

主機関防振ゴム交換に伴う調査船「たか丸」の振動計測

長谷川勝男

Effect of Rubber Vibration Isolator Replacement on Fisheries Research Vessel "Taka-Maru" Vibration Characters

Katsuo HASEGAWA*¹

Abstract The rubber isolator used for mounting of the main engine on the vessel "Taka-Maru" had been exchanged for the first time in ten years after the construction. Vibration transmission characters from the main engine to the hull structure were compared before and after exchanging of the rubber isolator. Since the rubber isolator has been used for rigid support condition in ten years, the comparison of both conditions mean the difference of rubber isolator applied in the rigid and the elastic support mounting. The following remarks were obtained. It founds that vibration transmission characters from the engine to the hull are showed the different performance for the frequency less than 50Hz. In the case of rigid supporting, the dominant peak level of vibration appeared approximately in 45Hz and this isolation system could not reduce this vibration transmission. Applying the elastic support mounting, this peak is eliminated in the hull, but the new dominant peak level of vibration appears approximately in 15Hz in the hull. This frequency seems to be a resonant frequency of the rubber isolator - engine system where engine is the source of vibration.

Key words: Main Engine, Vibration Transmission, Rubber Isolator, Rigid Support, Elastic Support

1. はじめに

水産工学研究所に所属する漁業調査船「たか丸」は、「Silent」、「Speedy」、「Safety」を基本コンセプトとして1995年に代船建造された。その際、船内環境や水中雑音を考慮して、低騒音・低振動化のために主機関の防振支持の採用、キャピテーションの発生し難いハイスキュードプロペラの採用など当時の最新技術が導入されている（水産工学研究所，1995）。船内環境と水中雑音に密接に関係する振動・騒音の低減は調査船共通の課題であり、特に最大の起振源である主機関から船殻への振動伝播を抑制するための機関の防振支持は、今や調査船の不可欠な装備となっている。防振装置の

主要素である防振ゴムの経年変化や推進系の芯出し調整に係わるノウハウなど防振装置運用上の知見は蓄積されつつあるものの（三浦ら，2002）、公表された報告資料等は少ないのが実状である。

建造後10年を迎えた「たか丸」の主機関防振装置（防振ゴム）の交換工事が2005年3月に行われた。本報では、主機関防振ゴム交換前後のたか丸の振動特性について報告する。

2. たか丸主機関防振装置（防振ゴム）交換工事について

調査船たか丸の主要目をTable 1に示す。たか丸は排水量型の船型で船体材質には耐蝕アルミ合金が使用されている。たか丸の推進系の概略をFig.1に示す。主機関には4サイクル中速ディーゼル機関が搭載され、クラッチ付き減速機、軸馬力計を組み込んだ中間軸を介して、4翼ハイスキード可変ピッチプロペラと連結している。主機関の前端には、増速機を介して油圧ポンプが配置され漁労機械類へ動力を供給している。主機関は防振ゴムで一重弾性支持され、主機関の振動が直接船殻に伝播するのを抑制している。なお、防振支持された主機関と固定支持された減速機との軸芯間の相対的変位を吸収し、同時にねじり振動を低減するために、主機関と減速機間には高弾性軸継手を用いている。

主機関の防振支持に8個の防振ゴムが配置されている（Fig.2）。これまでたか丸で使用されてきた防振ゴムの構造をFig.3に示す。防振ゴムは、おわん状のゴムを下金具と上金具がサンドイッチしたような構造で、重量17.5kg、バネ定数 $K=1026\text{kgf/mm}$ である。

防振ゴムによる振動伝播の概念図をFig.4に示す。このように弾性支持された質量Mの機械の上下方向の1自由度系の強制振動の場合、基礎への振動伝達特性はFig.4下図のようになる。防振すれば直付けに比べ振動が全周波数領域で低減するのではなく、悪くなる領域Aと良くなる領域Bが存在する。従って、振動を減衰させるためには、機械の運転周波数領域を高周波域で運転するか、あるいは防振ゴムの共振周波数をできるだけ小さく設定する必要がある。そのためには、防振ゴムのバネ定数 K を小さくすることが求められるが、一方で防振ゴムの耐久性や安定性の面からはバネ定数 K を大きくする必要がある。この相反する要求を

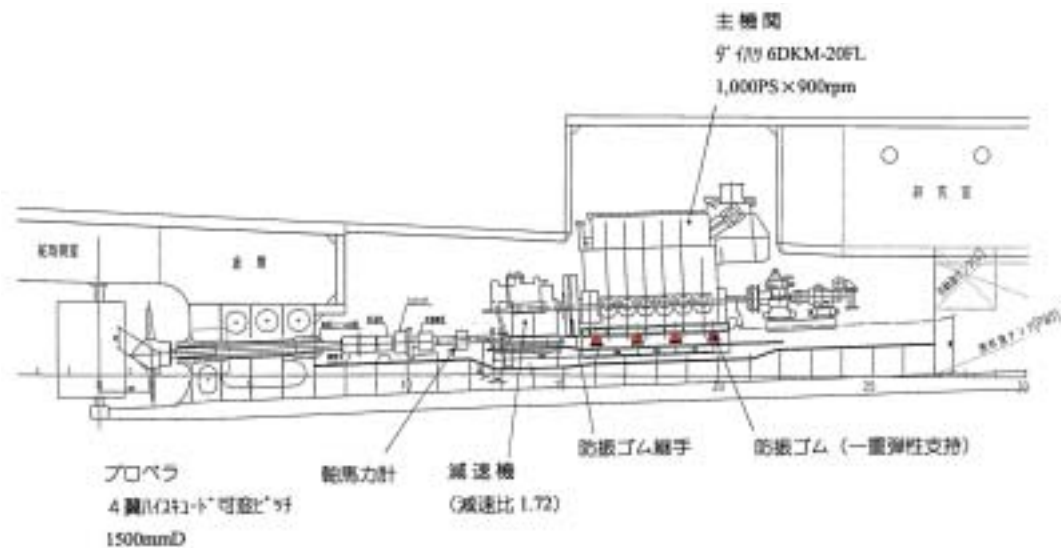


Fig. 1 たか丸の推進系

Table 1 たか丸の主要目

船体材質	耐蝕アルミ合金
長さ（全長）	29.5m
長さ（垂線間）	25.0m
幅（型）	5.2m
深さ（型）	2.0m
総トン数	61トン
主機関	4サイクル中速ディーゼル 1000PS x 900rpm x 1台
発電機関	130PS x 1800rpm x 1台
減速機	減速比=1.72
推進器	4翼CPP x 1基
試運転最大速力	13.4ノット
航海速力	12.0ノット（85%負荷）
最大搭載人員	15名
竣工年月日	1995/3/22

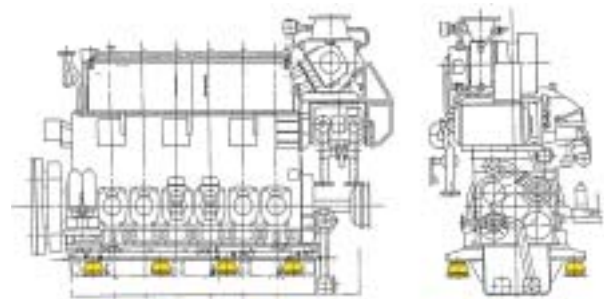


Fig. 2 主機関防振支持

いかにバランス良くマッチングさせるかが防振支持の技術的な課題となる(ヤンマーディーゼル, 1993)。

建造から10年経過したたか丸主機関の防振ゴム交換工事は, 2005年3月に平成16年度追加ドックとして行われた。ドック工事の様子をFig.5に示す。機関室内で主機関を吊り上げて防振ゴムの交換が行われた。この工事において, 防振ゴムのセットボルトが締め付けられた状態であったことが判明した。防振ゴムの据え



船体上架



主機関防振ゴム交換工事



Fig. 3 防振ゴム構造図防振ゴム構造図

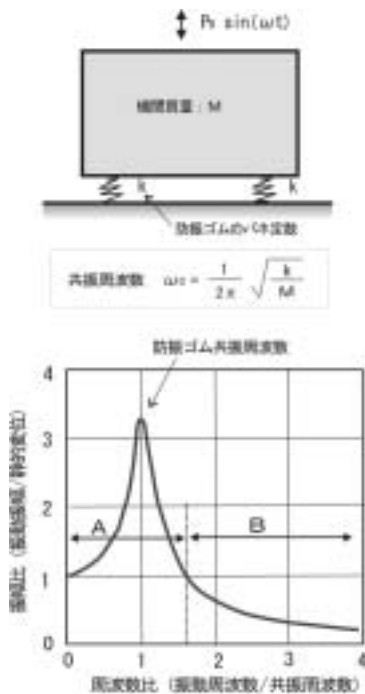


Fig. 4 防振の概念図

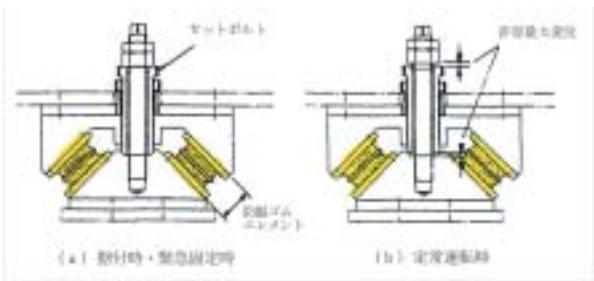


Fig. 6 防振ゴム据付け概念図

付け概念図をFig.6に示す(太田, 帆刈, 1992)。防振ゴムの使用法として, 据え付け時および緊急固定時にはFig.6(a)のようにセットボルトのナットを締め込んで防振ゴムエレメントを圧縮した状態とし, 通常航海時にはFig.6(b)のようにセットボルトと締め付けナット間に所要のクリアランスを設けることによりバネの弾性効果が発揮されるものである。建造後10年に渡り, セットボルトが締め付けられた状態にあったことは, 防振支持性能が最大限に発揮されなかったことを意味する。本工事では, 防振ゴムを新替し, Fig.6(b)のように所定の変位で防振ゴムの弾性支持を確保できるようにした。また, これに伴い中間軸との芯出しが行われた。

以上のような経緯から, 本報で述べる防芯ゴム交換

前後の振動特性調査は、防振ゴムの経年劣化の影響調査ではなく、防振ゴムの据え付け状態の違い、即ち弾性ゴムが締め付けられた条件（固定支持）と弾性ゴム本来の防振支持の条件の違いの影響調査である。

3. 振動の計測方法と計測条件

3.1 振動計測方法

振動加速度の計測には、手持ち式のFFTアナライザー（RION SA-77）とペンシル型の加速度ピックアップ（RION PV-55）をそれぞれ2台用いた。1台は周波数0～20kHz領域でFFTポイント401点で計測し、もう1台は周波数領域0～1000Hz領域でFFTポイント401点で加速度を計測した。

振動の加速度レベルは、加速度の実効値を a (m/s^2) とし、基準値 a_0 ($=10^{-6} m/s^2$) を用いて次のように定義する。

$$\text{振動加速度レベル (dB)} = 20 \cdot \log (a/a_0) \quad (1)$$

今回の振動計測では、加速度ピックアップを計測点に手で押しつけて鉛直方向および船幅方向の振動加速度を周波数分析した。

3.2 振動計測点

たか丸運航時の振動計測点をFig.7に示す。主機関の燃焼およびクランク軸回転に伴う起振力の影響は、鉛直方向（z方向）と船横方向（y方向）の振動として現れることが予想されるため、主機関本体の振動は鉛直方向（z方向）と船横方向（y方向）を計測した。防振効果を判定するために、機関下の船殻のz方向の振動を計測した。暴露甲板のz方向の振動計測点はプロペラ真上とした。暴露甲板の振動は、主機関よりも

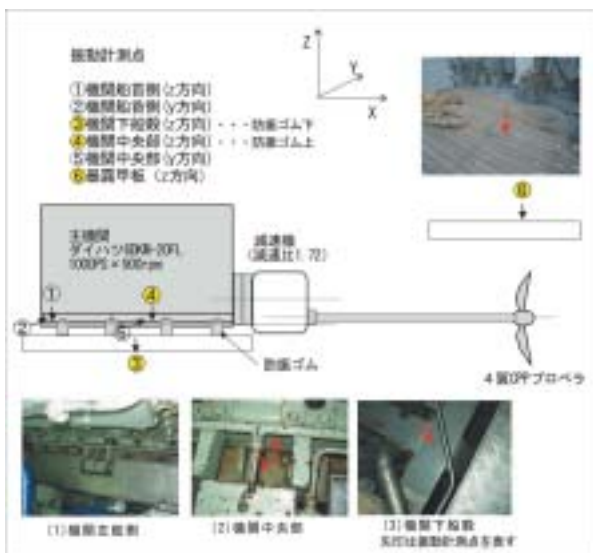


Fig. 7 振動計測点

プロペラ起振力の影響が大きいと考えられる

3.3 運航条件

主機関およびプロペラの起振力は、機関回転数、プロペラ回転数や船速などに影響される。そこで、停船時の主機関アイドル状態と航走時の主機関負荷率を変えた4条件の振動を計測した。これらの運航条件をTable 2に示す。負荷率は軸出力を基準に1000PSを100%とした。防振ゴム交換前と交換後の計2回の計測時の主機関運転条件等をできる限り一致させて振動計測を行った（Fig.8）

4. 振動計測結果

たか丸の振動計測点ごとに、防振ゴム交換前の振動と防振ゴム交換後の振動を対比させながら以下に示す。

Table 2 振動計測時の運航条件

防振ゴム交換前の振動計測（H17/2/24）

実験条件	Idle	50%負荷	75%負荷	100%負荷
機関回転数(rpm)	500	770	800	840
軸馬力(PS)		478	731	995
プロペラ回転数(rpm)		451	469	487
プロペラ翼角(deg)		17.0	19.7	21.3
船速(kt)口グ		10.0	11.9	12.8
船速(kt)GPS		10.8	11.9	12.5

防振ゴム交換後の振動計測（H17/4/15）

実験条件	Idle	50%負荷	75%負荷	100%負荷
機関回転数(rpm)	500	770	800	830
軸馬力(PS)		464	705	973
プロペラ回転数(rpm)		449	469	488
プロペラ翼角(deg)		17.3	19.7	21.5
船速(kt)口グ		10.3	11.6	12.5
船速(kt)GPS		10.8	12.0	12.5

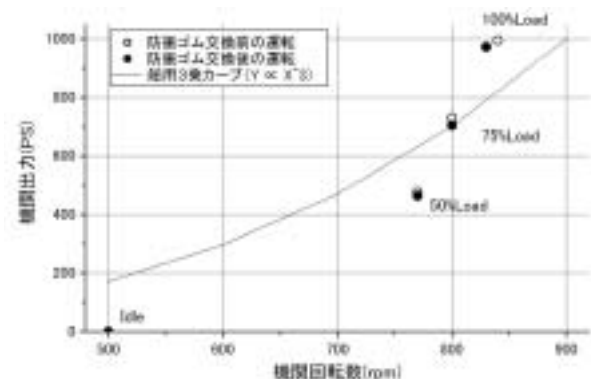


Fig. 8 振たか丸運航条件

4.1 振動の周波数特性（0～5kHz領域）

主機関本体のz方向振動の周波数特性（0～5kHz）をFig.9に示す。停船時アイドル状態と航走時の3負荷条件の合計4条件についての振動レベルを示している。防振ゴム交換後に機関自体のz方向振動は増加している。即ち防振ゴムを適正に使用することで、防振ゴム上の主機関の振動は増大している。一方、主機関y方向の振動はFig.10に示すように、防振ゴム交換前後の振動スペクトルはほぼ一致しており、防振ゴム交換の影響が全く現れていない。機関振動はz方向で130dBに達するが、y方向では最大でも125dB程度と、主機関の起振力はz方向が大きいことが分かる。従ってこれ以降、z方向の振動に着目する。

機関下の船殻z方向の振動特性をFig.11に示す。防振効果の判定においては、この船殻への振動伝播が問題となる。全体的な傾向として、振動レベルは周波数の増加とともに低下する傾向にあることから、低周波数領域の振動レベルの比較が重要である。負荷率100%において、2kHz以下の領域では防振ゴム交換後の振動が低減されている。一方、負荷率50%、75%では両者に顕著な差はない。

プロペラ真上の暴露甲板の振動をFig.12に示す。暴

露甲板では0.5kHz以下の振動が顕著であり、防振ゴム交換の影響は観察できない。暴露甲板はプロペラ起振力の影響が大きいとされており、直接的な主機関防振装置の影響はほとんどない場所と考えられる。

4.2 振動の周波数特性（0～500Hz領域）

前節で周波数0～5kHz領域の振動スペクトルを示したが、主機関から船殻への振動伝播を評価する上で、より低周波数領域の特性を詳細に調査する必要がある。ここでは、周波数0～500Hzの加速度を比較することにする。

主機関本体の振動加速度をFig.13に示す。負荷率が50%、75%、100%と増加するに従い加速度が増大する傾向である。負荷率100%時の加速度について、防振ゴム交換前後の値を比較して明らかな違いが見られるのは、50Hz以下の加速度ピークである。防振ゴム交換前では、42.5Hzに1m/s²を越える加速度ピークが現れている。一方、防振ゴム交換後では、この42.5Hzにピークが現れている他に、15Hzにも卓越した加速度ピークが出現している。この50Hz以下の低周波数領域の振動特性は防振ゴムを固定支持するか防振支持するかで全く違っているのが分かる。

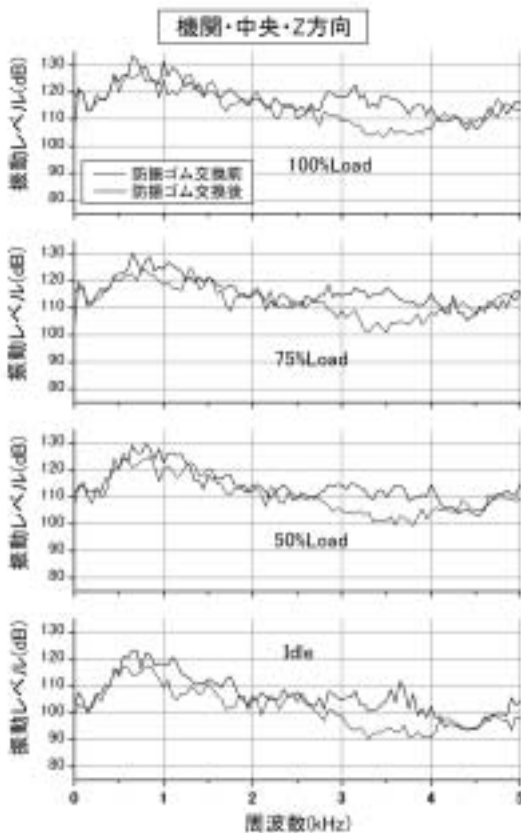


Fig. 9 主機関Z方向の振動（5kHzレンジ）

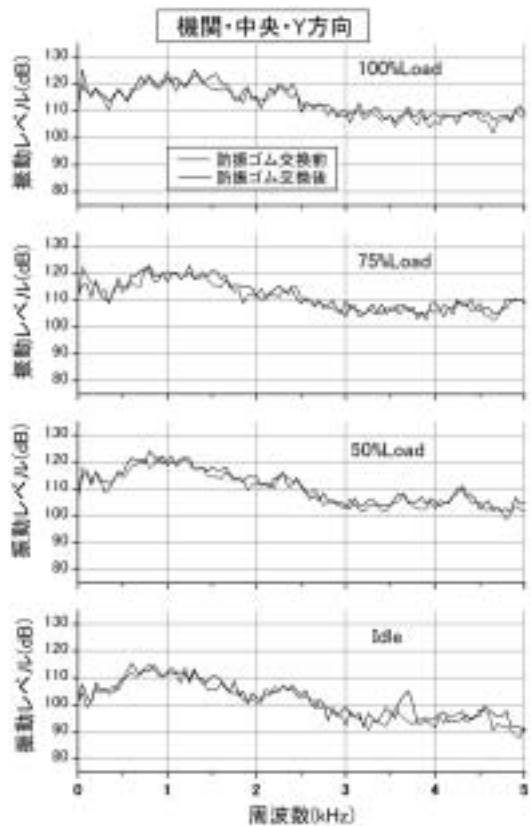


Fig. 10 主機関Y方向の振動（5kHzレンジ）

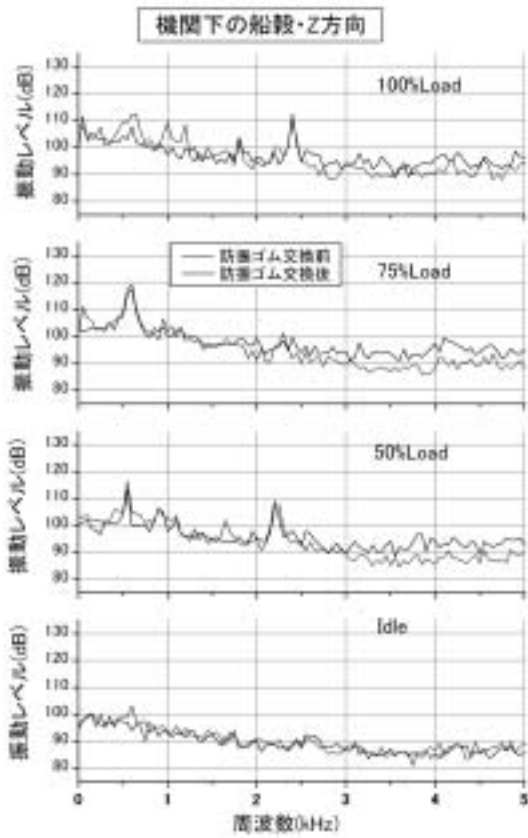


Fig. 11 主機関下船殻Z方向の振動（5 kHzレンジ）

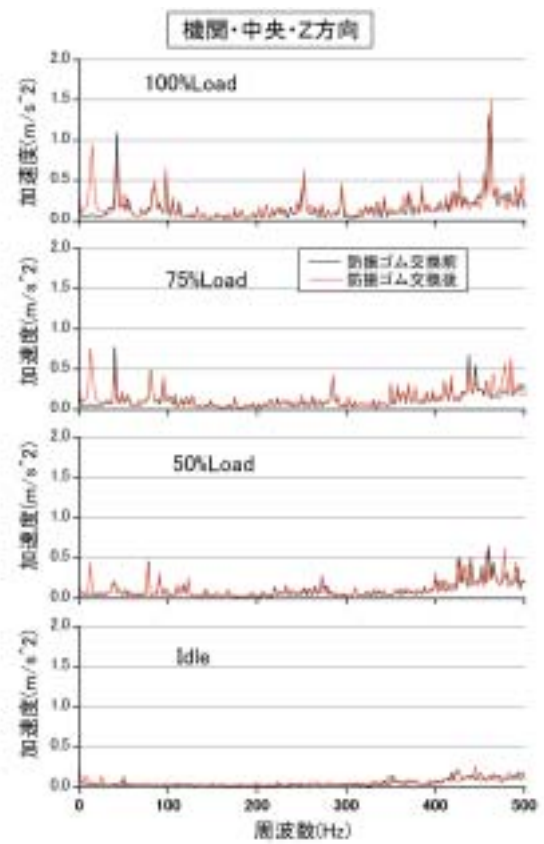


Fig. 13 機関Z方向の振動（500Hzレンジ）

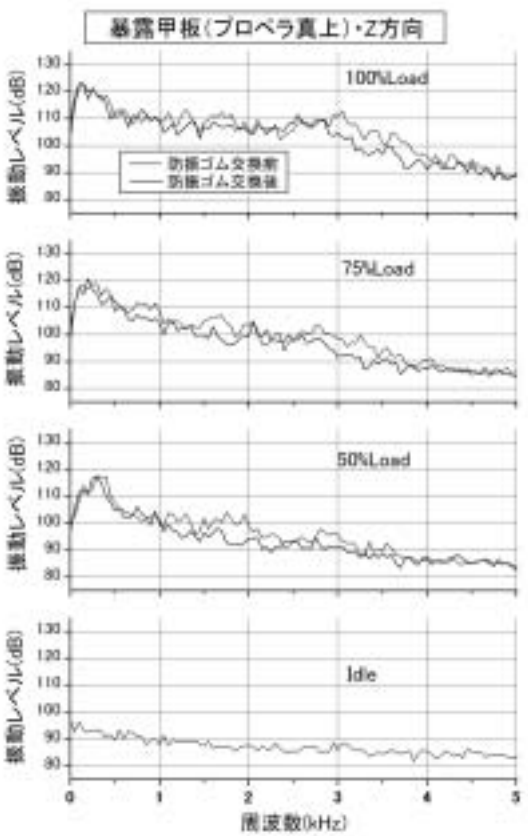


Fig. 12 プロペラ上の暴露甲板Z方向の振動（5 kHzレンジ）

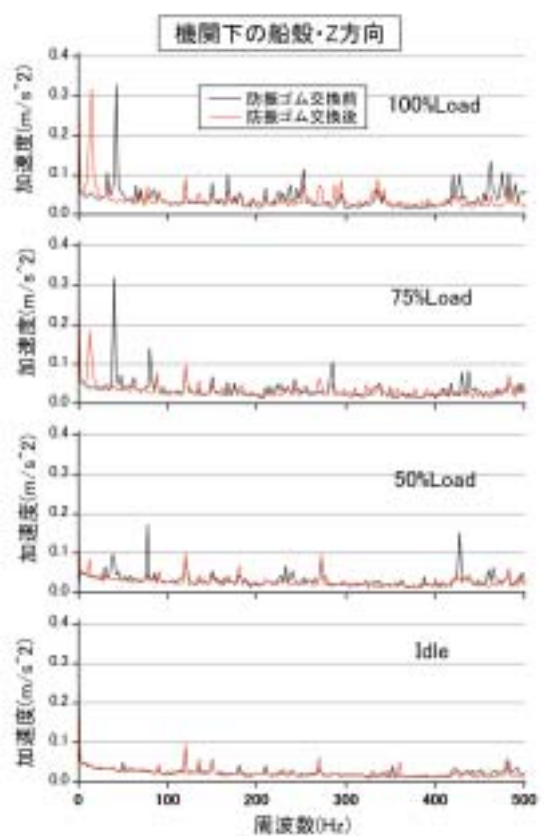


Fig. 14 機関下船殻Z方向の振動（500Hzレンジ）

主機関下の船体船殻の加速度をFig.14に示す。全体的には防振支持によって主機関の振動伝播が抑制される傾向である。50Hz以下の卓越した加速度ピークに注目すると、防振ゴム交換前は42.5Hzに最大値が見られ、防振ゴム交換後では15Hzに最大値が見られる。即ち、主機関の卓越振動が防振ゴムを介して船殻に伝播されていることになる。負荷率100%時に主機関の加速度の絶対値は 1m/s^2 であったものが、船殻では 0.3m/s^2 と約1/3に減衰している。この50Hz以下の特性に対し、50Hz以上の高周波領域では主機関から船殻への振動伝播は大幅に低減されていることが分かる。

暴露甲板の加速度をFig.15に示す。暴露甲板では負荷率が大きくなるほど振動が激しくなっている。特に負荷100%時では、基本周波数の整数倍にピークが現れており、プロペラ回転に伴う起振力の影響が強いことが容易に推測できる。防振ゴム交換前後の船速は、負荷75%時では11.6～11.9ノット、負荷100%時では12.5～12.8ノットと極端な違いが無いのにも係わらず、振動ピークのレベルは若干の違いが現れている。

プロペラ起振力に関しては、その伝達経路からプロペラ軸系、軸受けを介して船体に伝えられる起振力(ベアリングフォース)と、プロペラ周辺の流体を介して圧力変動の形で船体に伝わる起振力(サーフェス

フォース)とがある(星野, 1996)。今回、負荷率が高まるほど暴露甲板の振動が増大した理由はサーフェスフォースが主要因と考えられる。このサーフェスフォースは、船尾のプロペラ回りの圧力変動すなわち船尾伴流分布の非正常性に起因するもので、これらは負荷率とともに急激に増大し、船尾船底を下からたたくような起振力となる。

5. 考 察

5.1 起振源との関係

振動の発生・伝播機構を明らかにするためには起振源との関係を考察することが必要となる。主機関下の船殻の振動は主機関振動の影響が大きく、一方、船尾暴露甲板の振動はプロペラ起因と推測できる。そこで、起振源の影響を明確にするために、起振周波数で無次元化した振動次数を次のように定義する(長谷川, 1999)。

$$\text{振動次数} = \text{周波数}(f) /$$

$$\text{起振源の基本周波数}(F_e \text{ or } F_p) \quad (2)$$

起振源の基本周波数は、主機関の基本周波数を $F_e(\text{Hz})$ とし、プロペラの基本周波数を $F_p(\text{Hz})$ とする。4サイクル機関では、シリンダ当たり2回転に1回の爆発が起振源であることから、その起振周波数(F_e)は、機関回転数 $n(\text{rpm})$ 、シリンダ数6から(3)式で表される。

$$F_e = n/60 \cdot 6/2 \quad \text{Hz} \quad (3)$$

主機関負荷率100%時では、 $n=900\text{rpm}$ より $F_e=45\text{Hz}$ である。

同様にプロペラの起振周波数(F_p)は、減速比1.72、翼数4から(4)式で表される。

$$F_p = n/60 \cdot 4/1.72 \quad \text{Hz} \quad (3)$$

主機関負荷率100%時では $F_p=34.5\text{Hz}$ である。

振動次数を横軸として、主機関負荷率100%時の主機関本体の加速度、船殻の加速度と暴露甲板の加速度をFig.16に示す。

防振ゴム交換前の主機関と船殻の振動は、ともに振動次数1次に顕著な加速度ピークが現れている。一方、防振ゴム交換後では起振周波数と無関係の場所に新たな加速度ピークが出現している。この新たな加速度ピークは、防振支持された主機関の共振周波数と考えられる。Fig.4で示したように、この共振周波数よりも高周波数領域では防振装置は振動伝達を抑制する効果を発揮する。実際、共振周波数15Hzよりも高周波数である45Hzの主機関の1次の振動の船殻へ伝播が抑制されている。防振ゴム交換前では、この主機関1次の振動が船殻へ伝達されているが、この原因はセット

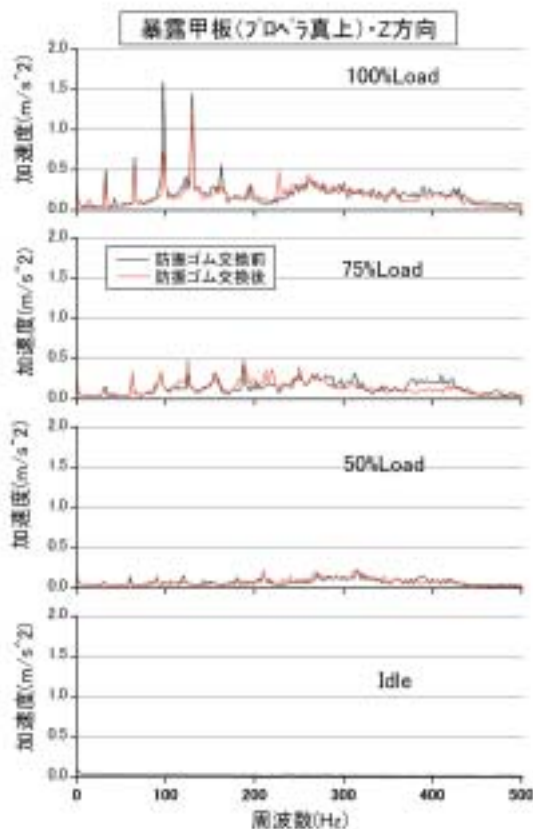


Fig. 15 暴露甲板Z方向の振動(500Hzレンジ)

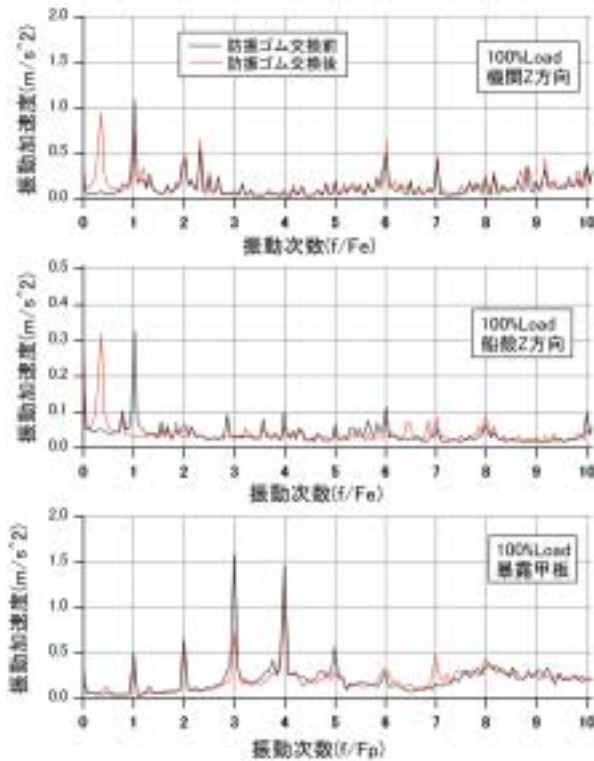


Fig. 16 振動加速度と振動次数の関係

ボルトが締め込まれた状態の防振ゴム（固定支持の状態）の共振周波数がこの1次の周波数と重なっているものと考えられる。即ち、セットボルトを締め込んだ防振ゴムのみかけのバネ定数は、防振支持の場合のバネ定数の3倍以上大きい値であると推測できる。

防振ゴム交換工事により、主機関を起振源とする船殻への振動伝播は、起振源1次の周波数成分（45Hz）が卓越していた状態から15Hzへとより低周波側へシフトしたことは、振動の周波数が低くなればなるほど遠くまで振動が伝播され易いことから、船体各部の振動発生状況に大きな影響があるものと考えられる。今回は、操舵室やその他の船室の床の振動を計測していないので定量的評価はできないが、体感によれば新たな低周波の振動が発生し可能性が高い。

プロペラ真上の暴露甲板の振動加速度をFig.16に示す。振動次数の整数倍に加速度ピークが出現し、プロペラ起振力の影響が明らかである。防振ゴム交換前後の加速度ピークを比較すると、防振ゴム交換後の方が若干小さい傾向となっている。この違いは、計測時の運航条件の影響、即ち対水船速の違い（12.8ノットと12.5ノット）が主要因かと考えられ、防振ゴム交換による影響ではないものと思われる。

5.2 振動振幅の周波数特性

加速度を2回積分して振動振幅として、その周波数

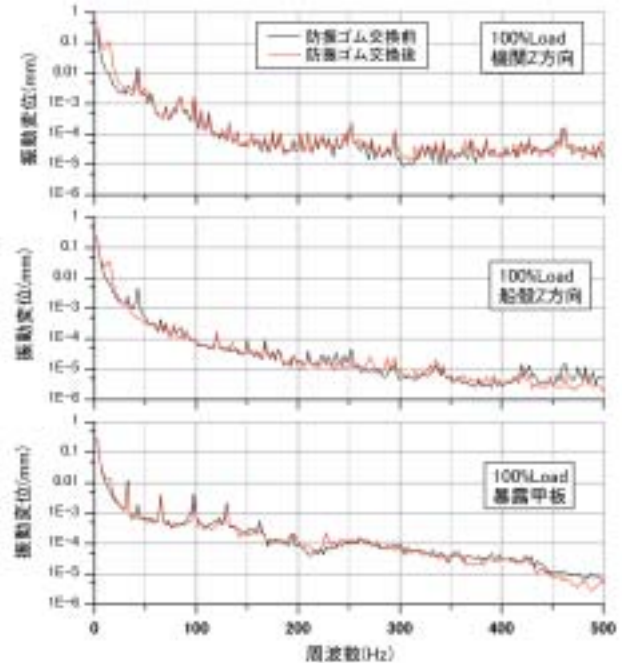


Fig. 17 振動変位の周波数特性

特性をFig.17に示す。このように振動加速度を変位に換算すると0.1mm以下の微小な変位となる。この振幅は周波数が高くなるとより減少することから、振動を評価する場合には低周波数成分の特性が大きな意味を持つことになる。実際の変位は、この様々な周波数成分が合成されるため、その絶対値はより大きくなる。船殻の振動変位は、防振ゴム交換前後を比較すると周波数50Hz以下の特性に違いが見られる。この理由はFig.16で説明したとおりであるが、周波数50Hz以下の低周波数領域の振動特性の違いは、人間のz方向の振動感覚特性が3～10Hzに周波数レスポンスのピークがあることから（笹島，1999）、体感的にも感じることのできる領域である。

6. おわりに

調査船の耐用年数からみて、防振ゴムの交換工事は10年に1回とすると多くても2回程度であろう。その頻度の少なさから、防振支持装置交換工事は、調査船運航管理者側にとっても、また工事施工側にとっても十分にノウハウが蓄積され難い技術課題である。本報では、建造後初めて迎えた「たか丸主機関防振ゴム交換工事」に伴う振動特性への影響について述べた。防振装置は、全ての周波数領域で振動伝播を抑制するのではなく、その系自体も共振現象があることにより、振動伝播を促進させる周波数領域もあることが観察できた。防振ゴム交換前後の振動計測から、防振ゴムが

固定支持された場合と本来の防振支持の場合の振動伝播特性の違いを明らかにすることができた。防振装置装備の主目的である、音響調査機器へのノイズ低減、即ち水中雑音に与える影響評価等が待たれる。

たか丸の防振ゴム交換に伴う振動計測および本報の取りまとめに際し、森船長、長谷川機関長および乗組員の方々から多大なご協力を頂いた。ここに謝意を表します。

参考文献

太田昇・帆刈勇喜男，1992：低速主機関防振支持装置について，漁船，299，61-69．
笹島洋，1999：ISO振動基準6954の改正，日本造船学

会誌，844，738-741．
水産工学研究所，1995：水産工学研究所所属漁業調査船“たか丸”，漁船，318，74-94．
長谷川勝男，1999：調査船たか丸の振動計測，平成11年度日本水産工学会講演論文集，123-124．
星野徹二，1996：プロペラ起振力研究の現状と低減策，日本造船学会誌，807，642-646．
三浦信之・望月敬美・峰雄二・米本博明・城直政一，2002：船用主機関弾性支持における防振ゴムのクリーブが性状および振動伝達に及ぼす影響，日本マリンエンジニアリング学会誌，37(4)，289-293．
ヤンマーディーゼル(株)，1993：デシベルシリーズ振動・騒音マニュアル，1-56．