡散される騒音の主な騒音源は、推進用プロペラ、ディーゼル発電機、電気推進モーター、軸系、補助機器（コンプレッサー、油圧システム、ポンプ等）である。実船測定と先進的予測プログラムにより、これらの騒音源から発生する水中騒音は測定又は経験的評価が可能で、特定のレベルを満たすために必要な措置の提案が可能である。

オープンプロペラ設計の水中騒音レベルの予測は、船体からの水中音響拡散の数値的予測及びプロペラの騒音源における騒音の大きさの計算を基礎としている。さらに、機関の騒音レベル等の実船測定からの統計データを、予測結果を補強し、計算の精度を評価するために用いる。

プロペラからの騒音拡散は、キャビテーション水槽試験で満足できる精度で計測することは難しいことが経験的に示されている。したがって、DNV GL は、均一流内の実際のプロペラ騒音の測定を含めた水中騒音分析を行っている。プロペラ騒音の計算には、DNV GL 独自の翼端流指数（Tip Vortex Index: TVI）手法を採用する。

船体及び全ての水中付属物は、低騒音船に関する経験の豊富な流体力学者によって検討され、必要な場合は改善が提案される。オプションとして、DNV GL は、低騒音プロペラの後流を最適化するために船体の後流の CFD 解析を行う。

水中騒音レベルが基準を超える可能性がある場合には、騒音抑制手段が提案される。その結果は包括的な報告書に纏められ、検討される。



最初のプロペラ設計が水中騒音要件を満たさないと判断された場合には、DNV GL は、プロペラの設計最適化の助言を行う。

プロペラ後流の最適化のためには、独立した CFD 計算をオプションとして提供する。解析結果に基づき、DNV GL は、後流の改善に必要な設計変更の概要を示す。プロペラ設計者は、プロペラの幾何形状を変更し、必要な場合には、DNV GL が変更された幾何形状の解析を再度行う。

9.4 振動分析

9.4.1 水中騒音に影響する構造の振動 FEM（有限要素法）モデル

構造共振による過度の水中騒音拡散を防ぐため、選択された機械室と底部構造の固有周波数の詳細な計算が行われる。計算は、選択された重要構造の有限要素モデルをベースとする。大きな振動源からの共振が発生するリスクのある区域は補強する。ディーゼル発電機の基礎もモデルに組み込み、弾性土台の下の強固さを確保するため、基礎構造のインピーダンスを計算する。

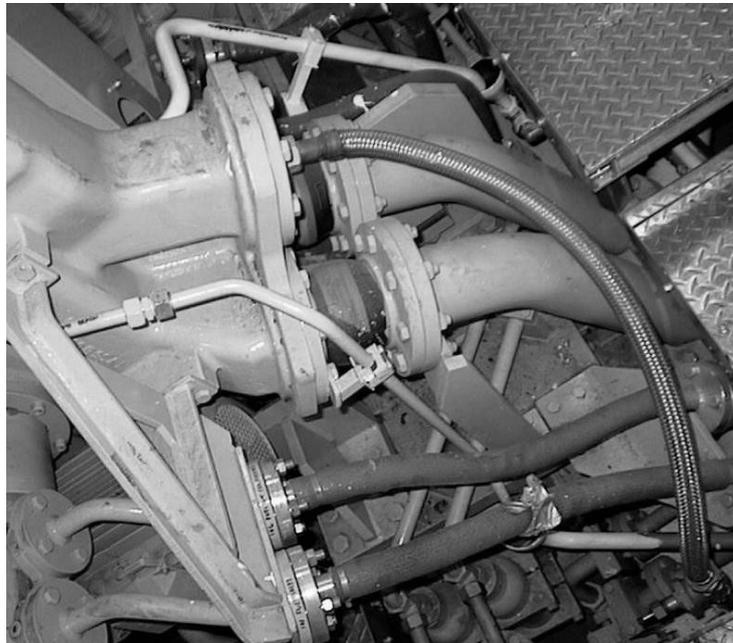
9.5 建造検査／プロジェクト会議

厳格な水中騒音基準を含む建造プロジェクトでは、騒音抑制機器が正しく設置され、設計変更が騒音と振動レベルに逆効果にならないことを明らかにするため、オプションでプロジェクト会議と実際の建造工程の検査を行うことを推奨する。必要な場合には、検査時に重要な基礎構造の防撓性と固有周波数の測定を行う。各検査と造船所での会議を組み合わせることも可能で、通常移動時間を含めて 2、3 日の日程で行われる。

さらに、船内の騒音と振動に影響する他の要素を検討するためのプロジェクト会議が必要な場合もある。

各建造検査の終了後には、結果と勧告を纏めた短い報告書を作成する。

検査は、音響の短絡現象の危険を避けるために重要である。



9.5.1 水中騒音拡散の検証

船舶の引渡し時には、DNV GL「SILENT」で指定された方法で遠方界水中騒音レベルの測定を行うか、又は他機関による測定の証明を提出する。

これらの測定は、更に詳細な診断測定と組み合わせることも出来る。機関の基礎構造の騒音、外板及びプロペラ周辺の水中騒音等の測定は、将来的な建造プロジェクトへの貴重な情報となる。測定結果は、船舶の音紋の解釈を改善するための基礎を提供し、また、各種騒音源の特定と順位付けに役立つ。

「SILENT」ノーテーションに係る実船測定は、通常 1 日プラス移動時間で行われる。しかしながら、天候条件や暗騒音により遅延が発生することもある。

10 參考資料

1. Fundamentals of underwater sound, IOGP & IAGC report no. 406, 2008.
https://nanopdf.com/download/fundamentals-of-underwater-sound-international-association-of-ifoil_pdf
2. Fundamentals of acoustics, Laurence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens, James V. Sanders, Wiley, ISBN: 978-0-471-84789-2
3. ISO 18405:- 1, Underwater acoustics - Terminology
4. J. D. Colladon, Souvenirs et Memoires, Albert-Schuchardt, Geneva, 1893.
5. J.Y. Cousteau, "The silent world". Harper Brothers, 1953 LCCN 52-5431
6. Ocean Noise: Turn it down, A report on ocean noise pollution, IFAW (International Fund for Animal Welfare), 2008. <https://tethys.pnnl.gov/sites/default/files/publications/McKenna%20et%20al.%202008.pdf>
7. A noisy spring: the impact of globally rising underwater sound levels on fish. Slabbekoorn H., Bourton N., van Opzeeland I., Coers A., ten Cate C., & Popper AN., Trends Ecol Evol 2010 Jul: 25(7) 419-427
8. USDOT-MARAD (U.S. Department of transportation-Maritime Administration). 2006. "World merchant fleet 2005".
9. Kaplan, M.B. & Solomon, S. (2016). A coming boom in commercial shipping? The potential for rapid growth of noise from commercial ships by 2030. Marine Policy, 73(2016) 119-121.
10. Increases in deep ocean ambient noise in the Northeast Pacific west of San Nicholas island, California, McDonald, M.A., Hildebrand, J.A., and Wiggins, S.M., J.Acoust.Soc.Am.120(2), 2006
11. Code on noise levels on board ships, MSC 337(91), IMO 2014
[http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Maritime-Safety-Committee\(MSC\)/Documents/MSC.337\(91\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Maritime-Safety-Committee(MSC)/Documents/MSC.337(91).pdf)
12. Guidelines for the reduction of underwater noise from commercial shipping to address adverse impacts on marine life, MEPC.1/Circ.883, IMO 7. April 2014
https://www.ascobans.org/sites/default/files/document/AC21_Inf_3.2.1_IMO_NoiseGuidelines.p df
13. <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PSSAs/Pages/Default.aspx>
14. Oceans and the law of the sea. United Nations General Assembly, Sixty-second session, Item 79 Report of the Secretary-General 2007
15. Oceans and the law of the sea. United Nations General Assembly, Seventy-third session, Item 78 Report of the Secretary-General 2018
16. Commission decision of 1 September 2010 on criteria and methodological standards on good environmental status of marine waters, Official Journal of the European Union, 2010/477/EU.
17. AQUO Achieve Quieter Oceans by shipping noise footprint reduction, <http://www.aquo.eu/> 2015
18. SONIC Suppression Of UW Noise Induced by Cavitation, 2015 <https://www.dnvgl.com/maritime/research-and-development/guideline-underwater-noise.html>
19. BSH (Bundesamt für Seeschifffahrt und hydrographie) 2008
20. 2012a. Omschrijving van Goede Milieutoestand en vaststelling van Milieudoelen voor de Belgische mariene wateren. Kaderrichtlijn Mariene Strategie – Art 9 & 10. BMM, Federale Overheidsdienst Volksgezondheid, Veiligheid van de Voedselketen en Leefmilieu, Brussel, België.

21. <https://www.tc.gc.ca/en/campaigns/participate-technical-workshop-quieting-ships-protectmarine-environment.html>
22. Port of Vancouver ECHO program. <https://www.portvancouver.com/echo>
23. OSPAR Commission, Overview of the impacts of anthropogenic underwater sound in the marine environment, OSPAR Report No. 441, London, UK, 2009
https://tethys.pnnl.gov/sites/default/files/publications/Anthropogenic_Underwater_Sound_in_the_Marine_Environment.pdf
24. ICES Cooperative research report no. 209, Underwater noise of research vessels, 1995
[http://www.ices.dk/sites/pub/Publication%20Reports/Cooperative%20Research%20Report%20\(CRR\)/CRR%20209/CRR%20209.pdf](http://www.ices.dk/sites/pub/Publication%20Reports/Cooperative%20Research%20Report%20(CRR)/CRR%20209/CRR%20209.pdf)
25. Underwater radiated noise of the NOAA ship Oscar Dyson, M. Bahtiarian & R. Fisher, Noise Control Engineering Journal, Volume 54, Number 4, 2006
26. DNV GL SILENT rules <http://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/RU-SHIP/2018-07/DNVGL-RUSHIP-Pt6Ch7.pdf>
27. ABS Underwater noise: <https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-andguides/current/other/295-classification-notation-underwater-noise/295-guide-classificationnotation-underwater-noise-awn-July-2018.pdf>
28. BV Underwater radiated noise
https://marineoffshore.bureauveritas.com/sites/g/files/zypfnx136/files/pdf/614-NR_2018-07.pdf
29. RINA Dolphin Quiet Ship and Dolphin Transit Ship <https://www.rina.org/en/rules>
30. Lloyds Register Ship Right <https://www.lr.org/en/latest-news/new-underwater-noise-notation/> 31. Mechanics of underwater noise. Donald Ross, Peninsula Publishing 1987, ISBN 0932146163 32. Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering, Ship Vibration, Noise and Habitability.
<https://onlinelibrary.wiley.com/browse/book/10.1002/9781118476406/toc>
33. Eric van Wijngaarden, MARIN, Cavitating Propellers, Vibration vs. Hydrodynamic Performance, Lloyds Maritime Academy, Ship Noise & Vibration Seminar, London 2012
34. Arnt Egil Ræstad, DNV GL, The Naval Architect July/August 1996, pps 11 – 16. “Tip vortex index – an engineering approach to propeller noise prediction”.
35. CRS (Co-operative Research Ship). <http://www.crships.org/web/show>
36. Johan Bosschers, Marin, “Propeller Tip-Vortex Cavitation and its Broadband Noise”. PhD dissertation 2018, ISBN: 978-94-92679-52-9
37. L.L. Beranek & I.L. Vér, Noise & Vibration Control Engineering , Wiley 1992, ISBN 0-471-61751-2
38. A.C. Nilsson & B.Liu, “Vibro-Acoustics” Volume 1 & 2. Science Press Beijing, 2012 & 2014, ISBN 978-7-03-033624-8 & 978-7-03-039150-6

船級規則

船舶

2018年1月版

第6部 追加的船級ノーテーション

第7章 環境保護と汚染抑制

セクション 6 水中騒音放出 - 「SILENT」

1 一般要件

1.1 はじめに

特定船種にとっては、水中音響トランスデューサーは、船舶の効率的な運航のための重要なツールである。しかしながら、全て船舶からの騒音放出は環境外乱と見なされている。追加的な船級ノーテーション「**Silent**」は、水中騒音の抑制が必要な船舶の設計と技術的に現実的な要件に対する試験を規定している。

1.2 範囲

追加的な船級ノーテーション「**Silent**」は、環境外乱を低減するために水中騒音放出を抑制する必要がある船舶に対する要件、運転条件、測定方法を規定する。

1.3 適用

追加的な船級ノーテーション「**Silent**」は、環境負荷低減を目指す船舶の水中騒音拡散及び／又は重要な運航要件として水中音響機器を使用する船舶の水中音響運転機能に適用される。

1.4 船級ノーテーション

1.4.1 DNV GL 船級を持ち、本要件を満たす船舶には、追加的な船級ノーテーション「**Silent**」を船級ノーテーションの後に括弧で付け加える。本要件は、必要とされる運転能力及び／又は環境騒音抑制のレベルにより異なる。

ガイドランスノート（細則）：

同セクションの要件を満たしているが、DNV GL 船級を持たない船舶に対しては、コンプライアンス証明を発行する。

1.4.2 水中騒音レベルの要件は、対象船の運航形態に応じ、「音響」(Acoustic)、「地震探査」(Seismic)、「漁業」(Fishery)、「調査」(Research)の4種類に分けられる。これに加え、環境騒音を抑制した全船舶に適用可能な一般的ノーテーション「環境」(Environmental)がある。

1.4.3 音響 (Acoustic) (**A**) は、その運航に重要なツールとして水中音響機器を使用する船舶、すなわち探査船、海洋調査船、パイプ敷設船、潜水船、多様なオフショア支援船、艦艇等に適用される要件である。

1.4.4 地震探査 (Seismic) (**S**) は、音響ストリーマーを使用した海底地殻調査を行う船舶に適用される要件である。

1.4.5 漁業 (Fishery) (**F**) は、漁業に従事する船舶に適用される要件である。

1.4.6 調査 (Research) (**R**) は、調査と特に騒音が重要な運航形態を持つ船舶に適用される要件である。(ICES 209 参照)

1.4.7 環境 (Environmental) (**E**) は、環境騒音の放出を抑制しているあらゆる船舶に適用される要件である。

1.4.8 いくつかの船級ノーテーションを満たす船舶は、組み合わせた船級を取得できる。例えば、**Silent(AE)** は、音響と環境騒音放出の両方の要件を満たす **Silent** 船級である。

Silent(A)	= 水中音響機器を使用する船舶
Silent(S)	= 地震調査活動に従事する船舶
Silent(F)	= 漁業に従事する船舶
Silent(R)	= 調査又はその他の騒音関連の任務に従事する船舶
Silent(E)	= 環境騒音放出を抑制しているあらゆる船舶

1.5 定義

1.5.1 定義

1.5.1.1 音圧レベル:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P_{r.m.s.}}{P_{ref}} \right)^2 = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{r.m.s.}}{P_{ref}} \right) \text{ dB re. } 1 \mu \text{ Pa}$$

ここで:

$P_{r.m.s.}$ = 実効音圧 (Root mean square sound pressure (Pa))

P_{ref} = 基準実効音圧(1μPa).

1.5.1.2 放射騒音レベル: 1m の距離で $L_{RN} = L_p$ (下記 1.5.1.5 の距離補正を用いた距離において測定された遠距離音場の音圧レベルから逆算) dB re. 1μ Pa · m

1.5.1.3 音のスペクトルレベル:

$$L_{ps} = L_p - 10 \log_{10} \Delta f \text{ dB re. } 1 \mu \text{ Pa } 1 \text{ Hz}$$

ここで:

Δf = 測定データの帯域幅 Hz

1.5.1.4 放射騒音のスペクトラムレベル:

$$L_{RNs} = L_{RN} - 10 \log_{10} \Delta f \text{ dB re. } 1 \mu \text{ Pa } 1 \text{ Hz } m$$

1.5.1.5 距離補正: 測定された遠距離音場レベルから放射騒音レベルの算出する場合に加える補正:

$$X \log_{10} \left(\frac{r}{r_{1m}} \right) \text{ dB}$$

ここで:

X = 完全球形拡散の場合は 20、円錐形拡散の場合は 10

r = 船舶の基準ポイントとマイクロフォンの距離 (m)

r_{1m} = 1メートル基本距離

ガイダンスノート:

X は、実際の測定においては実際の音場に依存する値となる。

1.5.1.6 船舶基準ポイント: 距離を決定する基準となる船舶のポイント。船舶基準ポイントは、横方向は船舶の中心線、縦方向は船尾の 4 分の 1 前方、垂直方向は海面の高さである。

1.5.1.7 最接近距離 (Closest point of approach : cpa): 通過試験中のマイクロフォンと船舶基準ポイントの最短距離。

1.5.1.8 1/3 オクターブバンド: $f_1 / f_2 = 2^{1/3}$ の場合の低周波数 f_1 と高周波数 f_2 の対数周波数間隔。実際的な目的のため、① 1/3 オクターブバンドの帯域は $0.23 f_c$ (f_c はその帯域の中心周波数) とする。推奨される 1/3 オクターブバンドの中心周波数は IEC 61260 に定義されている。

1.6 手続き要件

1.6.1 書類の要件

1.6.1.1 承認に必要な提出書類を表 1 に示す。

表 1 必要書類

件名	書類の種類	追加的記述	情報
騒音	Z255 – 測定方法	<p>以下を含む水中騒音測定の方法:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 計画された測定の地理的ロケーション（数種類のロケーションが提案可能） — 測定試験場の水深と海底条件（海図/地図等） — 計画された測定のセットアップ、すなわちハイドロフォンの位置、計画された航行コース、使用機材の詳細等。 — 試験対象船の運航プロフィール、すなわち： 通常サービスの場合の異なる運航条件の時間配分 — 測定試験中の船舶の運転条件の詳細、すなわち速力、試験中のプロペラ/スラスターのピッチと負荷、試験中のエンジンの回転数と負荷。予想される船舶の水上速度。 — 試験対象船が物体を牽引している場合は、物体の種類、計算された牽引力、及び牽引力計算方法。 — 運転条件を監視するために使用される方法の説明。 — 測定中に予想される載荷状態、及び通常の載荷状態。 — 要求される測定方法、運転条件、載荷条件から予想される逸脱の説明。 	AP
件名	書類の種類	追加的記述	情報
	Z241 – 測定報告書	<p>水中騒音報告書には以下を含む：</p> <p>測定された拡散騒音レベルをグラフの基準に対して記入する。 各 1/3 オクターブバンドの測定された拡散騒音レベルの数値、及び水中地震探査「Silent」ノーターション向けの全般的な拡散騒音レベル。 試験中に観察された運転状態の詳細、すなわち回転速度、使用されたプロペラ/スラスターのピッチと負荷、使用されたエンジンの回転数と負荷、船の対地速度と対水速度、測定場所の推進、気象条件等。</p> <p>測定場所とハイドロフォンの位置の図解。</p>	AP
AP = 承認用			

1.6.1.2 情報規則の定義を含む書類の一般要件に関しては、第 1 部第 3 章セクション 2 を参照。(Pt.1 Ch.3 Sec.2.)

1.6.1.3 書類の種類的全定義に関しては、第 1 部第 3 章セクション 3 を参照。(Pt.1 Ch.3 Sec.3.)

1.6.2 参照規準

1.6.2.1 同セクションは、以下の参考文献を示す。

— ISO 規格 17208-1:2016 「水中音響」 - 船舶からの水中音の記述と測定の量と手順 - 第 1 部：比較目的に使用する深水における高精度測定の要件

— ISO 規格 18405 「水中音響」 - 用語

— IEC 61260 「電気音響」 - オクターブバンドフィルターと 1/N オクターブバンドフィルター、国際電気標準会議

— ICES 協力調査報告書 209 (Cooperative Research Report no. 209)：調査船の水中騒音、評価と勧告 (ISSN 1017-6195, May 1995)

これらの参照規準は、文章の適切な箇所ですべて引用される。日付のある参照規準は、引用された版のみを適用する。日付のない参照規準は、改定箇所を含む最新の版を適用する。

2 水中騒音

2.1 一般

2.1.1 規則の適用

2.1.1.1 同規則は、特定の運転条件における水中騒音の最大レベルに関する要件である。規則への適合は、同セクションで規定された手順に沿った測定により証明する。

ガイダンスノート:

本要件からの逸脱に関しては、DNV GL が評価し、承認を行う。承認された逸脱は、船級証明書又は適合証明書の付属書に記載する。

2.2 水中騒音要件

2.2.1 一般

2.2.1.1 様々な運転条件における騒音の最大許容レベルを図 1～図 5 に示し、表 2 に要約する。各運転条件の最大騒音レベルは [3.1.3] – [3.1.7] に記載する。

2.2.1.2 騒音上限は 1/3 オクターブバンドで記載する。

ガイダンスノート:

必要な低騒音機能を設計に含め、騒音制御措置が船舶建造時に統合されるために、建造プロジェクト初期段階で計測を実施することを推奨する。

2.2.2 音響 (Acoustic (A)) 要件

2.2.2.1 最大許容騒音レベルは、2 種類の運転条件、すなわちスラスタ運転、及び軽度調査条件で図 1 に示す。

ガイダンスノート:

音響調査時にサイドスラスタを使用する設計となっている船舶にのみ「スラスタ運転」要件を適用する。

気泡は音響機器の減衰量を増加させ、効率を低下させる。気泡を原因とするパフォーマンスの低下は規則で考慮されない。

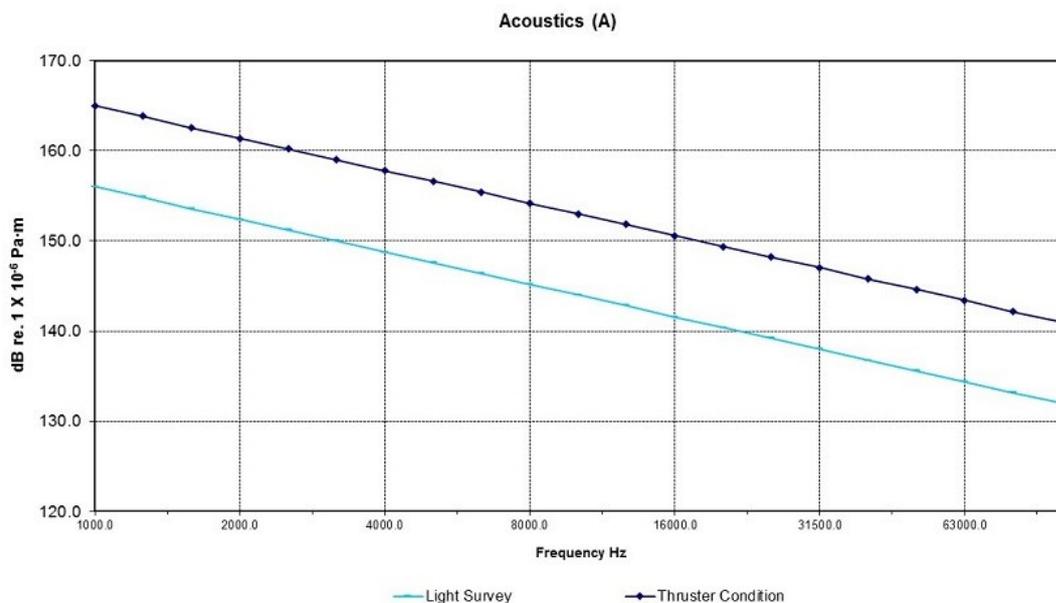


図 1 : 「Silent(A)」 最大許容騒音レベル、1/3 オクターブバンド

2.2.3 地震探査 (Seismic (S)) 要件

2.2.3.1 軸出力 > 3 000 kW /軸の船舶の許容騒音レベルは、最初のハイドロフォン群への距離が 250m を超えた場合 $20 \log$ (最初のハイドロフォン群への距離 m / 250) dB 増加させる。

ガイダンスノート:

船級証明書の付属書に、許容量の算出に使用された船舶とストリーマーの最短距離を記載する。

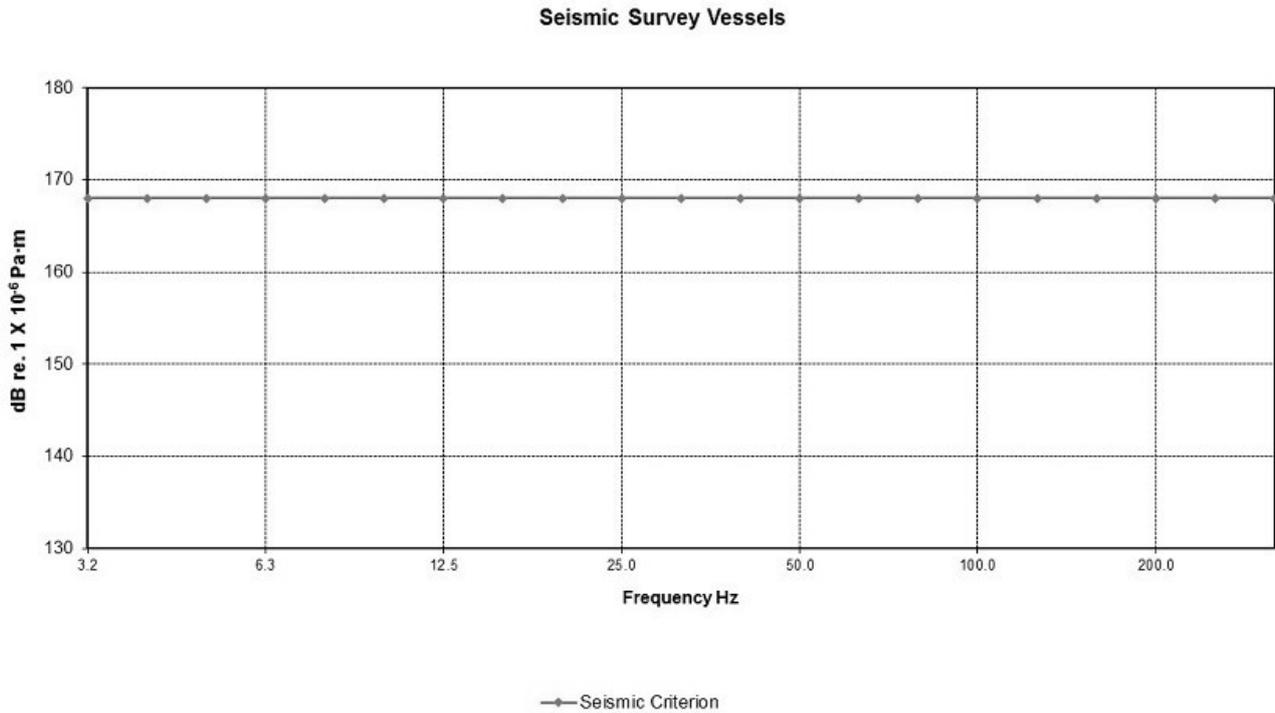


図 2 : 「Silent(S)」地震探査船の最大許容騒音レベル

1/3 オクターブバンドレベル 168 dB re.1 μ Pa m に加え、周波数範囲 3~300Hz における実効音圧騒音レベルは 175 dB re.1 μ Pa m を超えてはならない。

ガイダンスノート:

同要件は、船から最初のハイドロフォン群への距離を 250m と仮定し、球形分散による伝播損失を考慮して算出されている。最初のハイドロフォン群に更に距離の長いストリーマーを使用する場合には、騒音は $20 \log$ (距離 m / 250) dB ずつ減少する。

2.2.4 漁業 (Fishery (F)) 要件

2.2.4.1 2 種類の運転条件、すなわち重量物牽引 (Heavy towing) 又は底引き作業、及び軽度の調査 (Light search) 又は魚群探知作業の場合の最大許容騒音レベルを図 3 に示す:

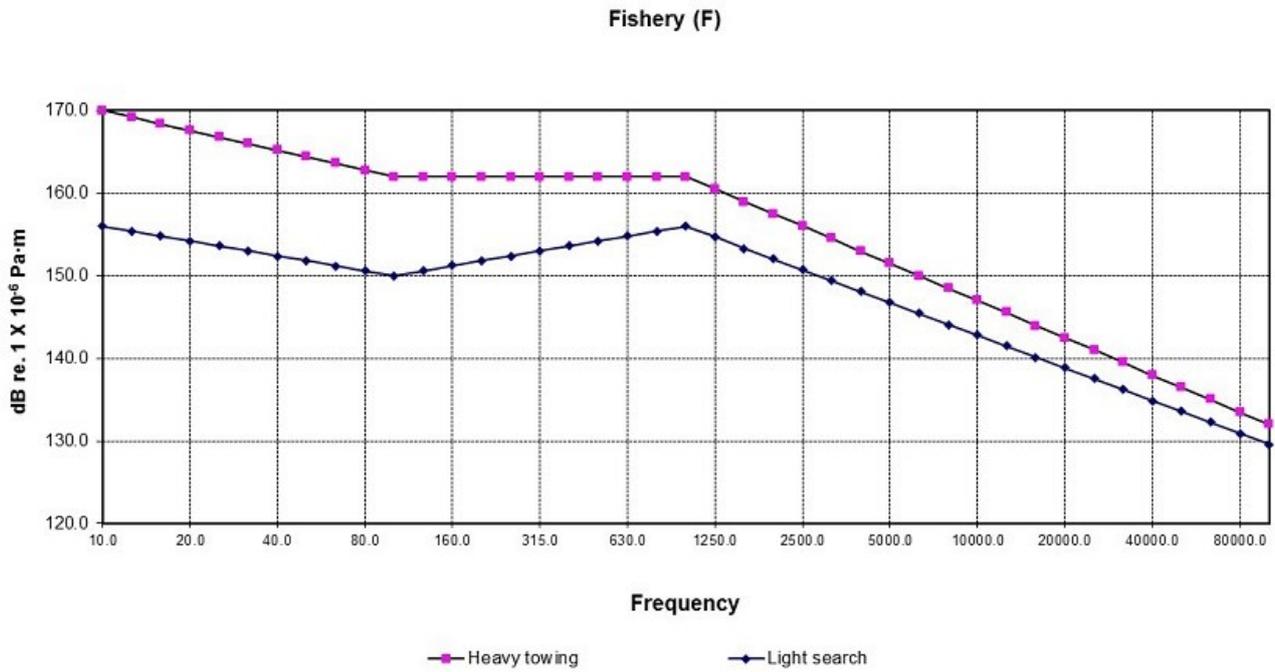


図 3 : 漁業「Silent (F)」の最大許容騒音レベル、1/3 オクターブバンド

2.2.5 調査船 (Research (R)) 要件

2.2.5.1 図 4 に示す最大許容騒音レベルは、「*ICES Cooperative Research Report no. 209*」の勧告に基づいているが、25Hz 以下の周波数に変更されている。

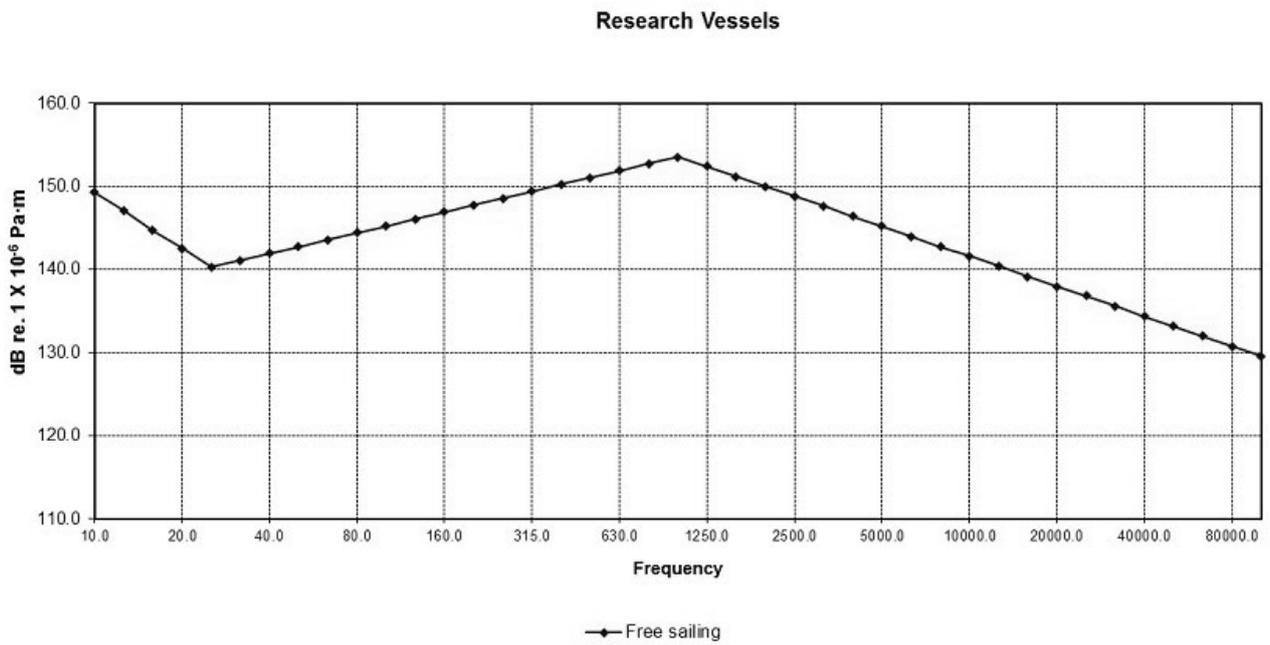


図4：調査船「Silent(R)」の最大許容騒音レベル、1/3 オクターブバンド

2.2.6 環境 (Environmental (E)) 要件

2.2.6.1 2 種類の条件、すなわち通常航行 (transit) 及び低速航行 (quiet cruise) の場合の最大許容騒音レベルを図5に示す。

Environmental (E)

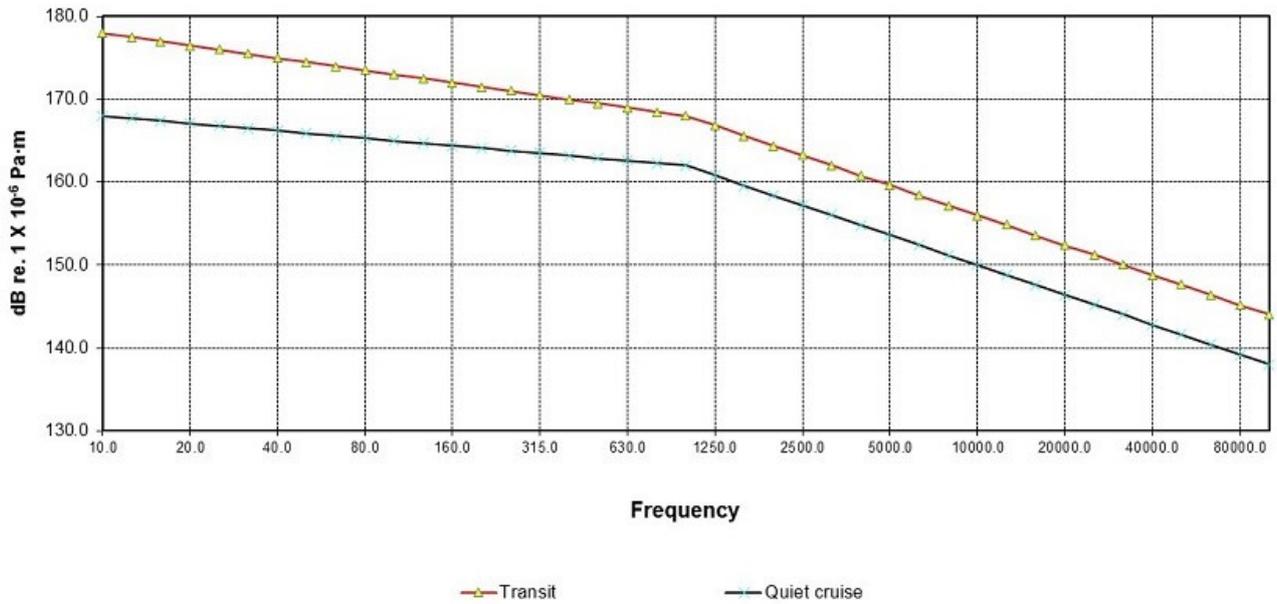


図 5 : 環境「Silent(E)」の最大許容騒音レベル、1/3 オクターブバンド

表 2 : 基準一覧

ノーテーション	規準 (dB re. 1 μ Pa m)	周波数
A. 音響	軽度の調査: $156 - 12 \log f(\text{kHz})$	1 kHz - 100 kHz
A. 音響	スラスタ航行: $165 - 12 \log f(\text{kHz})$	1 kHz - 100 kHz
S. 音響	各 1/3 オクターブバンドにおいて 168	3.15 Hz - 315 Hz
S. 地震探査	周波数範囲に亘って統合 : 175	3.15 Hz - 315 Hz
F. 漁業	軽度の調査 : $162 - 6 \log f(\text{Hz})$	10 Hz - 100 Hz
F. 漁業	軽度の調査 : $138 + 6 \log f(\text{Hz})$	100 Hz - 1 000 Hz
F. 漁業	軽度の調査: $156 - 13.2 \log f(\text{kHz})$	1 kHz - 100 kHz
F. 漁業	重量物牽引: $178 - 8 \log f(\text{Hz})$	10 Hz - 100 Hz

ノーテーション	基準 (dB re. 1μ Pa m)	周波数範囲
F. 漁業	重量物牽引: 各 1/3 オクターブバンドにおいて 162	100 Hz – 1 000 Hz
F. 漁業	重量物牽引: 162 – 15 log f(kHz)	1 kHz – 100 kHz
R. 調査	171.8 – 22.5 log f(Hz)	10 Hz – 25 Hz
R. 調査	128.7 + 8.3 log f(Hz)	25 Hz – 1 000 Hz
R. 調査	153.6 – 12 log f(kHz)	1 kHz – 100 kHz
E. 環境	低速航行: 171 – 3 log f(Hz)	10 Hz – 1 000 Hz
E. 環境	低速航行: 162 – 12 log f(kHz)	1 kHz – 100 kHz
E. 環境	トランジット: 183 – 5 log f(Hz)	10 Hz – 1 000 Hz
E. 環境	トランジット: 168 – 12 log f(kHz)	1 kHz – 100 kHz

3 測定と試験

3.1 一般

3.1.1 測定方法

3.1.1.1 「**Silent**」ノーテーション又は適合証明の取得を目指す船舶の水中騒音レベルは、以下に規定する測定方法によって要件を満たしていることを証明しなければならない。

3.1.1.2 測定は、DNV GL に承認された企業又は DNV GL によって実行されなければならない。前者の場合は、測定は DNV GL の代理の検査員の立会いの下で行う。

ガイダンスノート:

承認される企業は、水中騒音測定の実績があり、測定に必要な高精度機器を所有しなければならない。

3.1.1.3 水中騒音レベルの測定は、測定実施前に DNV GL に承認された騒音試験場又は適切な場所で行わなければならない。

3.1.1.4 測定は、付属書 A (App.A.) に規定された方法で行う。

ガイダンスノート:

[3.1.1.4] の適用免除は、恒常的な騒音範囲と実績により承認された手順をベースに DNV GL によって承認される。

3.1.2 試験条件

3.1.2.1 試験実施前に要求される試験条件の計画を DNV GL に提出し、承認を得る。計画は最低表 1 に規定された情報を含む。

3.1.2.2 試験対象船の運転状態は、同船の運転の種類により、サブセクション [3.1.3]、[3.1.4]、[3.1.5]、[3.1.6]、[3.1.7] の一つ又は複数の規定条件を満たす。

3.1.2.3 運転状態を測定中に監視し、表 1 に規定された情報は出来る限り正確に記録する。

3.1.2.4 試験対象船は、完全に艀装され、通常の積載範囲で運転する。排水量に 25%以上の変動がある船舶の場合は、DNV GL が重排水量と軽排水量の 2 種類の条件下の測定を指定する。

3.1.2.5 水中音響機器以外の通常使用される全機器及びシステムは、通常の定格能力又は通常モードで運転する。水中音響機器は、同機器が当該船舶の安全航行のために必要である場合を除き、スイッチオフする。安全上の理由で水中音響機器が使用される場合は、その周波数範囲と信号を測定記録に記載する。

3.1.3 音響 (Acoustic (A)) 試験条件

3.1.3.1 試験対象船は、予想される通常の運転条件において試験が実施される。

3.1.3.2 水中音響調査時にスラスターの使用は必要ないと申請した船舶は、軽度調査の条件のみで試験を行うことが許可される。

3.1.3.3 水中音響調査時にスラスターを使用する設計となっている船舶は、下記の 2 種類の条件で試験を行う。

ガイドランスノート:

軽度調査 (Light survey) は、主推進プロペラのみで調査を行うことが可能な船舶の条件である。スラスター条件は、調査中の航路を維持するために追加的なスラスターが使用される場合に発生する騒音のシミュレーションを行う。

3.1.3.4 試験対象船の通常の水中音響調査時の運転速力のプロファイルを、試験前に DNV GL に提出する。速力プロファイルは、主水中音響機器を使用する場合の最大速力、及び通常運航時の速力を含む。また、サイドスラスターが使用されるか否かについても申請する。提出された情報を基に、DNV GL は当該船の試験時の速力又は複数の速力を決定する。

3.1.3.5 試験時の速力が決定された後、推進システムは通常のコンフィギュレーションで、決定された速力で試験を行う。

3.1.3.6 スラスター騒音試験が必要な場合 ([3.1.3.3]参照)、当該スラスターの定格負荷の 40%負荷で測定を行う。

3.1.4 地震探査 (Seismic (S)) 試験条件

3.1.4.1 測定は、通常地震探査機器を牽引した状態又はシミュレーションされた同等の牽引負荷にて行う。牽引負荷のシミュレーションを使用する場合は、その方法を事前に DNV GL に申請する。

ガイドランスノート:

同等の負荷は、同等地震探査装置を装備する他の船舶からの計測値から、又は計算により算出される。牽引負荷は、通常地震探査時の牽引速度、又は 5 ノット、又はボラードブル状態とする。ボラードブル時に測定された騒音レベルは、DNV GL の「チップボルテックス方法」を用いて補正する。ボラードブル時のプロペラと船体間のキャビテーション渦流は発生してはならない。

3.1.5 漁業 (Fishery (F)) 試験条件

3.1.5.1 重量物牽引/底引き作業のみを行うと申請した船舶は、その条件のみの試験が許可される。

3.1.5.2 水中音響探知機器を使用する船舶は、運転速度プロファイルを事前に DNV GL に提出する。速力プロファイルには、主水中音響機器使用時の最大速力と通常航行時に予想される速力を含める。提出された情報を基に、DNV GL は試験時の船速を決定する。

3.1.5.3 底引き作業 (trawling) 条件では、当該船は通常のトロール、又は船舶から最低 150m の距離同等の牽引力を持つ物体を、速力 4 ノット又は 4 ノット以下の速力の場合はトロールが可能な最大速力で牽引する。トロール又は同等の別の物体は、海底に接してはならない。

3.1.5.4 別の物体を牽引する場合は、当該船が通常牽引するトロールの牽引力の計算値又は測定値、及び牽引する物体の牽引力の計算値又は測定値を、承認のために DNV GL に提出する。

3.1.6 調査 (Research (R)) 試験条件

3.1.6.1 全長 50m を超える調査船は、何も牽引せずに、また、サイドスラスターを使用せずに、11 ノットで航行する。

3.1.6.2 全長 50m 以下の調査船は、何も牽引せずに、また、サイドスラスターを使用せずに、8 ノットで航行する。

3.1.6.3 試験中は、上記の速力が達成可能で、通常の電力負荷を維持可能な機関・機器のみを使用する。

3.1.6.4

1 基又は複数基のドロップキールを装備した船舶は、ドロップキール 1 基を完全に伸ばした状態で航行する。

3.1.7 環境 (Environmental (E)) 試験条件

3.1.7.1 各試験対象船舶は、2 種類の条件、すなわちトランジット(transit) 及び低速航行 (quiet cruise) 条件で試験を行う。

3.1.7.2 トランジット条件では、通常の航行状態、又はプロペラ軸の連続最大出力の 80% で航行する。

3.1.7.3 低速航行条件では、当該船の全長が 50m を超える場合は、11 ノットで航行する。全長 50m 以下の船舶では、8 ノットで航行する。

3.1.7.4 試験中は、他の全機関は通常の運転状態で運転する。

3.2 報告

3.2.1 一般

3.2.1.1 測定された騒音拡散レベルは、1/3 オクターブバンドで報告する。報告方法は、付属書 A (App.A) の要件に従う。

3.2.1.2 DNV GL は、報告された結果、運転状態、その他関連情報の評価を行う。結果が満足できるものであれば、該当する **Silent** 船級ノーテーションを付与する。

3.2.1.3 DNV GL は、測定に関連する全要素の評価に基づき、要件からの逸脱を容認する場合もある。

付属書 A : 測定方法

1 範囲

1.1 一般

1.1.1 同付属書は、船舶から発生する水中騒音の「**Silent**」船級ノーテーション取得のための試験方法を定義する。

1.1.2

弾性設置されたディーゼル発電機を持つディーゼル電気推進船が、**Silent-A**、**Silent-E**、**Silent-F**、**Silent-S** ノーテーションの取得を目指す場合の試験方法は、簡易化された方法に加えて 2 種類の代替方法が利用可能である。

1.1.3

試験方法は、各船級の付属書に記載する。

2 深水域試験

2.1 一般

2.1.1

深水域試験は、水深が 150m を超える海域における試験に適用される。

2.1.2

ボラードプル試験は、深水域試験方法を用いることは出来ない。

2.2 方法

2.2.1

測定は、**ISO 規格 17208-1:2016**「水中音響：船舶からの水中音の計測方法—第 1 部：比較目的に使用される高精度測定への要件」と同規格で以下のように修正された方法とパラメーターを用いて行う。

2.2.2

船舶の長さにかかわらず、最低水深は 150m とする。

2.2.3

船舶の長さにかかわらず、アプローチの名目最短距離は、100 m・200 m の範囲とする。

2.2.4

放射された騒音レベルは、伝送損失の実測値又は $18 \log_{10}(r/r_{1m})$ により決定される。 r は、試験対象船の規準位置とハイドロフォンの距離、 r_{1m} は 1m 規準距離である。

2.2.5

スラスタ試験は、3.3.2.4, 3.3.2.5, 3.3.2.6 及び図 3 の浅水域試験方法にて行う。

2.2.6

ハイドロフォン音響校正器によるシステム音場校正は許容される。

3 浅水域試験

3.1 一般

3.1.1

浅水域試験は、水深 30m から 150m の海域における試験に適用する。

3.2 方法

3.2.1 同方法は、海底に設置された外部ハイドロフォンを用いる。試験対象船は、直線航行（free sailing）試験の場合は図 1 及び図 2、また、スラスタ試験の場合は図 3 に示すようにハイドロフォンを通過する。試験船からの騒音は、航行区間の特定区間において測定される。直線航行船は、ラダーと操縦式スラスタを出来るだけ使用せずに直線航行を行う。試験船は、スラスタ回転の指定された測定範囲で、出来る限りハイドロフォンの近くで回転する。

3.2.2 試験場のジオメトリー

3.2.2.1 試験場には、図 1 に示すように傾斜した海底が最適であるが、平らな海底の海域における測定も許容される。試験が洋上で行われる場合、又は陸へのアクセスが限られている場合には、測定機器は停止した補助船に設置する。

3.2.2.2 測定は、距離補正エラーの変動の影響を制限するために、騒音源とハイドロフォンの最短距離（cpa）が 100m から 200m の範囲で行う。

3.2.2.3 試験対象船舶のキールの下の水深は、30m 以下又は同船の喫水の 3 倍以内とする。

3.2.2.4 ハイドロフォンと同じレベルにある下方に傾斜した海底と上方に傾斜した海底の間の距離（フィヨルドや港湾内等）は、最低 500m とする。

3.2.2.5 ハイドロフォンは、海底から 0.2m 以内の高さに設置されたケージ又はハイドロフォンを固定する装置内に設置する。海底は、ケージが陥没せずに支持される砂、硬い粘土、石等の強固なものとする。ケージの例を図 5 に示す。ケージの構造は開放型で、強固な制動型とする。ケージの素材は、ハイドロフォンとの干渉を防ぐため、最大直径 20mm のスリム型とする。ケージの基礎は 0.4 m²~0.7 m² とする。海底は完全に平面ではなく、正反射ではなく拡散反射を持つものとする。

3.3 データの記録

3.3.1 準備

計測を開始する前に、以下の準備作業を行う。

- a) 測定場の選択と測定時期の合意
- b) 試験される運転条件、試験回数等試験手順の準備
- c) 使用される試験装置の精度確認と準備
- d) 運転条件の監視方法と試験手順に関する乗員の教育
- e) 測定用ケージの組立て又は船内トランスデューサーの適切なねじ穴の作成に関する乗員の教育
- f) 操船員と測定員の円滑な通信方法の確立
- g) バッテリー電源、補助船等の試験補助装置の動作確認

3.3.2 測定

3.3.2.1 フリーセーリング評価試験のデータ測定は、速力 5 ノット以下の場合、船体中央部がハイドロフォン位置の真横に来た時点で開始し、船体がハイドロフォン位置の真横を船体全長の 3 分の 1 の長さ分を通過した時に終了する。速力が 5 ノットを超える場合には、船舶の船首の真横からハイドロフォン位置を船体全長分通過した時点までを測定する。図 4 を参照のこと。距離補正は、全データにおいて船舶とハイドロフォンとの最短距離 (cpa) を用いる。

3.3.2.2 全てのフリーセーリング試験では、同一運転条件で両方向に航行する船舶からの 2 セットのデータを測定する。2 回の航行のデータは、同一運転条件における騒音レベルを決定するために平均化する。

3.3.2.3 ボラードプル時の騒音は、ハイドロフォンの真横をプロペラが通過した時点で測定する。各データ収集の平均時間は 1 分とする。

3.3.2.4 スラスタ試験の場合は、船首がハイドロフォン位置に向いた時点で回転を開始する。データ収集は平均 30 秒間行う。距離補正は、各距離補正のセグメント内の平均距離を用いたデータの約 10 秒間のセグメントで行う。

3.3.2.5 スラスタ試験では、スラスタが両方向に運転する 2 回の航行からの 2 セットのデータを測定する。2 回の航行のデータは、同一運転条件における騒音レベルを決定するために平均化する。

3.3.2.6 複数基のスラスタを使用する場合は、船舶を回転させるためにスラスタ全機を同一方向に運転するか、又は船舶の動きを制限するためにスラスタをそれぞれ逆方向に運転する。

3.3.2.7 試験開始の前に、ハイドロフォンの位置と深さを ± 5 m の精度で確認する。試験対象船の位置は、ディファレンシャル GPS 又は同等の精度を持つ航海機器により記録する。次に、騒音源とハイドロフォンの距離を、ピタゴラスの定理を用いて算出する。

3.3.2.8 試験場の暗騒音は、少なくとも測定開始時と終了時に監視する。暗騒音が試験船の騒音よりも 10dB 以上低い場合は補正の必要はない。

3.3.2.9 暗騒音が試験対象船よりも 5 dB – 10 dB 低い場合には、暗騒音を騒音源レベルから引き算する。

3.3.2.10 暗騒音が試験対象の騒音よりも 3 dB – 5 dB 低い場合には、暗騒音源を調査し、可能であれば排除する。排除が不可能な場合には、暗騒音を騒音源レベルから引き算する。

3.3.2.11 暗騒音が試験対象からの騒音よりも 3 dB 以下低い場合には、暗騒音源を調査し、可能であれば排除する。暗騒音源の排除が不可能な場合は、測定結果は無効となる。過度の暗騒音が特定の周波数のみに発生する場合は、残りのスペクトラムのデータのみを提出し、暗騒音に阻害された周波数範囲のデータの欠如の理由を明記する。DNV GL は、提出された測定結果が有効であるか否かの判断を行う。

3.3.2.12 データの記録と分析に用いられる装置は、90 dB 以上のダイナミックレンジを持つものとする。同装置のオペレーターは、高周波数でのデータが装置の限界値よりも低くなることを防ぐため、ダイナミックレンジの全域を使用する。

3.3.2.13 測定装置は、装置メーカーの仕様に従った精度の高い機能を持ち、適切に保守管理されたものとする。測定の開始時と終了時には、測定システム全体を適切なキャリブレーターを用いて検査する。

3.3.3 データ分析

3.3.3.1 データは、リアルタイム 1/3 オクターブフィルター又は FFT (高速フーリエ変換) 分析器を用いて分析する。後者の場合、データは、フィルターの帯域内の各狭帯域ポイントを「IEC 61260 class 2」で規定する特性を持つフィルターに統合することにより 1/3 オクターブバンドに変換される。狭帯域データは、情報として自主的に提出することが出来る。

3.3.3.2 測定の周波数範囲は、関連する 1/3 オクターブバンドをカバーするが、50kHz から 100kHz の周波数範囲は、データが要求される 90dB のダイナミックレンジを下回るか、他の要素が同周波数範囲の精度に大きく影響すると認められた場合には、除外することが出来る。

3.3.3.3 距離補正は、試験場の透過損失の実測値又は式「 $+ 18 \log r$ 」(r は補正が行われる位置からの距離 m) を用いて行う。

3.3.3.4 海底から 0.2m 以内に固定設置された海底設置型ハイドロフォンによって測定されたデータには、-5dB の音圧反射補正を適用する。

3.3.3.5 試験結果は、データ分析に用いられた各 1/3 オクターブフィルターの放射騒音レベル値として提出する。データ提出フォーマットの例を図 6 に示す。

表 1：測定パラメーター一覧

測定報告単位	dB re. 1 Pa · m
基準距離	1 m
距離補正要素	透過損失実測値又は $18 \log_{10}(r/r_0)$
ハイドロフォン設置	海底から 0.2m 以内に固定設置。海底は完全には平面ではない。
表面反射の補正值	- 5 dB
船舶基準ポイント	横：船体の中心線の真横、縦：船尾の 4 分の 1 前方、垂直：海面の高さ
船舶との最短距離 (cpa)	100 m – 200 m
船舶下の最小水深	30m 又は船舶の喫水の 3 倍の大きい方の値
水深と距離測定に要求される精度	+/- 5 m
周波数範囲	関連する全 1/3 オクターブバンド
周波数分析	1 / 3 オクターブ
周波数分析、オプション	狭帯域
データの評価時間、フリーセーリング船: スラスター回転船: ボラードブル船:	≤ 5 ノット、船舶全長 / 速力 > 5 ノット、2 x 船舶全長 / 速力 30 秒 1 分
信号 / 暗騒音	> 10 dB : 対処しなくてもよい。 < 10 dB : 規定された対処法を採用
測定装置の最低ダイナミックレンジ	90 dB
気象条件	最大：ビューフォート風力階級 4 / 風浪階級 3

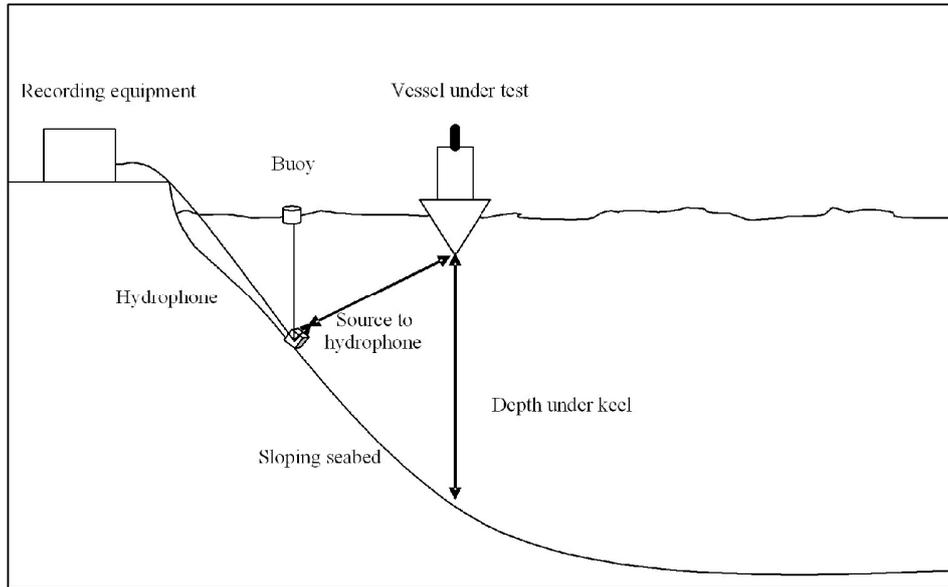


図 1 : 水上船の測定方法

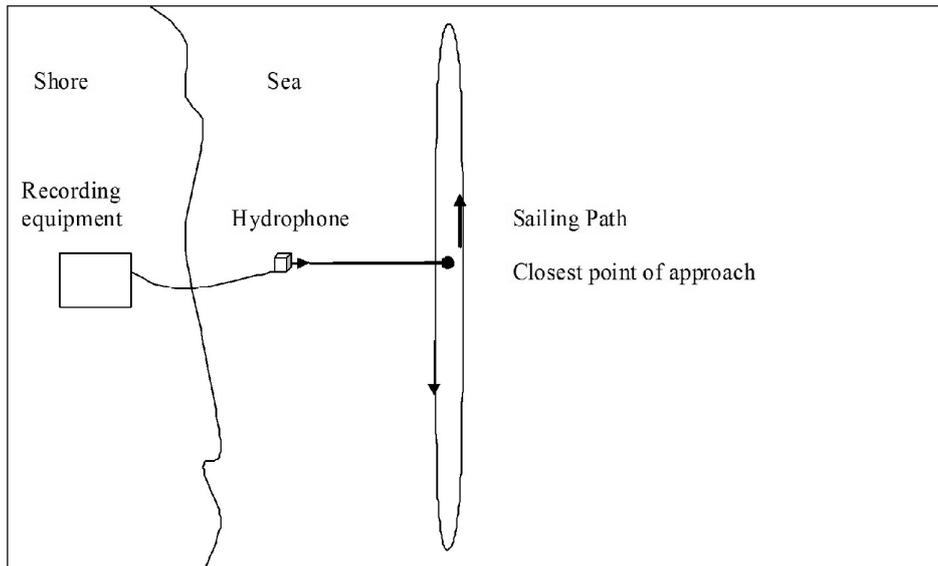


図 2 : 上から見た測定方法、フリーセーリング試験

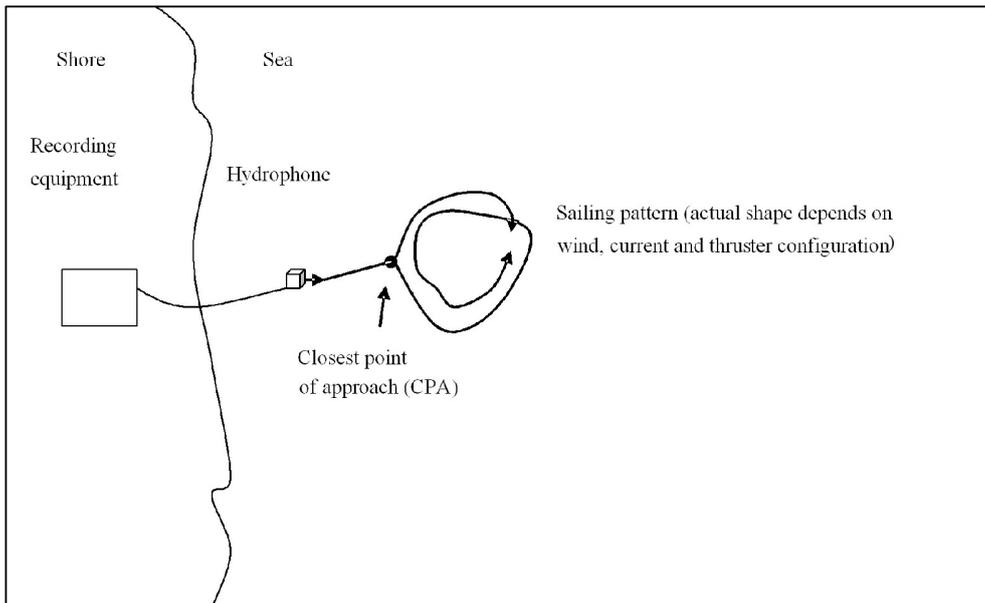


図 3 : 上から見た測定方法、スラスター試験

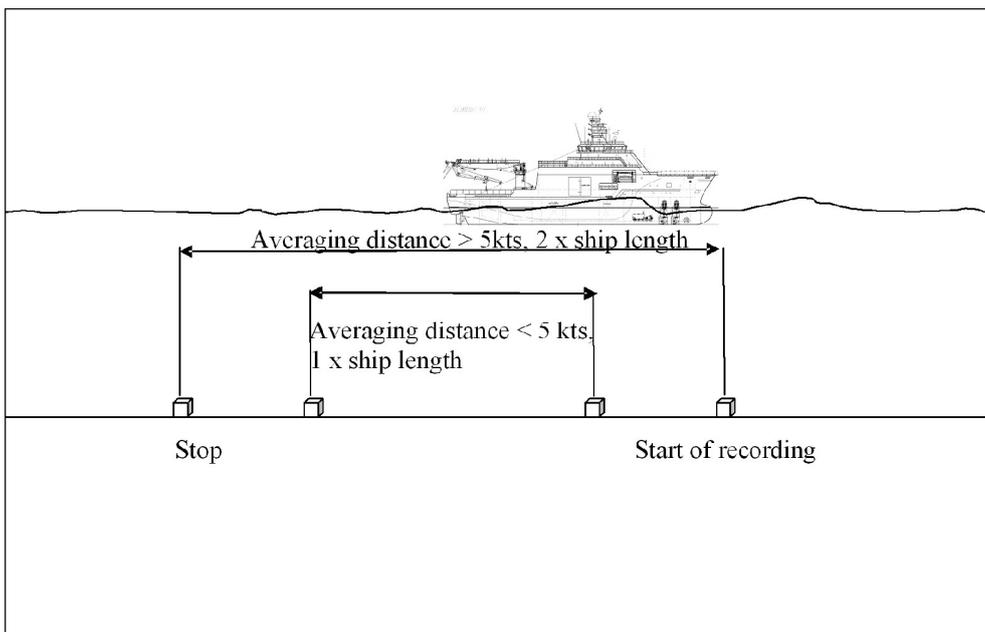


図 4 : 異なるフリーセーリング速力の評価距離

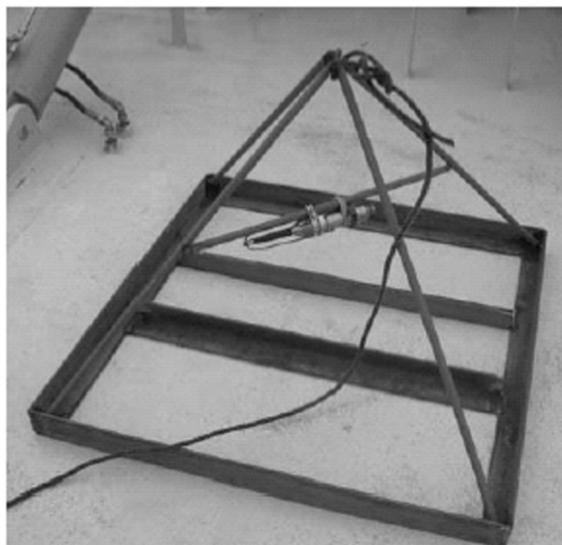


図 5 : 海底ケージに固定されたハイドロフォン

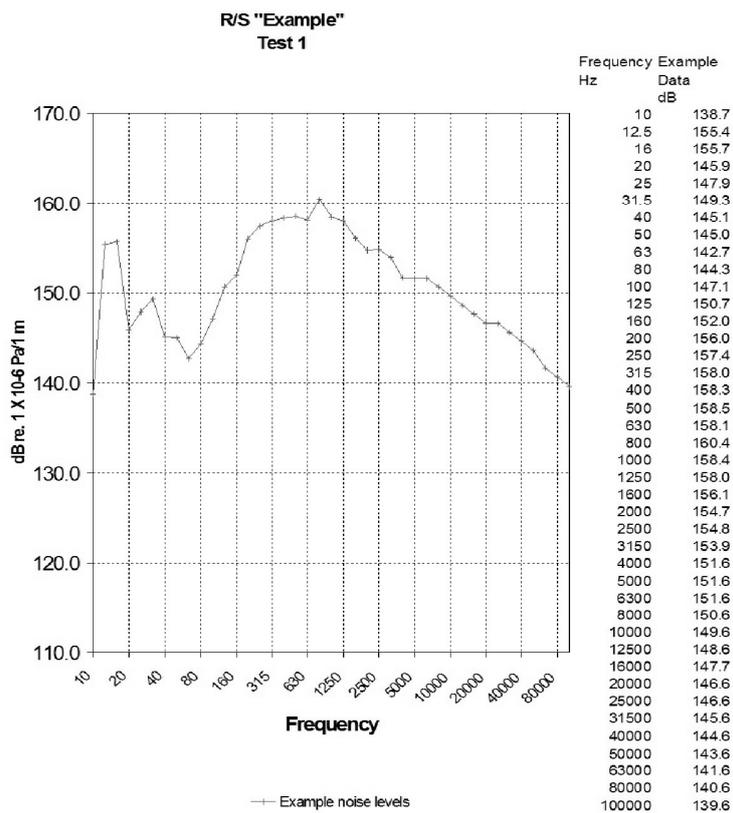


図 6 : データフォーマットの例

4 簡易測定方法

4.1 一般

4.1.1

簡略化された測定方法は、船舶のプロペラ周辺の圧力測定に基づいている。

4.1.2

同方法は、「**Silent-R**」要件の試験、又は「**Silent-A**」要件のスラスタ試験には使用できない。

4.1.3

同方法は、弾性設置されたディーゼル発電機を持つディーゼル電気推進システムを搭載した船舶のみに使用可能である。

4.1.4

同方法を使用する計画の船舶は、推進システムの詳細を含む全機関のインベントリを DNV GL に事前に提出し、同時に同方法の使用許可の申請を行う。DNV GL は、提出された情報に基づき、当該船に同方法の使用が適切であるか否かの判断を行う。簡略化された方法で得られた測定結果は、事前に DNV GL により同方法の使用が認められた場合にのみ受理される。

4.2 方法

4.2.1

簡略化された測定方法は、1 基又は複数基のプロペラ周辺に設置された 1 基又は複数基の圧力測定機器を使用する。試験対象船が最低限のラダーと操縦型スラスタを用いたフリーセーリングの直線航行中に広帯域圧力を測定する。

4.2.2 試験場

4.2.2.1

試験は、要求された運転条件で船舶が安全に航行できるあらゆるロケーションでの実施が可能である。

4.2.2.2

試験対象船のキール下の深さは、同船の喫水の 3 倍以下であってはならない。

4.2.2.3

プロペラ 1 基を搭載した船舶では、圧力変換器 1 基のみで十分であるが、最大 3 基までの使用が可能である。複数の変換器を使用する場合は、4.3.3.に規定された最終データ分析には平均圧力レベルを用いる。

4.2.2.4

プロペラ 2 基を主推進システムとする船舶の場合は、プロペラ 1 基に対して圧力変換器 1 基、最低 2 基の圧力変換器を使用する。片側に最大 3 基ずつの変換器を使用することも可能である。複数の変換器を使用する場合は、4.3.3.に規定された最終データ分析には算出された平均圧力レベルを用いる。

4.2.2.5

圧力変換器は図 7 に示すように設置される。推奨される位置は、プロペラの 1 フレームスペース後方及びプロペラ回転方向の横の .25 プロペラ直径である。アクセスの制限により、プロペラの 1 フレームスペース前方から 4 フレームスペース後方まで、中心線から回転方向のプロペラの横のプロペラブレード 1 基の直径までの区域が許容される。

4.3 データの記録

4.3.1 準備

測定を開始する前に、以下の準備作業を行う。

- a) 測定場の選択と測定時期の合意
- b) 試験される運転条件、試験回数等試験手順の準備
- c) 使用される試験装置の精度確認と準備
- d) 運転条件の監視方法と試験手順に関する乗員の教育
- e) 測定用ケージの組立て又は船内圧力変換器の適切なねじ穴の作成に関する乗員の教育
- f) 操船員と測定員の円滑な通信方法の確立
- g) バッテリー電源、補助船等の試験補助装置の動作確認

4.3.2 測定

4.3.2.1 フリーセーリング評価試験では、各条件で最低 1 分間の測定を行い、データを平均化する。

4.3.2.2 試験開始前に、圧力測定機器から上死点にあるプロペラの先端までの距離を決定する。

4.3.2.3 他の物体からの暗騒音は通常圧力測定の問題とはならない。測定機器の試験、暗騒音が問題ではないとの証明、また、船内機器からの騒音レベル測定のために、以下の試験を実施する。

4.3.2.4 主要動力機関以外の全ての推進機器及び補助機器を出来る限りシャットダウンした状態で、騒音測定を行う。この試験は暗騒音試験と呼ばれる。

4.3.2.5 全ての試験対象機器を出来る限り現実的な運転状態にし、騒音測定を行う。この試験は機関騒音試験と呼ばれる。プロペラは運転しない。

4.3.2.6 対象となる「Silent」ノーテーションで指定された運転状態で騒音測定を行う。この試験はトータル騒音試験と呼ばれる。

- トータル騒音試験の結果を、暗騒音試験の結果と比較する。トータル騒音試験の実測値は、同等の周波数範囲において暗騒音試験の結果よりも少なくとも 10dB 高くなければならぬ。この基準を満たさない場合は、暗騒音源を特定し、可能な場合は排除する。排除できない場合は、測定結果は無効となる可能性がある。暗騒音源が排除できた場合は、トータル騒音試験を再度行う。

- トータル騒音試験の結果を、機関騒音試験の結果と比較する。トータル騒音試験の実測値が、同等の全周波数範囲において機関騒音試験の結果よりも 10dB 以上高い場合は、トータル騒音試験の結果は最終結果として認められる。機関騒音試験の周波数成分がトータル騒音試験の結果よりも 10dB～3dB 低い場合は、機関騒音試験の騒音源を特定し、騒音源と測定装置の距離を測定する。その後、機関から発生する周波数成分に、機関と圧力測定装置からの距離補正を行う。機関騒音試験のいずれかの周波数成分が、トータル騒音試験の結果よりも 0dB～3dB 低い又は高い場合は、試験結果は無効となる。

4.3.2.7 データの記録と分析に用いられる装置は、90 dB 以上のダイナミックレンジを持つものとする。同装置のオペレーターは、高周波数でのデータが装置の限界値よりも低くなることを防ぐため、ダイナミックレンジの全域を使用する。

4.3.2.8 測定装置は、装置メーカーの仕様に従った精度の高い機能を持ち、適切に保守管理されたものとする。測定の開始時と終了時には、測定システム全体を適切なキャリブレーターを用いて検査する。

4.3.3 データ分析

4.3.3.1 データは、リアルタイム 1/3 オクターブフィルター又は FFT（高速フーリエ変換）分析器を用いて分析する。後者の場合、データは、フィルターの帯域内の各狭帯域ポイントを「IEC 61260 class 2」で規定する特性を持つフィルターに統合することにより 1/3 オクターブ帯域に変換される。狭帯域データは、情報として自主的に提出することが出来る。

4.3.3.2 測定の周波数範囲は、関連する 1/3 オクターブバンドをカバーするが、20kHz から 100kHz の周波数範囲は、データが要求される 90dB のダイナミックレンジを下回るか、他の要素が同周波数範囲の精度に大きく影響すると認められた場合には、除外することが出来る。

4.3.3.3 距離補正は、試験場の透過損失の実測値又は式「 $+ 20 \log r$ 」(r は補正が行われる位置からの距離 m) を用いて行う。

4.3.3.4 船体表面の圧反射により、測定結果に圧反射補正-6 dB を適用する。

4.3.3.5

測定された圧力データは騒音源レベルと考え、距離補正、ロイドの鏡効果の逆補正、船体表面反射の補正により放射騒音レベルに変換する。

補正は次の簡略化した式により行う。

$$LRN = L_{\text{pressure}} + 20 \log_{10}(r/r_0) - C_r - 6 \text{ dB}$$

ここで:

L_{pressure} – 圧力測定装置で測定された 1/3 オクターブバンド圧力レベル L_p

C_r – 圧力測定装置で測定された騒音源レベルからのロイドの鏡変換係数と放射騒音レベルは対象となる「Silent」ノーターンションの要件と比較する。

実際的な目的のため： $C_r = 29 \text{ dB} - 16 \text{ Log}_{10}(f)$ for $f \leq 100 \text{ Hz}$

及び $C_r = + 3 \text{ dB}$ for $f \geq 100 \text{ Hz}$

上記の式は、名目遠音場測定距離 100m 及び騒音源の深さ 5m に基づいている。

4.3.3.6

試験結果は、データ分析に用いられた各 1/3 オクターブフィルターの放射騒音レベル値として提出する。データ提出フォーマットの例を図 6 に示す。

表 2：測定パラメーター一覧

測定報告単位	dB re. 1 Pa · m
基準距離	1 meter
距離補正係数	$20 \log_{10}(r/r_0)$
圧力測定装置の設置	図に示される海底プレート構造の平面
船体表面反射の補正	- 6 dB
船舶下の最低水深	船舶の喫水の 3 倍
周波数範囲	関連する全 1/3 オクターブバンド
周波数分析	1 / 3 オクターブ
周波数分析、オプション	狭帯域
データの評価時間、フリーセーリング船：	1 分
スラスタ回転船：	30 秒
ボラードブル：	1 分
信号 / 暗騒音	> 10 dB : 対処の必要なし < 10 dB : 規定された手順に従う
気象条件	荒天時には騒音が増大する可能性があるため、荒天時（ビューフォート 5 以上）の試験実施は出来るだけ避ける。
装置の最低ダイナミックレンジ	90 dB

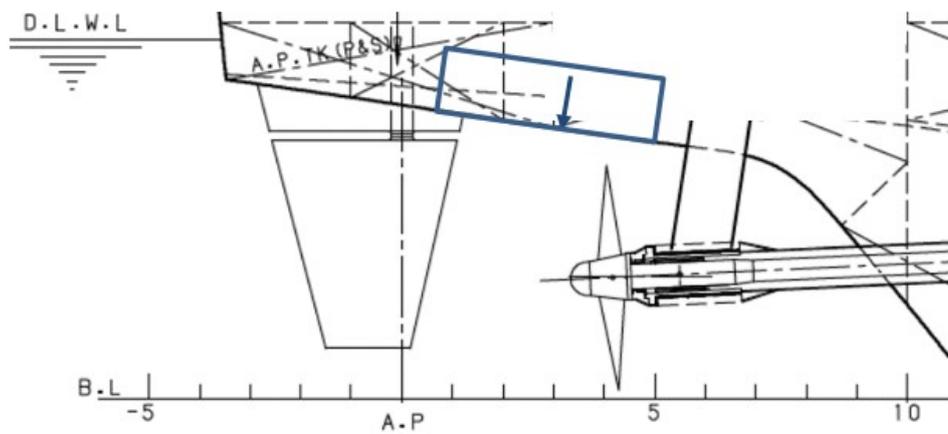
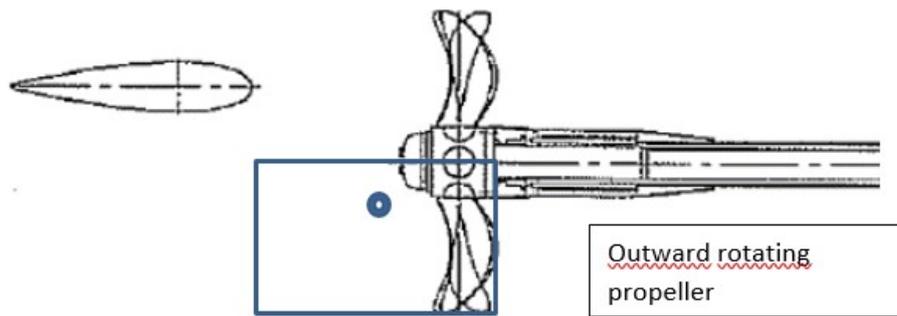
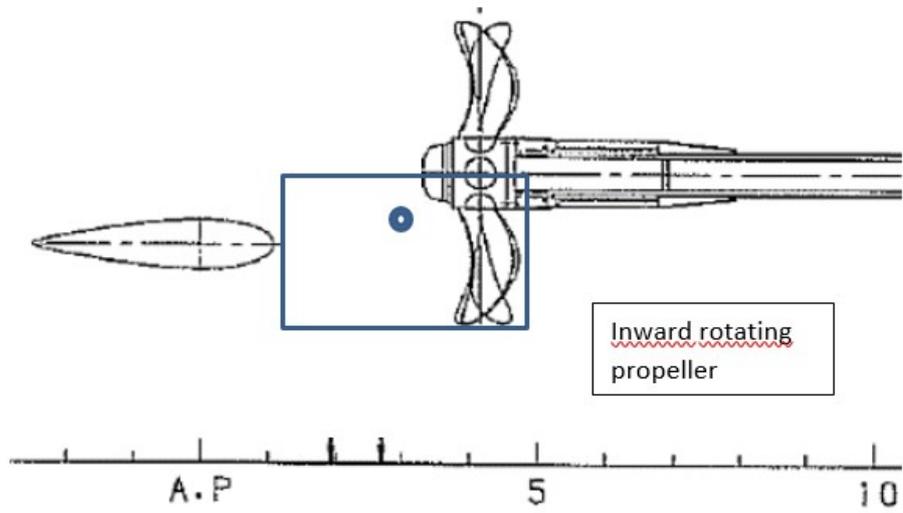


図 7 : 圧力装置の位置 : 四角は許容されるエリア。丸と矢印は推奨される位置

付属資料 B 水中騒音抑制技術候補一覧（VARD 社資料より）

1. プロペラ騒音

1.1 プロペラ／プロペラ設計

1.1.1 ノット当たりの回転数の減少（Reduction of Turns per Knot (TPK)）

速力（ノット）当たりのプロペラ回転数を減少させ、翼端の流れを減少させる。このためにはプロペラ直径の大型化が必要で、固定ピッチプロペラ、可変ピッチプロペラ両方に適用可能である。あらゆるプロペラキャビテーション（特にプロペラ翼端のキャビテーション）を低減し、キャビテーション発生速度（Cavitation Inception Speed : CIS）を増加させる。

1.1.2 プロペラの水没度の拡大（Increased Propeller Immersion）

プロペラ上の流体静力学圧力は、キャビテーションの大きさと CIS に影響する。海面からプロペラの距離が大きいくほど、キャビテーション発生は減少し、CIS は増加する。実際には設計上の制約がある。

1.1.3 ハイスキュー型プロペラ（High Skew Propeller）

従来型のプロペラよりもブレードが大きく後方に傾斜したプロペラ。プロペラが変化する流場を緩やかに通過することにより、キャビテーションパターンが改善する。プロペラ先端の負荷低減により、プロペラキャビテーションが減少し、CIS が増加する。

1.1.4 収縮 CLT（Contracted Loaded Tip Propellers）

プロペラ翼端の負荷を最大にするエンドプレート付きのプロペラにより、プロペラ翼端のキャビテーションが減少、CIS が増加する。また、エンドプレートにより、面積当たりの推力（最小直径で最大速度）が増加し、騒音、振動が減少、CIS が増加する。

1.1.5 二重反転プロペラ（Contra-rotating Propellers）

1 基のプロペラが時計回り、もう 1 基のプロペラが反時計回りに回転する同軸プロペラ。ブレード負荷の減少によりブレード表面のキャビテーションが減少し、CIS が増加。また、流れの回転の最適化により翼端渦キャビテーションが減少する。

1.1.6 カップルプロペラ（Kappel Propellers）

先端が後進面（suction side）にカーブしたプロペラブレード。翼端渦の強さが減少し、効率が向上、翼端渦キャビテーションが減少し、CIS が増加する。

1.1.7 先端が後方に傾斜したフィンを持つプロペラ (Propeller with Backward Tip Raked Fin)

ブレードが圧力面 (カッペルプロペラの反対側) にカーブしたプロペラ。効率が向上し、キャビテーションが減少すると考えられているが、詳細な研究はなされていない。

1.1.8 ポッド型プロペラ (Podded Propulsors)

このタイプのプロペラは、後流性能が改善し、キャビテーションと CIS が減少する。しかし、駆動系からの中～高周波数の騒音が増加する。2.2.1 も参照。

1.1.9 ウォータージェット (Water Jets)

船舶の内部ダクトから噴射される高圧ジェットにより駆動される。高いキャビテーション発生速度とプロペラを水中から離すことにより騒音が減少する。

1.1.10 ポンプジェット (Pump Jets)

プレスワールステーター、プロペラ、ダクトの組合せ。潜水艇のような超低騒音船に適用される。

1.1.11 複合材プロペラ (Composite Propellers)

先進複合材を使用することにより、ブレード (先端) の高負荷時の変形を防ぎ、キャビテーションの発生を遅らせ、ブレードの振動を低減する。

1.2 後流の改善

1.2.1 プレスワールステーター (Pre-swirl Stator)

プロペラ前方のスターンボスに設置されたステーターブレードにより、伴流はプロペラに侵入する前にリダイレクトされる。これにより全体的に後流が改善し、キャビテーションが減少、CIS を増加させる。

1.2.2 シュネークルートダクト (Schneekluth Duct)

プロペラ上半部の前に位置する楕円形のダクト。プロペラの上部の流れを改善し、プロペラ翼端のキャビテーション発生を抑制し、CIS を増加させる。後流性能を改善する。

1.2.3 プロペラボスキャップフィン (Propeller Boss Cap Fin : PBCF)

プロペラハブに付加された小型フィン。ハブ渦キャビテーションを軽減することで、騒音と振動を抑制し、CIS を増加させる。また、同設計は回転エネルギー損失を回復し、効率を高める。

1.2.3 プロペラキャップタービン (Propeller Cap Turbines : PCT)

ハブキャップに統合された hidrofoil 形状のブレード。PBCF と同様に、ハブ渦キャビテーション

を軽減することで、騒音と振動を抑制し、CIS を増加させる。また、同設計は回転エネルギー損失を回復し、効率を高める。

1.2.4 Grothues スポイラー (Grothues Spoilers)

プロペラ前方の船体に取り付けられた複数のカーブ型フィン。プロペラ伴流を改善し、キャビテーションを低減、CIS を増加させ、燃料効率を改善する。

1.2.5 Mewis ダクト (Mewis Duct)

プロペラ前方のダクトに統合されたダクトとプレスワールステーターを組合せ。プレスワールステーターと Grothues スポイラー両方の利点を持つ。

1.2.6 Promas

プロペラ、ハブキャップ、ラダーバルブ、ラダーを流体力学的効率の高いユニットに統合。プロペラ先端の負荷を減少させ、ブレード圧力信号を抑制することにより、キャビテーションと CIS を減少させる。

1.2.7 コントラ推進バルブ (Costa Propulsion Bulb : CPB)

プロペラに沿ってバルブの半分 2 基がラダーに溶接された装置。キャビテーションが引き起こす渦流を抑制することによりプロペラ前方のエネルギー損失を回復し、結果的にプロペラ振動を低減し、水中騒音を軽減する。

1.2.8 ツイスト型ラダー (Twisted Rudder)

水流パターンに合わせて迎角を変えるためにツイストするラダー。全種のキャビテーションが減少し、CIS が増加する。BC Ferries 社や米国海軍の駆逐艦等多様な船種に採用されている。

1.2.9 シングルスクリュー船向け非対称船体 (Asymmetric Body for Single Screw Vessels)

非対称設計の後部船体により、中心線でシングルスクリュープロペラの非対称流を作る。これにより CIS が若干増加する。

1.2.10 可変ピッチプロペラのピッチと回転数の最適化 (CPP Combinator Optimization)

可変ピッチプロペラのピッチと回転数の調整により、定速時及び加速時のプロペラ両面のキャビテーション発生が抑制される。これにより、定速時及び加速時のプロペラ効率も改善する。

1.3 付加的技術

1.3.1 製造工程の改善 (Improved Manufacturing Processes)

ブレード製造工程の厳密な管理によりキャビテーションを低減する。

1.3.2 エアバブルシステム (Air Bubbler System, Prairie)

プロペラ翼端の穴を通して空気を噴射し、プロペラ回転時にキャビテーションにより発生する真空状態を埋める。これにより圧力面が縮小し、キャビテーションバブルの発生が遅くなる。結果的にキャビテーションが減少し、CISが増加する。海洋生物の繁殖が穴を塞ぐことを防ぐために、停泊中にも使用する必要がある。海軍がステルス活動時に利用している技術である。

1.3.3 プロペラブレードのメンテナンス (Propeller Blade maintenance)

プロペラブレードの不良な状態がキャビテーションを増加させる。乾ドックと乾ドックの間にもプロペラブレードを研磨することにより、キャビテーションとCISが減少する。

1.3.4 防汚塗料 (Anti-Fouling Coating)

プロペラ表面に防汚塗料を使用する。研究では、水中騒音抑制に関して様々な結果が得られた。

1.3.5 アンチシンギングエッジの採用 (Application of Anti-Singing Edge)

プロペラのトレイリングエッジを改良し、自然発生する渦流の鳴音を減少させる。

2. 機関

2.1 機関の選択

2.1.1 主機の選択

主機（メインエンジン）の選択は、船の機関騒音に大きく影響し、騒音抑制方法にも影響する。現在、大部分の商船はディーゼルエンジンを選択するため、本一覽でも特に但し書きがない場合は、主機はディーゼルエンジンと仮定する。

2.1.2 (ディーゼル) エレクトリック ((Diesel) Electric)

機械駆動の代わりに電気駆動を採用することにより、土台（マウント）や密閉構造の使用から能動型騒音消去まで多様な騒音抑制手段が可能となる。また、プロペラの選択の幅も広がる。電気駆動の効率は機械駆動よりも低く、資本コストは高い。そのため、コストよりも他の利点の重要性が高い船舶に採用される。

2.1.3 ガス／蒸気タービン (Gas/Steam Turbine)

回転タービンは、通常ディーゼルエンジンより静かであるが、燃料効率は低く、資本コストは高い。現在、原子力船以外の蒸気タービン船は殆ど建造されていないが、多くの艦艇は動力密度の高さからガスタービンを採用している。

2.1.4 スターリングエンジン (Stirling Engine)

外燃機関であるスターリングエンジンは、内燃機関よりも騒音が低い。負荷追従性は比較的強く、迅速な出力変動には対応できない。主に放射騒音の抑制が必要な潜水艇と艦艇に採用されている。

2.1.5 アジマス式プロペラ (Azimuthing Propulsors)

アジマス式プロペラは、船体内部の伝導装置付きのモーターを内蔵（電気・機械駆動）、又は船体外部のプロペラ装置（完全電気駆動）の 2 タイプがある。両タイプとも、1.1.8 に記した騒音抑制作用がある。電気機械駆動式にはギアの騒音、完全電気駆動式には電気モーターの騒音がある。両タイプとも、機械騒音特性に関する公開情報は限られているが、静粛性は高いとされている。

2.2 機関の騒音抑制方法

2.2.1 機関の高弾性台設置 (Resilient Mounts)

弾力性のある土台（マウント）は、機関からの振動エネルギーの伝達を抑制し、船体から水中へのエネルギーの伝達を低減する。土台の適切な選択と設置が必要となる。一般的に大型 2 ストロークエンジンには実用的ではない。

2.2.2 浮き床 (Floating Floor)

甲板上に弾力性のある浮き床／疑似甲板を張り、全機器を疑似甲板の上に設置する。軽量の機器のみに適用可能な手段である。

2.2.3 ラフト基礎 (Raft Foundation)

二段振動隔離システム。即ち、1 基又は複数基の機器がラフト（鋼製構造）で支持された台（マウント）の上部層に設置され、ラフトは更に下部層マウント上の船体桁で支持される。これにより、振動エネルギー伝達のもう一つのインピーダンスバリアを構成し、騒音を低減する。エンジン／ギアボックス、又はエンジン／発電機に採用されることが多い。重量の大きい 2 ストロークディーゼルエンジンには利用できない。

2.2.4 音響エンクロージャー (Acoustic Enclosures)

特定の機器を囲い込む構造により、空気騒音を吸収する。エネルギーの船体への空気伝達を低減し、船体からの水中騒音発生を抑制する。小型ディーゼルエンジン及びガスタービンのみに利用される。

2.2.5 アクティブキャンセレーション (Active Cancellation)

元の振動を別の振動でキャンセルすることにより、船体構造の機械振動を抑制する。振動測定用センサー、センサーを読み込む装置、逆相振動を発生させるアクチュエーターを用いる。よって、資本コストは高い。

2.2.6 平歯車／斜歯歯車騒音抑制 (Spur/Helical Gear Noise Reduction)

歯車の歯の数や転位角等の設計を最適化し、歯車の機械騒音を低減する。高度な製造技術が必要となる。

2.2.7.2 ストロークディーゼルエンジンの排気流の抑制 (Control of Flow Exhaust gases)

2 ストロークディーゼルエンジンの燃焼と排気中の急激なガス膨張によって引き起こされる騒音を低減のための排気流抑制型設計。

2.2.8 金属フォーム (Metallic Foam)

水中放射騒音を低減させるために、ディーゼルエンジンのタンク又はバラスタタンクに多孔質材を使用する。多孔質材は、液体に浸されると騒音を吸収する特性がある。

2.2.9 構造：船体、桁、床の増厚化 (Structural (Hull/Girder/Floor Thickening))

構造要素の厚みを増すことは、水中拡散騒音抑制に直接繋がる。剛性構造はインピーダンス不整合を発生させ、弾性マウントとともに使用された場合に特に効果的である。重量増加も騒音伝播抑制に役立つ。

2.2.10 構造防振タイル (Structural Damping Tiles)

船体構造に防振タイルを組み込むことにより、振動エネルギーを吸収し、その結果として水中放射騒音が減少する。

2.2.11 音響非干渉化コーティング (Acoustic Decoupling Coating)

ラバーフォーム又はポリエチレンフォームの層を船体外部に取り付け、機関の振動エネルギーによる騒音拡散を低減する。潜水艦に用いられる技術である。

2.3 代替燃料の選択 (Alternative fuel selection)

2.3.1 燃料電池 (Fuel Cell)

水素と酸素を水に変換する化学反応により電力を製造する装置。内燃機関よりも大幅に静かである。

(燃料電池の効率は高いが、インフラと貯蔵設備を含めた場合には、ディーゼルエンジンその他の方法よりも大幅に効率が低い。)

2.3.2 バッテリー：電力貯蔵、スーパーキャパシター (電気二重層コンデンサー)

陸上電力供給又は船内発電設備により製造されたエネルギーを貯蔵する。バッテリーは本質的に静かであり、運転中の主機騒音もない。エネルギー密度が低いため、短距離航海又は騒音敏感海域等の部分的航海のみに用いられる。

3. 流体力学

3.1 船体の処理

3.1.1 船体水没部表面のメンテナンス

船体表面の不十分なメンテナンスは抵抗を増加させる。これにより、機関への機械負荷が増加し、同じ船速を維持するために回転数が増加し、水中騒音も増加する。定期的な船体のメンテナンスが必要である。

3.1.2 エアバブルシステム (Air Bubbler System (Masker))

機関騒音を減少させるために船体の周りに空気を噴射する手法。配管システムとエアコンプレッサーを用いて機械騒音と水の間に気泡を発生させる。船体への海洋生物の繁殖を防ぐ効果もあり、また、全体的な効率を向上させる。海洋生物が配管孔を塞ぐことを防ぐために停泊中も使用する必要がある。海軍がステルス目的で利用している。

3.1.3 船体空気潤滑 (Hull Air Lubrication)

空気潤滑システム (ALS) は、いくつかの造船所が省エネのために船体表面の抵抗を軽減する目的で利用している。艦艇のマスク (Masker) システムと同様の効果を持つと考えられる。

3.2 船体付加物／設計

3.2.1 高効率船型

流体力学的に効率的な船型の採用により、出力要求を減少させ、結果として機関騒音とプロペラ騒音を低減する。このような船型は通常良好な後流特性を持ち、キャビテーション発生速度を増加させる。

3.2.2 スターンフラップ／ウェッジ (Stern Flap/Wedge)

トランサム下部の小型付加物。船舶から発生する船尾波に影響し、出力要求を減少させ、流体力学騒音を低減する。Hull Vane (船尾下の固定フォイル) やインターセプター等他の船尾付加物も同様の効果がある。

4. その他の騒音抑制技術

4.1 風力

4.1.1 カイトセイル (Kite Sails)

商船の船首に接続されたカイト。風力から推力を発生させ、従来の機関及びプロペラからの推力の代替となる。

4.1.2 フレットナー／マグヌスローター (Flettner/Magnus Rotors)

船舶の主甲板に設置された、上部にエンドプレートを持つ表面が平らな大型回転シリンダー。風力がシリンダーを回転させることにより推力を発生させ、従来の機関及びプロペラからの推力の代替となる。水中騒音抑制効果は、従来の帆と同様である。

4.1.3 従来型帆 (Conventional Sails)

カイトやローターと同様に、あらゆる種類の帆は機関の出力要求を減少させ、プロペラ騒音を低減する。

4.1.4 陸上電力供給 (Cold Ironing (Shore Power))

大型船（クルーズ船、コンテナ船）向けの陸上電力の供給により、停泊中の船舶が船内発電機の運転を停止することが出来、水中騒音の低減に繋がる。

5. 水中騒音の予測

予測方法	説明	コメント
1. 計算		
1.1 プロペラ		
翼端渦キャビテーション手法 (Tip Vortex Cavitation Method)	数値及び実験データに基づく近似解法。翼端渦キャビテーションは、キャビテーションの中で最大の騒音源であると一般的考えられている。シート（翼面）キャビテーションがこれに続く。	半経験的方法には、近似経験的入力パラメーターの詳細な知識が必要である。パラメーターはモデル試験又はフルスケール試験向けに変更する必要がある。
揚力面手法 (Lifting Surface method)	ブレード負荷／厚さの効果のモデル化のために渦等の特異現象が表面に分布した揚力面としてプロペラブレードの解析を行う。この方法を実施するためには、プロペラのジオメトリーと後流分布の詳細が必要で、圧力分布計算はブレードのジオメトリーから揚力面を作成するために実施する。ここからシートキャビテーションの領域を決定し、シートキャビテーションが広がる領域の計算を行う。この結果をブラウンの公式 (Brown's formula) 等の変換式を用いて広帯域騒音レベルに変換する。	揚力面のような非圧縮性流体手法は、境界層や渦のような粘性流の特徴を捉えることが出来ず、精度の高いキャビテーションのモデリングが困難である。

<p>計算流体力学 (Computational Fluid Dynamics)</p>	<p>CFD を利用して多様な方法での翼端渦キャビテーション (Tip Vortex cavitation) の予測が可能である。プロペラの流れの計算には、FLUENT 流体解析ソフトウェアを用いてレイノルズ応力乱流モデル (Reynolds stress turbulence model) を応用する。境界層遷移効果 (boundary transition layer effects) の解明には過粘性形乱流モデルを用いる。レイノルズ平均ナビエ-ストークス方程式 (RANS) を利用するには、計算するデータの形式を変換するために他の方法を併用する。例としては、デタッチドエディシミュレーション (Detached Eddy Simulation : DES) を Spalart-Allmaras 渦粘性モデル (eddy viscosity model) 又は 直接数値シミュレーション (DNS: Direct Navier-Stokes Simulation) と組み合わせる。翼端渦の強さを水中放射騒音レベルに変換するには、揚力面方法と同様のアプローチが必要である。</p>	<p>RANS コードは、LES (large eddy simulation) コードよりもシンプルな方法で渦粘性流を分析する。精度が低い場合もあるが、計算は少なくて済む。これらの方法は、専門家以外は使用すべきではない。</p>
<p>1.2 機関</p>		
<p>経験的手法</p>	<p>空気、ダクト、構造を經由して伝播する騒音に関しては、様々な実験式が利用可能で、他の予測手法と組み合わせることが出来る。</p>	<p>これらの手法は、主に内部騒音に関するもので、水中放射騒音の予測には応用が必要である。</p>
<p>統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis : SEA)</p>	<p>SEA は、エネルギー流動関係を用いて構造を通じて水中に伝播する音響と振動エネルギーの拡散を計算する。SEA 手法では、複雑な構造はサブシステムを組み合わせたシステムと見なされる。各サブシステムは、類似した特性とエネルギー貯蔵を持つ複数モードのグループである。SEA は、構造の平均応答を予測するため、必要な計算の量を減らすことが出来る。</p>	<p>SEA 手法は、実験データに依存しており、実験よりも予測の精度が低い場合が多い。</p>
<p>全周波数範囲振動音響予測</p>	<p>統計的エネルギー解析法 (SEA)、構造及び</p>	<p>これら手法の高度 SEA</p>

(Full Frequency Range Vibro-Acoustic Prediction)	音響有限要素 (FE) 法、境界要素 (BE) を独立して、又は機械への振動音響応答性、流れと流体音響解析のためにハイブリッドモデルとして組み合わせて活用する。FE 及び BE は船体の低周波数応答及び水中放射騒音の予測、SEA は高周波数予測に使用される。測定値と経験的情報をユーザー定義の特性／特徴として取り入れることも可能である。	アルゴリズムは、経験的データを必要としない。これらの手法の使用には、構造音響学に関する非常に高い専門性が必要となる。
低周波騒音予測	この手法の目的は、SEA 手法と同様に、機関騒音から誘発される水中放射騒音の計算である。同手法は、3D CAD モデル及び同モデルを FE モデルに変換したモデルを必要とする。放射騒音分析結果を得るために、様々な負荷で分析を行う。その後、浸水面 FE モデル及び境界要素 (BE) コードを組み合わせて低周波水中放射騒音を予測する。	
1.3 全体		
dBSea ツール (広域音響分析)	dBSea は、水中拡散騒音の一つ又は複数の騒音源を分析する 3D 音響マッピングソフトウェアである。杭打ち作業、商船等の水中拡散騒音の測定結果の分析に利用できる。	分析の精度は高いとされているが、結果にはエラーも散見される。
2. モデル分析		
プロペラキャビテーショントンネル	キャビテーショントンネルでは、スケーリング法則に従ってトンネル内を減圧し、プロペラ及びいくつかの場合はプロペラ直前の船体部分のモデル試験を行う。試験結果は、キャビテーション発生速度とキャビテーションパターンの発達を予測する。トンネル試験は、圧力パルスとキャビテーション騒音の予測にも利用できる。 モデルプロペラからの騒音レベルを、様々なスケーリング法則を用いて変換し、実寸の騒音レベルが推定される。	モデルスケールのキャビテーション試験には、後流の流場や遮断効果 (blockage effects) 等の再現性に課題がある。騒音測定は、水槽壁からの反響、暗騒音、スケーリング法則の不確かさ等に影響される。放射騒音のモデルスケール及びフルスケールの実験結果と推

		定に関する公開情報は少ない。
キャビテーション試験水槽 (Ship cavitation tank)	キャビテーション試験水槽は、減圧室内で船舶全体のモデルを使用することにより、トンネルのモデリング試験を拡張する。この手法では、プロペラ前後の流場と流れのパターンの再現性が向上し、更に精度の高いキャビテーションの予測が可能となる。	試験水槽試験では、船舶全体（又はその大部分）のモデルが必要であるため、通常小型化したスケールのプロペラが用いられる。そのため、モデル試験の改善される点が多いが、他の問題が増加する。



付属資料 C

機械振動抑制技術 (Noise Control Engineering 社)

QUIETING SHIPS TO PROTECT THE MARINE ENVIRONMENT
JANUARY, 2019

UNDERWATER NOISE FROM MACHINERY

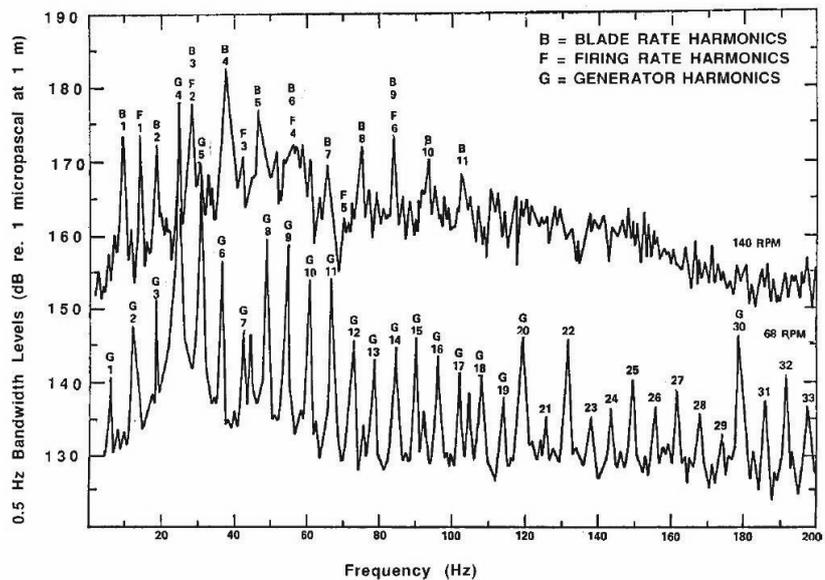
QUANTIFYING MACHINERY INFLUENCE

Measured Noise from a Cargo Ship

- 17 m length
- 2,515 tons displacement

Noise is dependent on speed

- Propeller noise changes with degree of cavitation
- Machinery noise changes with loading



P. Averson, "Radiated Noise Characteristics of a Modern Cargo Ship," The Journal of the Acoustical Society of America 107(1), January 2000.

QUANTIFYING MACHINERY INFLUENCE

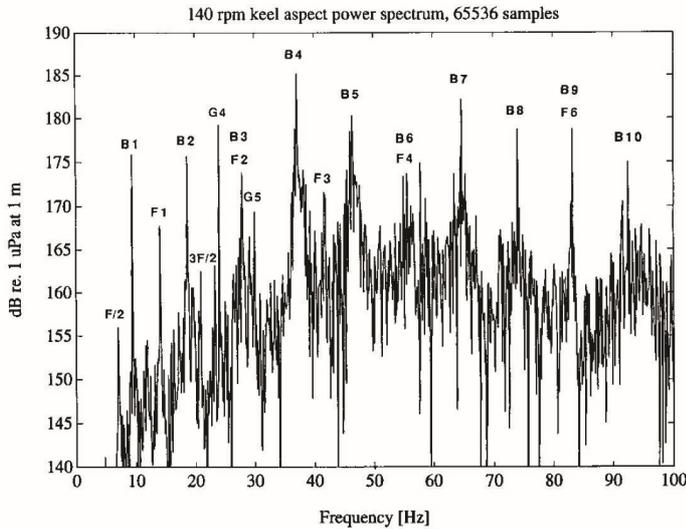


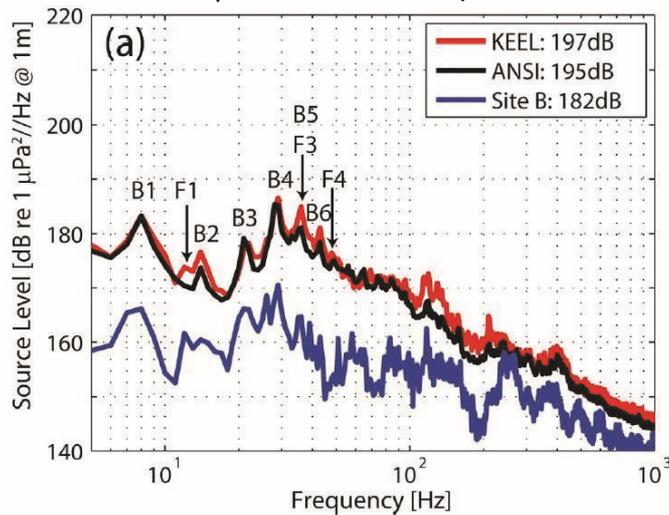
TABLE III. Measured source levels of significant tonal frequencies of M/V OVERSEAS HARRIETTE, keel aspect in dB *re*: 1 μ Pa at 1 m. These data represent the mean levels of several 8-s samples. They have standard deviations of 2 to 5 dB due to source variability (BR=blade rate, FR=engine firing rate).

Source/Harmonic	68	86	105	122	140
Shaft rpm	68	86	105	122	140
Speed, knots	8	10	12	14	16
BR	<130	159	170	159	174
FR	...	175	170	174	174
2 \times BR	<130	161	165	167	175
3 \times BR=2 \times FR	160	<178	179
4 \times BR	173	185
3 \times FR	...	153	156	161	176
5 \times BR	177	175
6 \times BR=4 \times FR	168	177	175
7 \times BR	179	172
5 \times FR	177	163
8 \times BR	177	172
9 \times BR=6 \times FR	171	173
10 \times BR	171	170
340-360 band	156	156	159	162	163

P. Averson, "Radiated Noise Characteristics of a Modern Cargo Ship," The Journal of the Acoustical Society of America 107(1), January 2000 .

QUANTIFYING MACHINERY INFLUENCE

1 ,036 TEU Containership 22 knot transit (Red and Black Curves)



M. Gassmann, S. M. Wiggins, and J. A. Hildebrand, "Deepwater measurements of container ship radiated noise signatures and directionality," The Journal of the Acoustical Society of America 141, 1563 (2017); doi: 10.1121/1.5001063

MEASURING AND ASSESSING VESSEL NOISE

Many measurements have been performed and reported

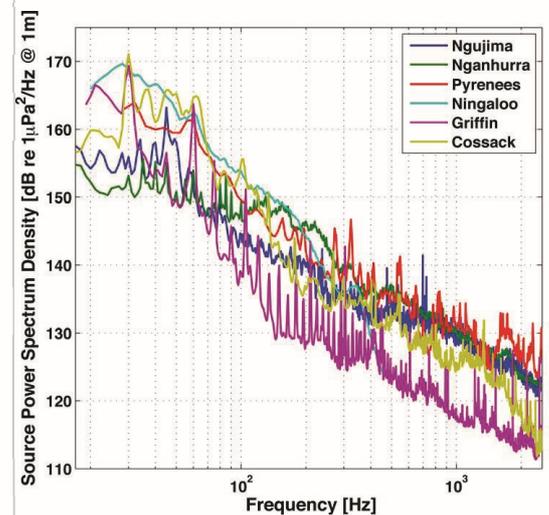
- Vessels ranging from pleasure craft to tankers

Methodologies vary

- Direct measurement
- Vessel of opportunity
- (Standards are now available – ANSI, ISO, DNV, ABS, etc.)

Vessel design information is *required* to perform effective noise control on ships

- Can not use measurement information alone to identify treatments without supporting information
 - Even when dominant source can be ‘guessed’



C. Erbe, R. McCauley, C. McPherson, A. Gavrilov, "Underwater Noise from Offshore Production Vessels," Journal of the Acoustical Society of America, vol 133, no. 6, June 2013.

5



Underwater Noise from Machinery

Noi
Contr
Engineering

HOW DO WE REDUCE NOISE?

Gain an understanding of the causes of noise

- How does the vessel design influence noise levels?
 - Measurement, with supporting design information
 - Modeling

Understand what “treatments” are available and their effect

- Fundamental design changes
- Additive materials

Understand the cost of treatment

- Weight
- Space
- Monetary
- Maintenance

6



FUNDAMENTALS OF MACHINERY NOISE

Paths to consider:

- Airborne
- First Structureborne
- Secondary Structureborne

Dominant path (and radiated noise) will depend on

- Vessel design
- Source levels
- Treatments

Many machinery items, many possible contributors to noise

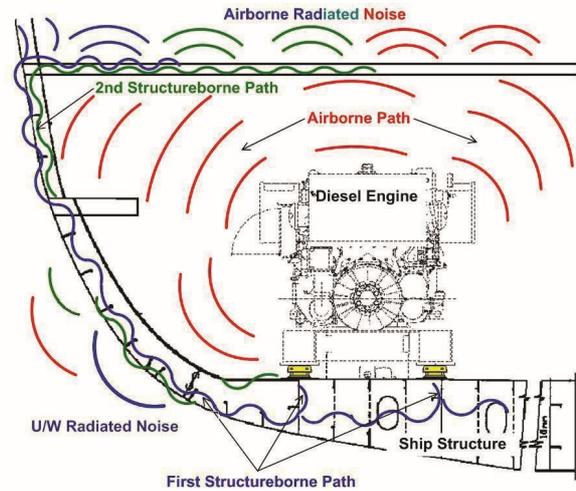


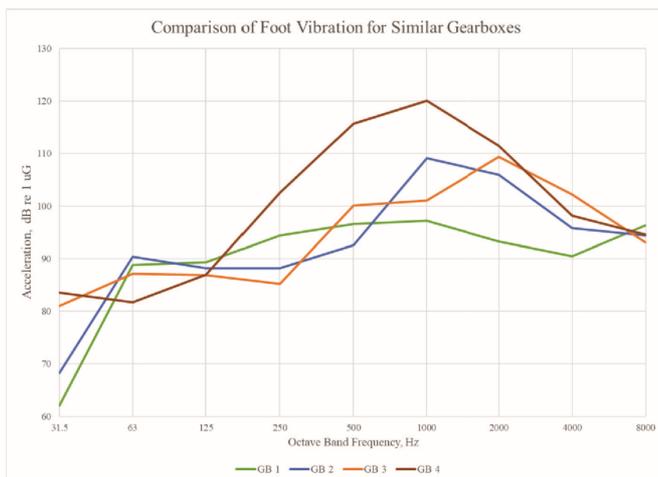
Illustration of Machinery Noise Paths
Noise Control Engineering LLC

7

Underwater Noise from Machinery

Noi
Contr
Engineering

DESIGNING QUIET VESSELS



Gearbox Vibration Levels
Noise Control Engineering LLC

Use inherently quiet equipment

- Some equipment types will be quieter than others
 - Rotating rather than reciprocating
- Manufacturing quality
 - Is there a focus on low noise and vibration?

Structure

- Use (dynamically) stiff foundations
- Use double hulls or tanks outboard of Engine Room

Treatments

- Isolation mounts
- Damping and insulation
- Other

8

NOISE PREDICTIONS

Multiple Tools Exist

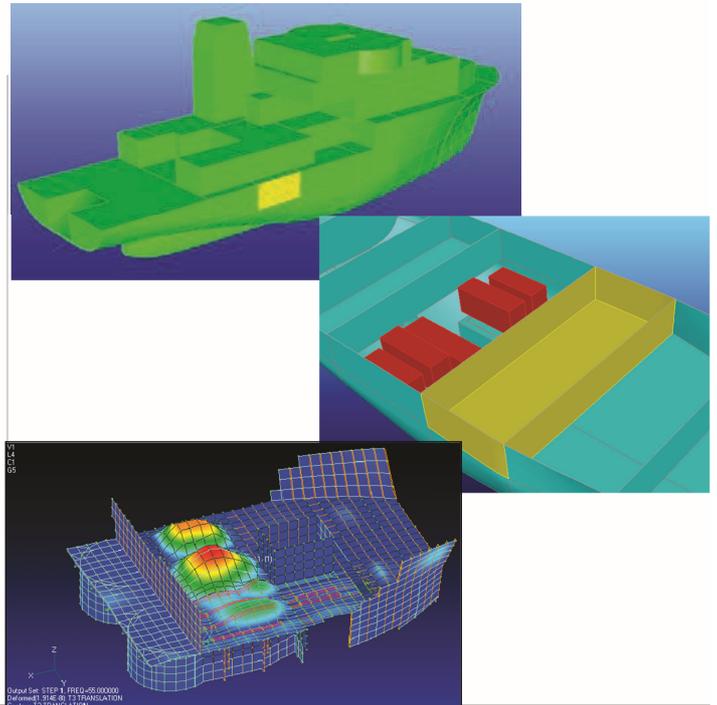
- Statistical Energy Analysis
- Finite Element Analysis
- Empirical Analyses
- “Cookbook” methods

Approaches must account for all possible paths

- Assess dominant sources
- Assess dominant paths
- Identify mitigation strategies

These are tools

- An understanding of the benefits and limitations of any method is required



STATISTICAL ENERGY ANALYSIS

Method of calculating energy transfer between ‘subsystems’

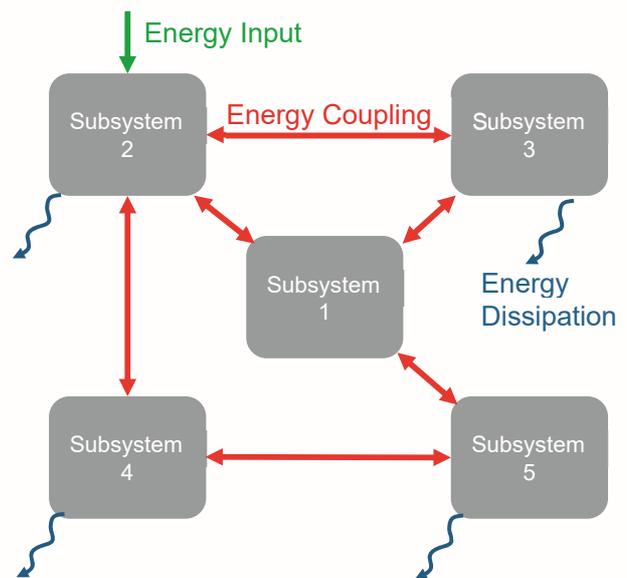
- Subsystem can be a deck or bulkhead

Energy is

- An input to a subsystem (machinery)
- Shared between subsystems (through connections)
- Dissipated (damping)

Result is an energy balance

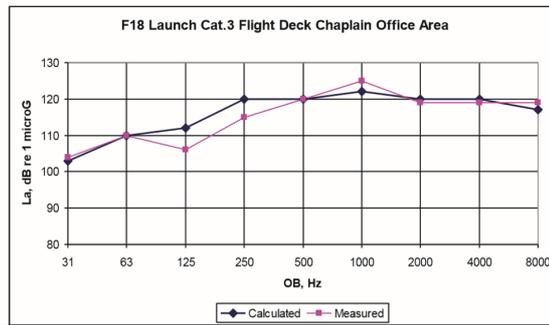
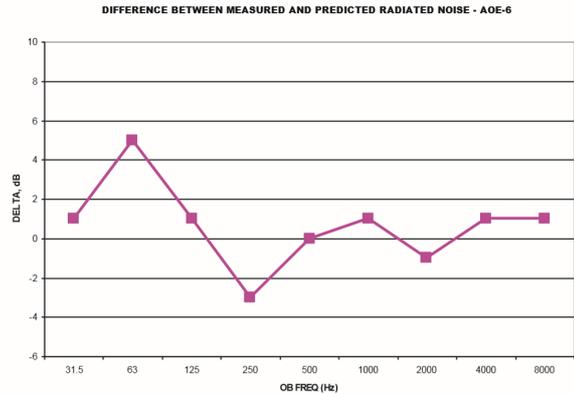
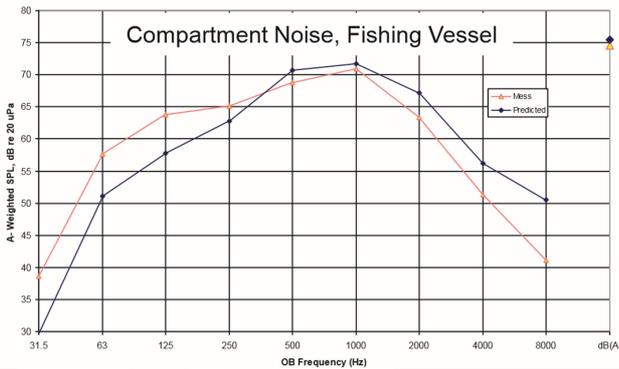
- Used to calculate vibration on all structures in a ship
- Vibration can then be used to calculate radiated noise
- Airborne paths can also be calculated in a similar manner



NOISE PREDICTIONS

Accurate predictions are possible with proper design information

- Structural details
- Source levels
- Outfitting
- Treatments



VIBRATION ISOLATION

Benefits

- Best shipboard noise control element
- Reduces vibration (first structureborne path)

Proper Design

- Requires flexible connections
 - Flexible shaft coupling for propulsion engine
- Requires dynamically stiff foundations.

Effectiveness (for applicable paths)

- 10-15+ dB at low frequencies
- 15-25+ dB at higher frequencies



ACOUSTIC INSULATION



Benefits

- Reduces Airborne and Secondary Structureborne Transmission.
- Material can be used for thermal and fire protection in addition to acoustic

Proper Design

- May not achieve 100% coverage in an engine room
 - E.g. Treatment may not extend to deck due to moisture concerns

Effectiveness (for applicable paths)

- Dependent on thickness and material
- 0-5+ dB at low frequencies
- 10-20+ dB at higher frequencies

DAMPING

Benefits

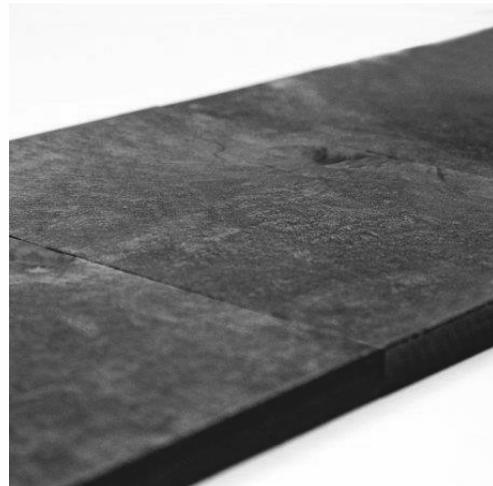
- Reduces First and Secondary Structureborne Transmission.

Proper Design

- Must be applied in similar thickness to structure to be effective.
- Weight considerations
 - Locations should be optimized

Effectiveness (for applicable paths)

- Dependent on thickness and material
- 0-10+ dB at low frequencies
- 10 dB at higher frequencies



OTHER (AN EXAMPLE)

Bubble Emission

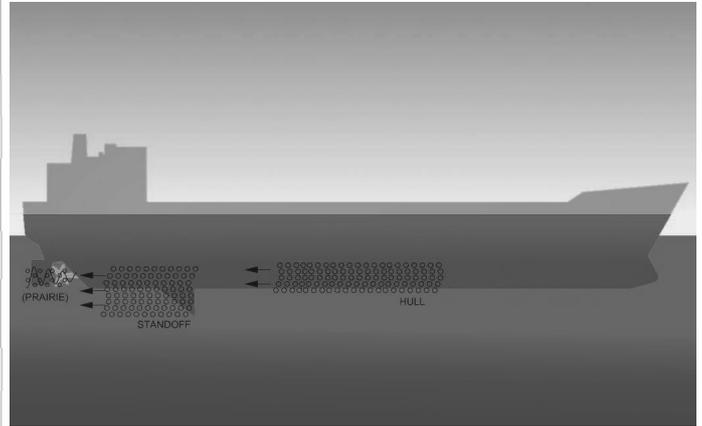
- Hull, Standoff
- Bubbles provide an acoustic barrier
 - Reduce transmission of sound into the water

Proper Design

- Bubbles must cover applicable areas of the hull under proper operating conditions
- Fouling of air ejectors is a concern
- Noise from air compressors must be accounted for

Effectiveness (for applicable paths)

- 10

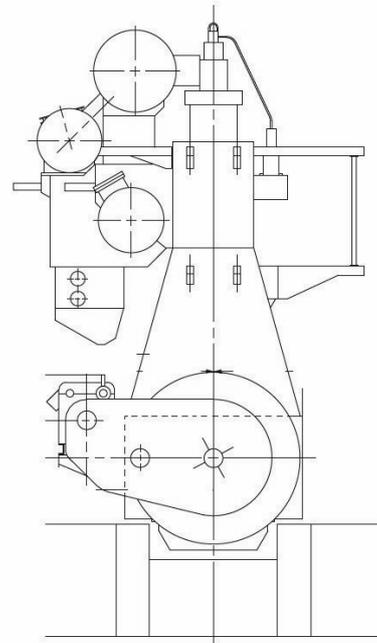


Bubble Decoupling Concepts

LOW-SPEED DIESEL PROPULSION

Vibration Isolation

- Commonly used for high-and medium-speed engines
- Not common for low-speed engines
- Challenges
 - Tall and heavy
 - Engine provides local stiffness to foundation
 - Need to take thrust elsewhere



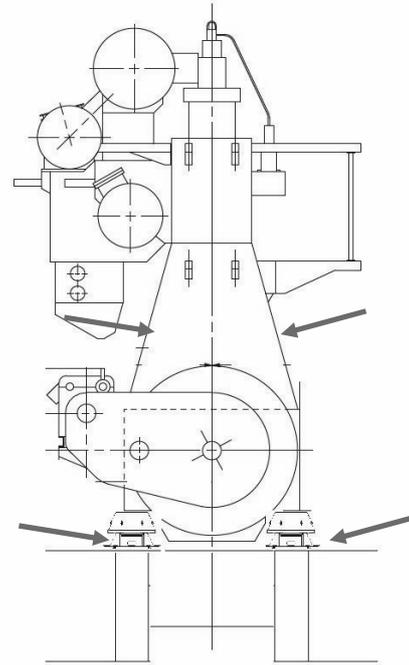
LOW-SPEED DIESEL PROPULSION

Vibration Isolation

- Commonly used for high-and medium-speed engines
- Not common for low-speed engines
- Challenges
 - Tall and heavy
 - Engine provides local stiffness to foundation
 - Need to take thrust elsewhere

Is vibration isolation possible?

- Option 1:
 - Isolation mounts at base, support mounts near top
 - Will require stiff structure at mount locations



1

Underwater Noise from Machinery

Noi
Contr
Engineering

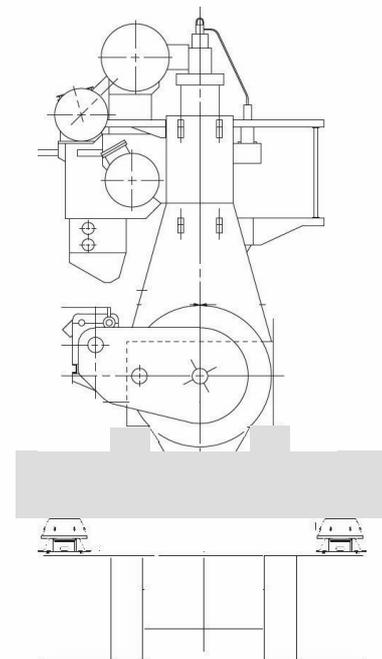
LOW-SPEED DIESEL PROPULSION

Vibration Isolation

- Commonly used for high-and medium-speed engines
- Not common for low-speed engines
- Challenges
 - Tall and heavy
 - Engine provides local stiffness to foundation
 - Need to take thrust elsewhere

Is vibration isolation possible?

- Option 2:
 - Design a large structure to widen base
 - Non-trivial
 - Isolation mount entire structure



1

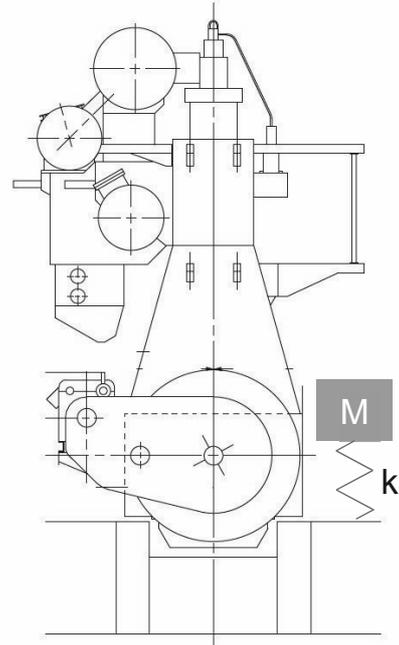
LOW-SPEED DIESEL PROPULSION

Tuned Absorbers

- Apply a spring-mass system (with damping) at the mounting feet of the engine
- If tuned to excitation frequencies, vibration reduction of foundation/hull can result

Design Considerations

- Vibration reduction will be proportional to motion of absorber mass
 - Depending on design, absorber mass could be 'required' to have very high vibration
 - Fatigue?
- Some damping will be needed in the system
 - This will reduce the effectiveness
- Practical systems may require large masses
 - 3 % or more of the engine
- Maintenance



1



Underwater Noise from Machinery

Noi
Contr
Engineering

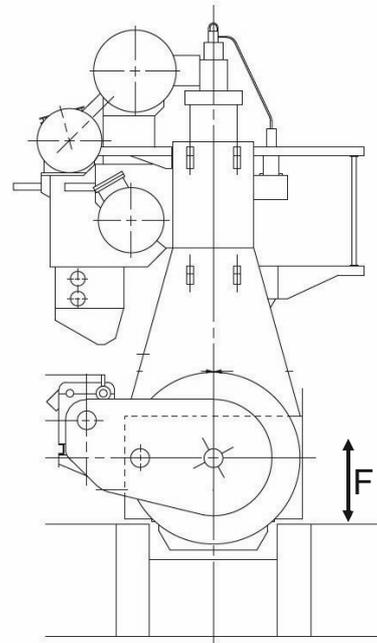
LOW-SPEED DIESEL PROPULSION

Active Vibration Control

- Apply a force at the foundation that is out of phase with the engine excitation
 - Result is lower vibration on the foundation

Design Considerations

- Requires complex, real-time data processing
- Forces will need to be on the order of those generated by the engine
 - Practical systems may require large masses
- System development will require time and experimentation
- Maintenance

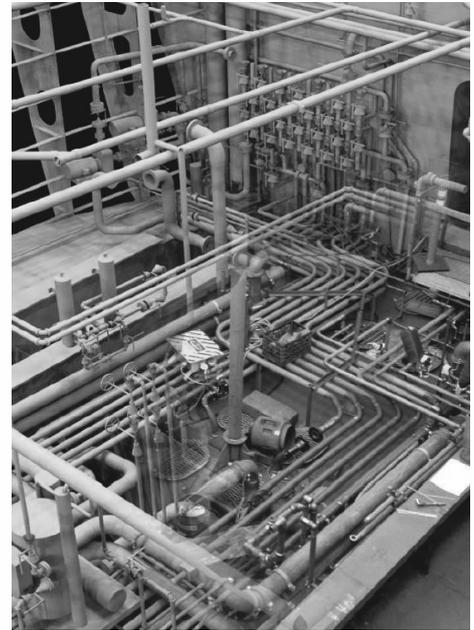


2

ALTERNATIVE OPTIONS

Different Propulsion System

- Medium Speed Propulsion Diesels
 - Easier to isolate vibrations
 - Would require
 - Multiple engines
 - Gearbox
 - Less efficient
 - Could achieve lower propeller speed
 - Potential for greater propeller diameter, improved efficiency, lower noise
- Diesel Electric
 - Easier to resiliently mount diesel engine
 - Less efficient than direct-drive
 - Others??



SUMMARY

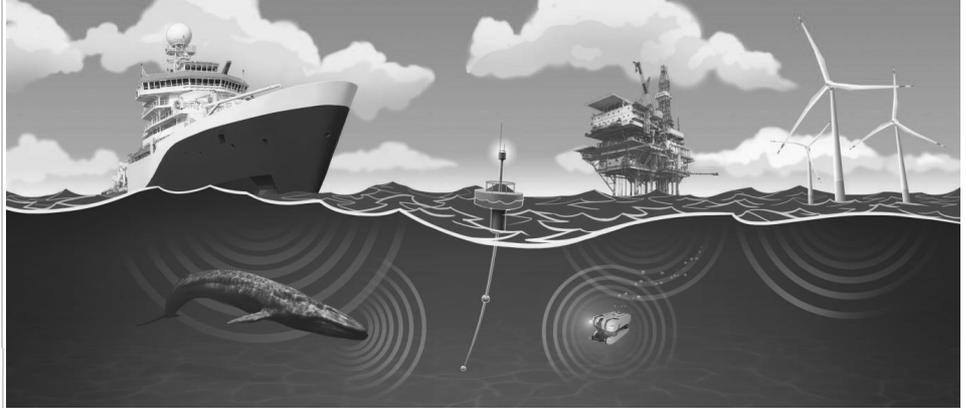
Developing solutions for underwater noise requires detailed vessel information

- There is no one-size-fits-all treatment
- Tools exist for predicting (and measuring) noise from vessels**
- Accurate predictions are possible
 - Can be used to develop quiet designs
- Quiet vessel design requires designing for quiet**
- Noise needs to be one of the design objectives
 - Low speed diesels
 - Optimized for efficiency, not noise
 - Quiet solutions are difficult



MAERSK Nedlloyd De Liefde
Shippoter.com

THANK YOU



Jesse Spence
Noise Control Engineering
8 Rangeway Rd, Bldg2, Floor 2
Billerica, MA 01862 USA

jesse@noise-control.com
978-670-5339



付属資料 D プロペラ騒音抑制技術 (DW-ShipConsult 社)

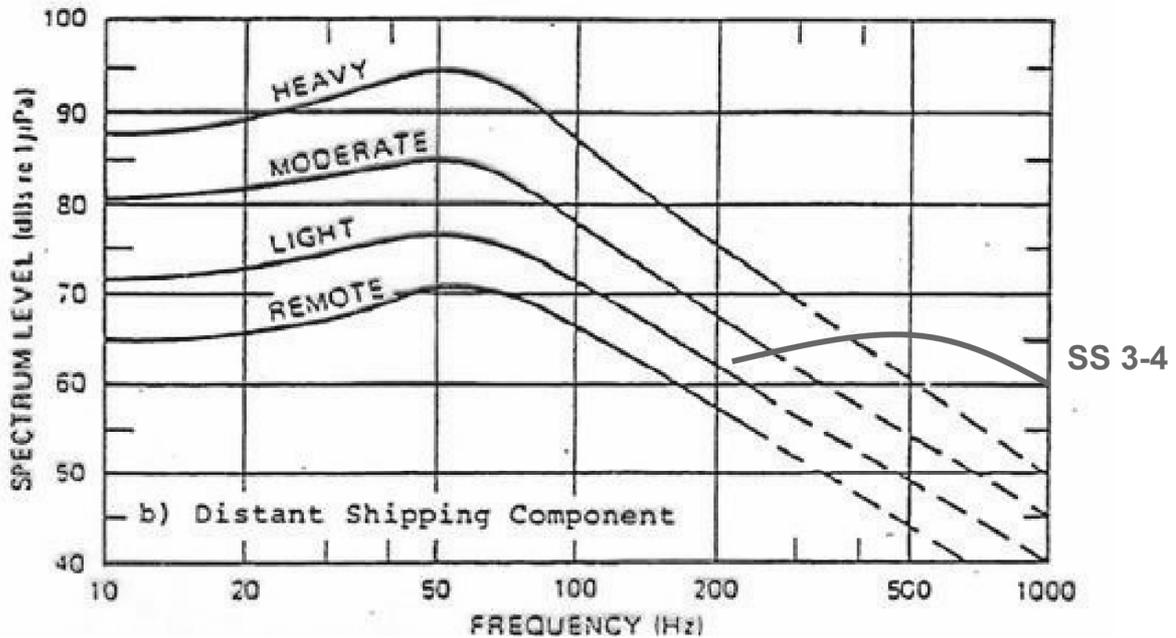
Broad Band Noise Generation of Propellers



Content

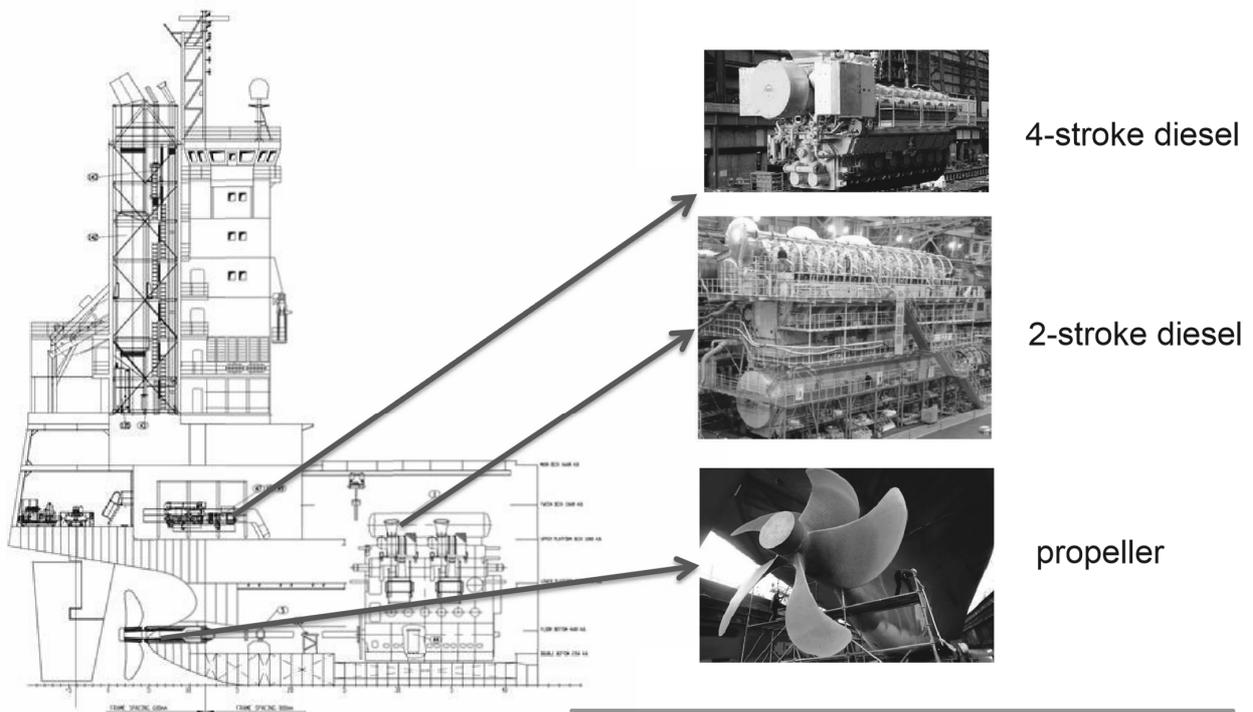
- **Environmental effect**
- **Low frequency broad band noise and other noise contributors**
- **Description of the phenomena**
- **How can it be predicted and its level reduced?**

Background noise in the sea



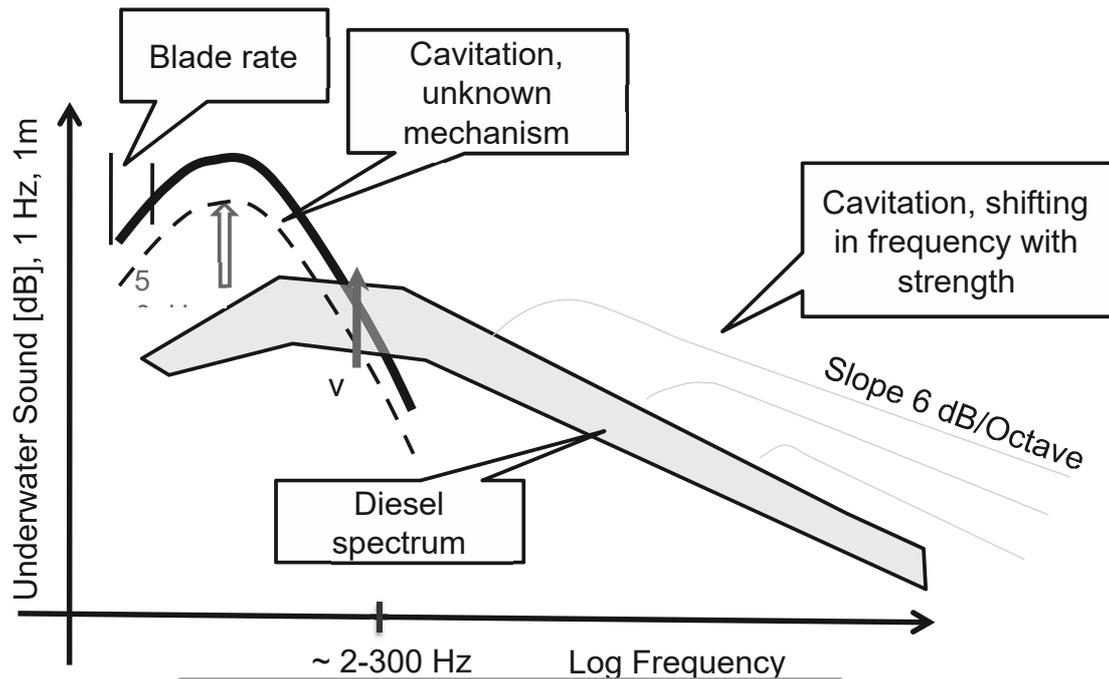
► Shipping noise prevails < 2-300 Hz with a maximum at 50 Hz

Noise sources onboard



► Only 3 distinct noise sources

Characteristics of noise contributions



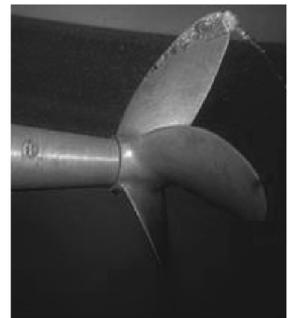
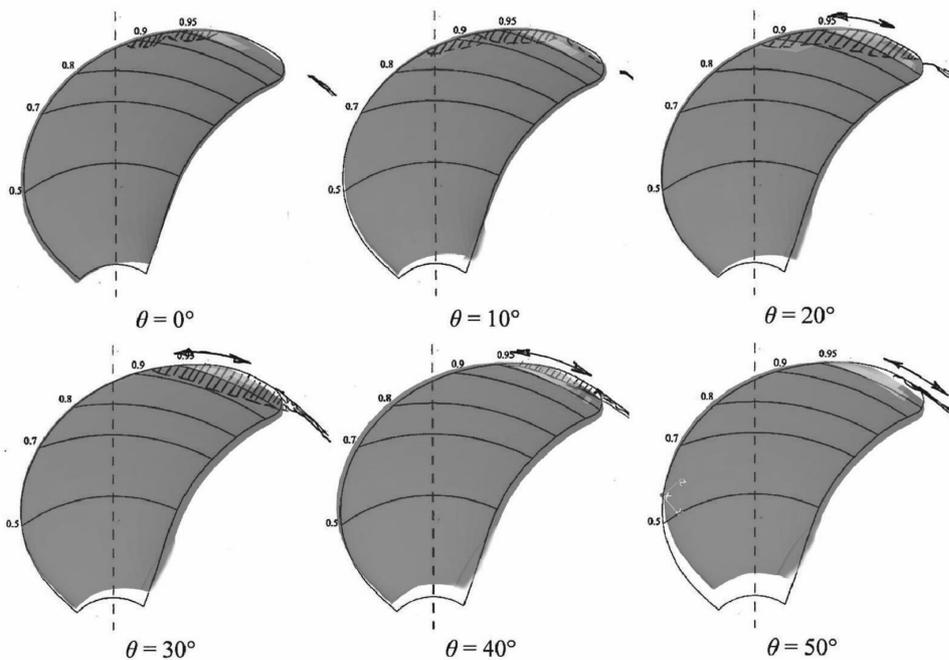
► Qualitative contributions are known



QUIETING SHIPS TO PROTECT THE MARINE ENVIRONMENT

5/16

Pattern of sheet and tip vortex cavitation : model vs. BEM



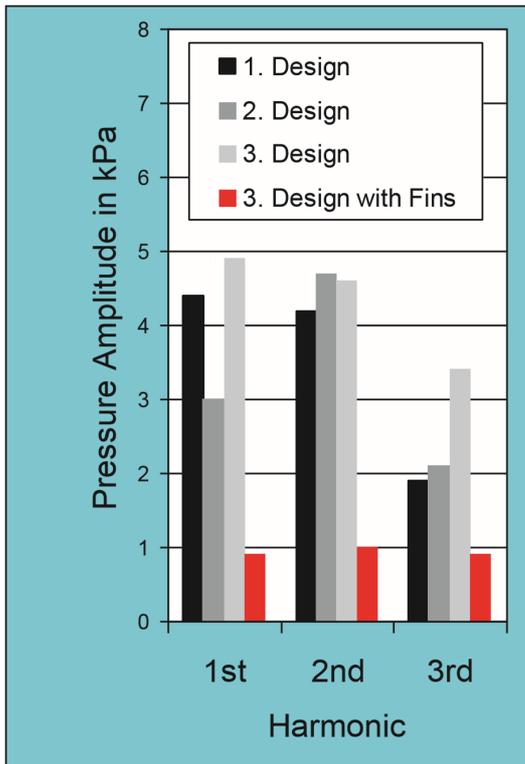
► Good modeling possible



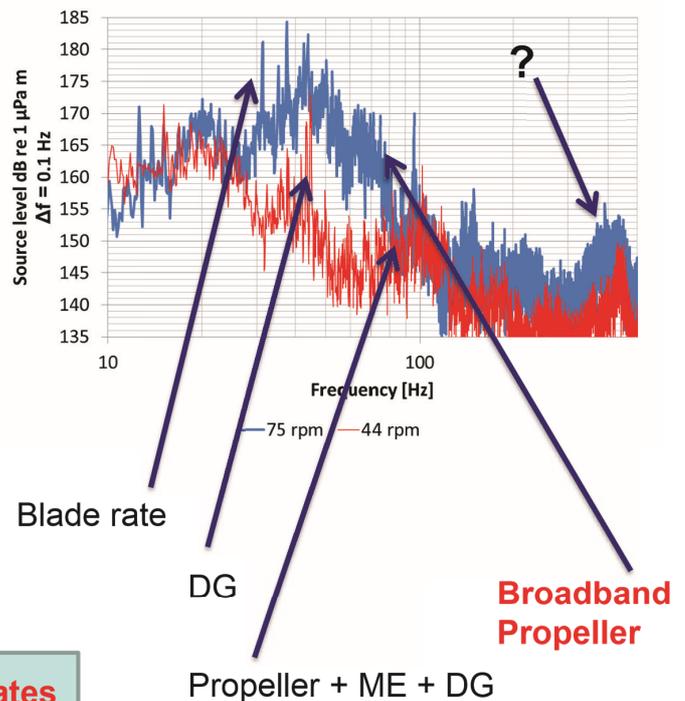
QUIETING SHIPS TO PROTECT THE MARINE ENVIRONMENT

6/16

Reduction of Pressure Fluctuations by Vortex Generator Fins

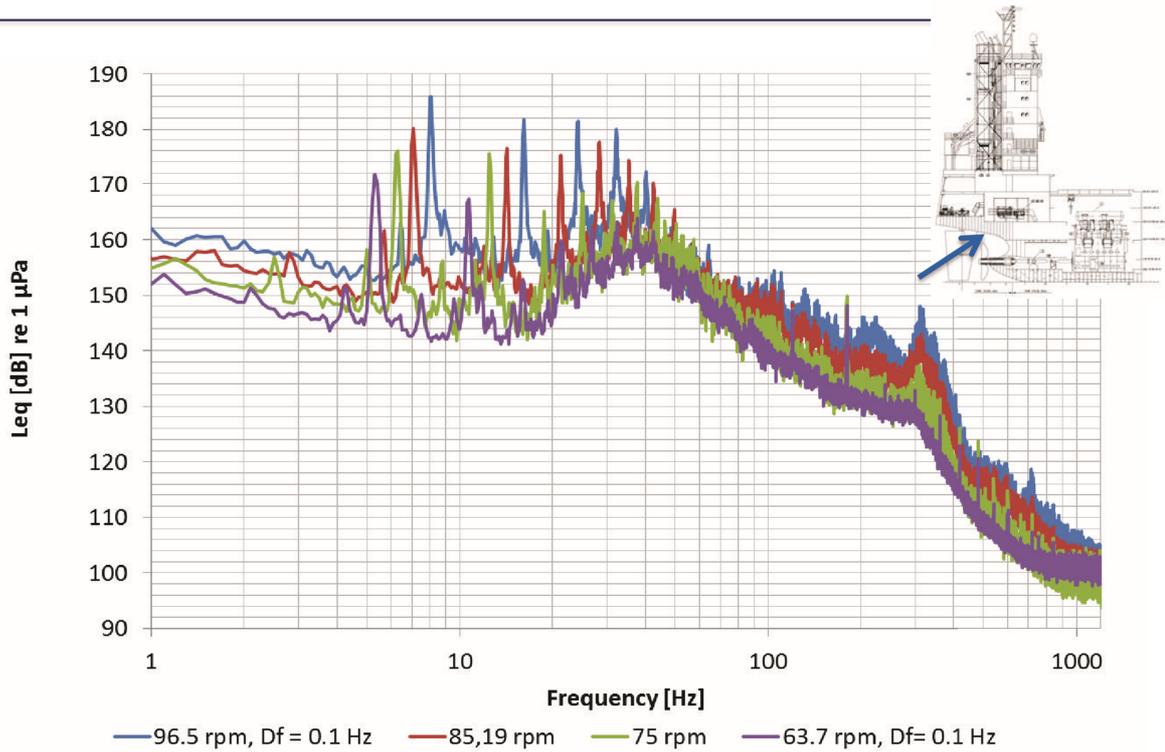


Individual contributions



▶ Low speed: engine noise dominates

Increase of level with speed



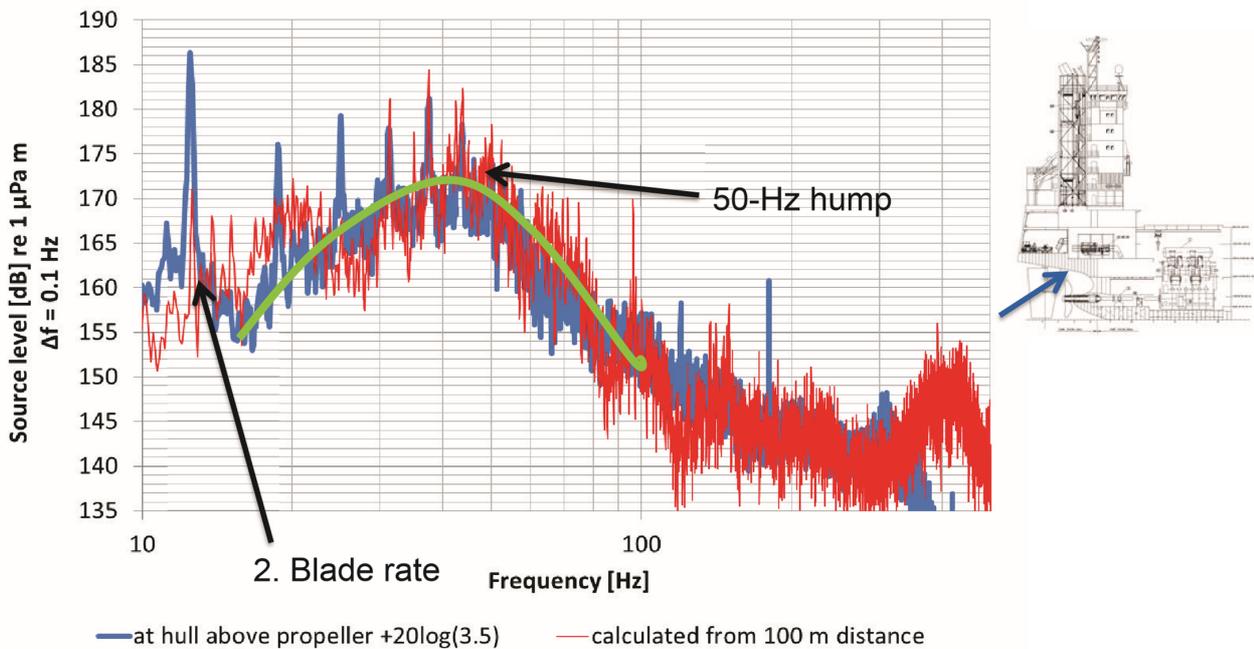
► Strong speed dependence but constant characteristics



QUIETING SHIPS TO PROTECT THE MARINE ENVIRONMENT

9/16

Measurement on the ship vs. measurement at a distance, 75 rpm



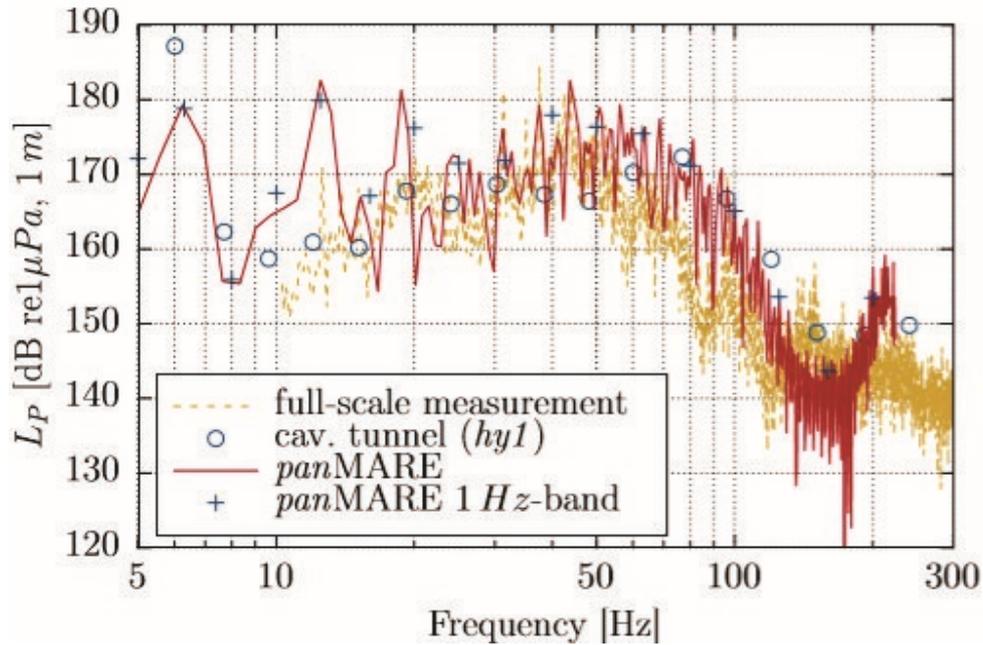
► Good match, except for LF blade rate tonals, pronounced 50 Hz hump



QUIETING SHIPS TO PROTECT THE MARINE ENVIRONMENT

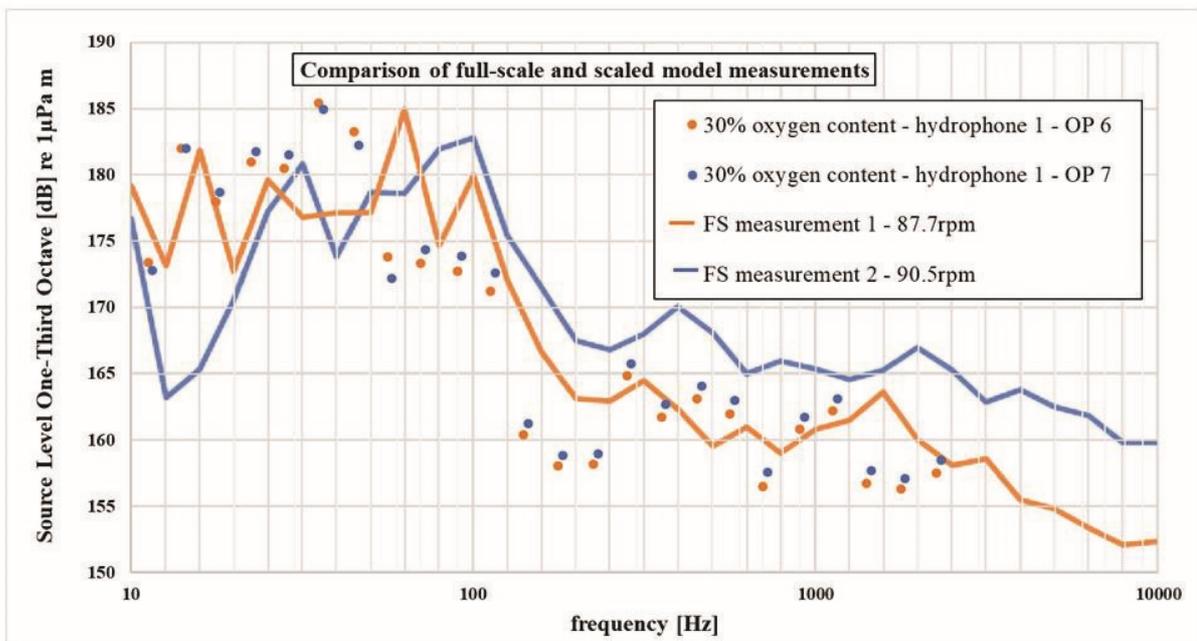
10/16

Measured vs. BEM



► High prediction accuracy of LF broad band with BEM

Model vs. Full Scale



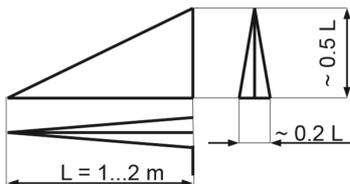
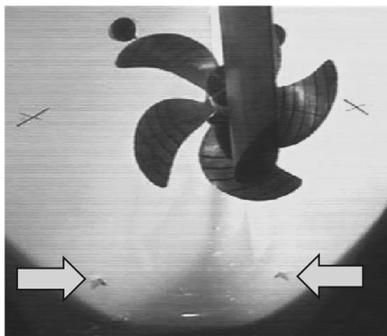
► Moderate match of LF broad

Additional observations

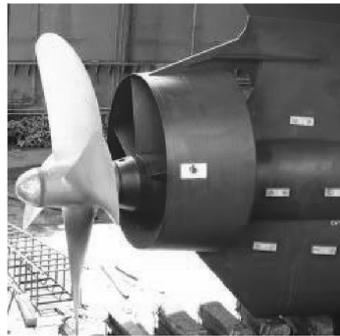
- Models allow a bandwidth of 10 dB at service speed and low frequencies but 20 dB are observed → there are particularly quiet and noisy ships
- Blade tip unloading as a common means to reduce cavitation → efficiency loss
- Propeller retrofit for slow steaming: ship at 18 kts becomes as noisy as at 25 kts before
- The same hull with different propellers can mark 6 to 12 dB difference alone
- Standardized measurements at sea with standardized correction of Lloyd Mirror Effect is very important to safely identify differences
- There are still ships around and be built with a rule-of-thumb propeller design

Wake Equalization Devices: efficiency ↑ + noise ↓?

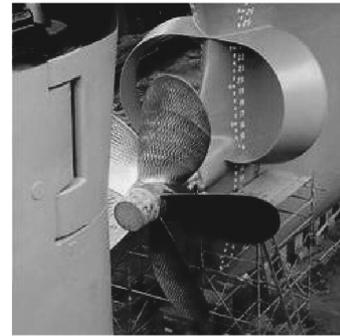
Vortex-Generator-Fins



Mewis-Duct



Schneekluth-Nozzle



Pre-Swirl Stator



▶ Can they reduce noise together with wake field improvement?

Conclusions and outlook

- Improving match of numerical and model test prediction and full scale observations
- Too little knowledge about propeller design broadband noise
- Propeller efficiency acoustics not sorted out
- Presumably big influence of good propeller design. Wake equalization devices?
- Level of blade rate tonals level of broadband noise?
- Need to investigate controllable pitch propellers, particularly at off-design pitch

この報告書は、ボートレース事業の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました。

欧州における船舶の水中騒音対策に係る
技術開発動向調査

2019年（平成31年）3月発行

発行 一般社団法人 日本中小型造船工業会

〒100-0013 東京都千代田区霞が関3-8-1 虎ノ門三井ビルディング
TEL 03-3502-2063 FAX 03-3503-1479

一般財団法人 日本船舶技術研究協会

〒107-0052 東京都港区赤坂2-10-9 ラウンドクロス赤坂
TEL 03-5575-6426 FAX 03-5114-8941

本書の無断転載、複写、複製を禁じます。

