

振り子マウント法による 2 気筒船外機の振動低減

Reducing Vibration of 2-Cylinder Outboard Motor by Pendulum Motion Mount Method

塩 見 和 之*

Kazuyuki SHIOMI

大 川 道 春*

Michiharu OHKAWA

岡 田 毅*

Takeshi OKADA

池 野 哲 朗*

Tetsuro IKENO

要 旨

振り子マウント法を 4 ストローク 2 気筒船外機に適用して、エンジンが発生する 1 次振動を防振した。まず、2 次元力学モデルを用いて船外機の振動を理論的に解析した。この解析より、効果的に防振する条件を明らかにし、振り子マウント法の防振理論を構築した。つぎに、この手法を船外機的设计に適用し、機能と振動を考慮した上で最適なマウント位置を見だし、耐久性を考慮してマウントの構造設計を行った。また、船外機本体に関しては、共振をおこさないように振動特性を最適化し構造設計を行った。新たに開発した 4 ストローク 2 気筒小型船外機を用い実験により検証した結果、1 次バランサ付きの船外機と同等、または、それ以上の振動の低減効果を得られることが証明できた。

ABSTRACT

The 1st order vibration, which the engine generates, has been isolated by applying the pendulum motion mount method to the 4-stroke 2-cylinder outboard motor. At first, the vibration of outboard motor was theoretically analyzed by using the 2 dimensional physical model. Through this analysis, the theory of isolating vibration by the pendulum motion mount method was established by finding the condition which isolates vibration effectively. Next, this method has been applied to the design of the outboard motor. The mount location was optimized in consideration of the function and the vibration, and the mount structure was designed in consideration of endurance. The body of outboard motor was designed by optimizing the vibratory characteristics in order to avoid the resonance. The experimental verification by use of the newly developed 4-stroke 2-cylinder small outboard motor revealed that the effectiveness of vibration reduction was equal to or better than that of the outboard motor equipped with the 1st order balancer.

1. まえがき

船外機は小型船の動力源として 2PS クラスから 200PS を越えるものまで幅広く、さまざまな種類の船に搭載されている。エンジンの形態としては船のサイズや用途に合わせて単気筒のものから V 型 6 気筒などの大型にいたるまでさまざまである。その中で 2 気筒エンジンは、主に 5PS から 20PS クラスに用いられ、小型の漁船や、プレジャーボートなどに搭載されている。こうした船外機のエンジンとしては、2 ストロークが主体であるが、近年は環境問題がクローズアップされ、排気ガス特性や燃費の面で有利な 4 ストローク化が急速な勢いで進んでいる。

4 ストロークの 2 気筒エンジンは、クランクが 1 回転す

るたびに 1 回爆発する 360° クランクが通常用いられる。

この場合エンジンの発生する加振力は、慣性力も駆動トルク反力も 1 次が支配的になる。振動を低減する技術としては、マウントラバーのバネ定数を軟らかく設定し防振効果を高める方法と、往復バランサや回転バランサを付加することで加振力自体を低減する方法とがある。前者によると、一般に船外機の支持剛性が低下するので、操縦性安定性と振動を両立させるのが課題となる。後者によれば振動と操縦性安定性の両立を図ることが可能であるが、バランサを付加したことによる重量、サイズ、コストおよびメカカルノイズの増加などが新たな課題となる。

こうした、4 ストローク 2 気筒船外機の課題を解決するために、以前報告した「エンジンの移動振動中心を利用した

防振技術⁽¹⁾の理論をもとにして振り子マウント法による船外機の防振技術を構築した。本論文では、新たに開発した4ストローク2気筒小型船外機 BF9.9 を例に取り、振り子マウント法の防振支持理論、マウント、船外機本体の構造設計手法、実験方法および結果について述べる。

2. ねらいと防振手法

船外機の構造を Fig.1 に示す。エンジンは動力伝達に関わるエクステンションケースや駆動部であるギヤケースと一体に締結されて船外機の本体を構成している。この、船外機本体はスウィベルシャフト(別名マウントフレーム)に取り付けられたアップマウント、ロアマウントで支持されている。船外機の振動伝達経路を Fig.2 に示す。4ストローク2気筒エンジンの加振力としては、同図に示すような1次の慣性力と駆動トルク反力が支配的となる。船外機を搭載した船では、これらが振動源となる。加振された船外機本体の振動は、アップマウント、ロアマウントを介しスウィベルシャフトに伝わる。このスウィベルシャフトにはハンドルが一体で取り付けられ、スウィベルケースによって回転可能に支持されている。船体へは、このスウィベルケースが固定されるスターンブラケットから振動が伝わる。

振り子マウント法を採用するねらいは、バランサを付加した場合と同等の体感振動と高い支持剛性を両立させることである。その基本的な考えは、エンジン振動を推力や自重の働く方向と直交する横方向に発生させることにある。推力、自重および操舵力の方

向に対しては低い剛性で支持することにより十分な防振効果を得るものである。この概念を Fig.3 に示す。

振動を横方向に発生させた場合には、船体振動、ハンドル振動への悪影響が心配され、それに適したマウント配置や特性の設定が必要となる。特にハンドルに関しては、手で直接支持するバーハンドル(以下ハンドル)が用いられるため、振動に対する細心の配慮が必要になる。また一般に、船外機本体の横方向の固有振動数はエンジンの常用回転域に近いので、共振の影響を取り除く対策が必要となる。

3. 振り子マウント法の防振支持理論

振り子マウント法では、4ストローク2気筒エンジンの1次慣性力をシリンダ軸とほぼ直交する1方向に発生させ、非連成条件を満足する弱い傾斜角のマウント⁽²⁾で支持することで、非常に高い防振効果が得られることを述べた。この場合、慣性力も駆動トルク反力とともに1次が支配的となり、ほぼ同位相となることから、エンジン振動は回転中心(以後、振動中心)をもつようになり、振り子のような動きを

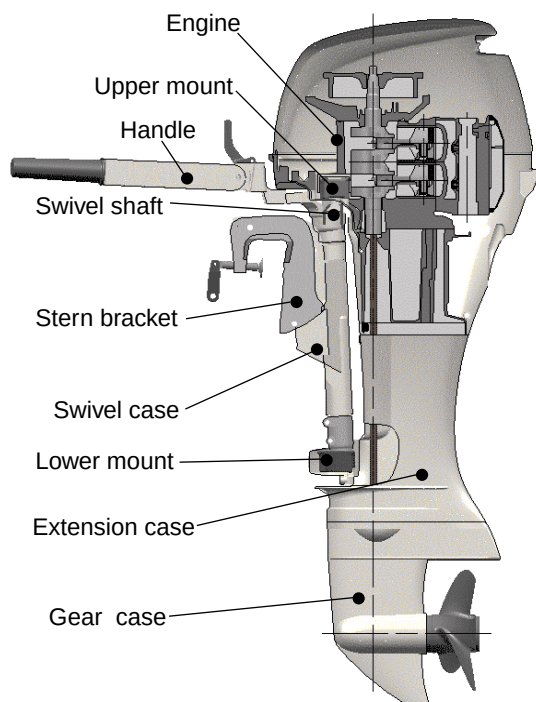


Fig.1 Cutaway view of outboard motor

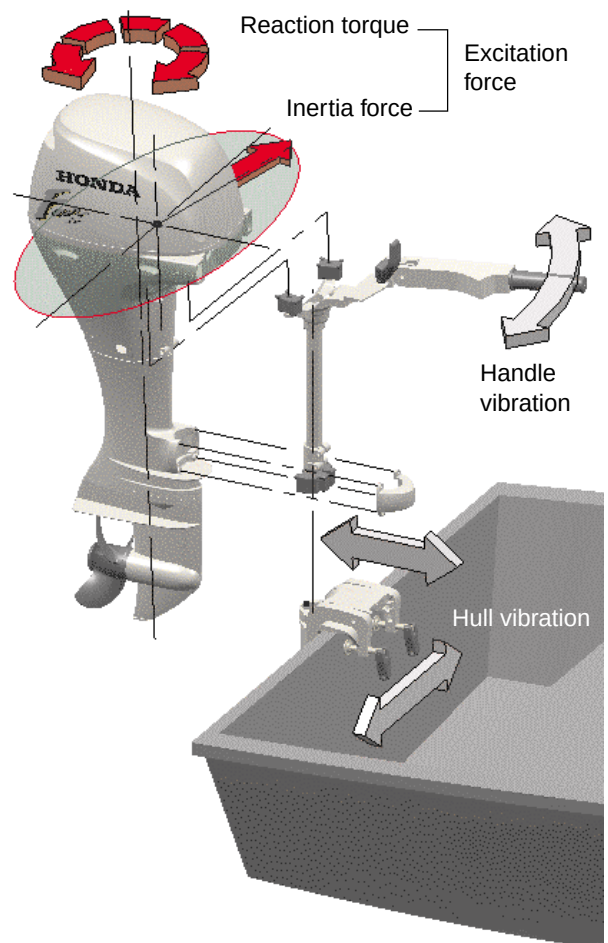


Fig.2 Vibration transmission to hull and handle

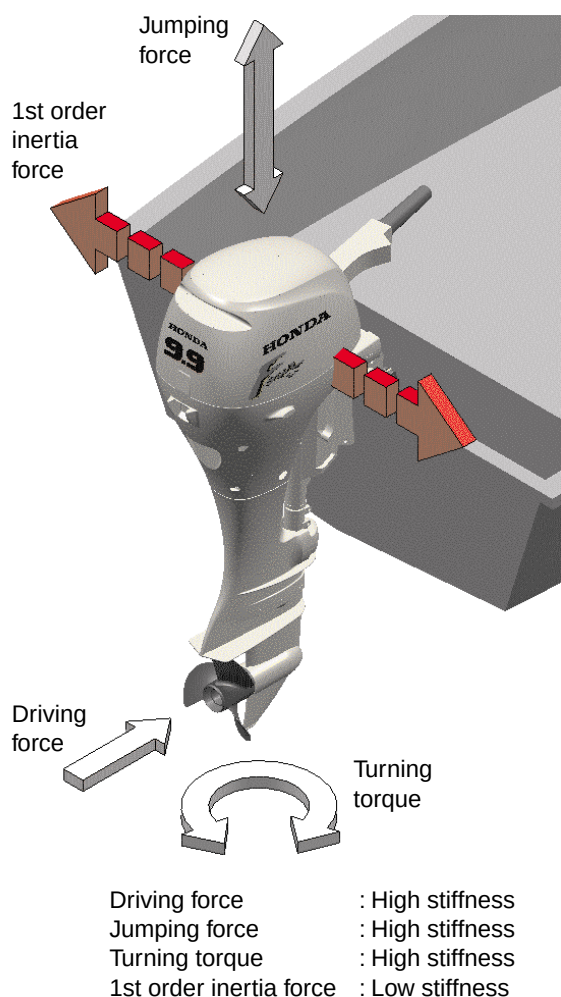


Fig.3 Concept of reducing vibration

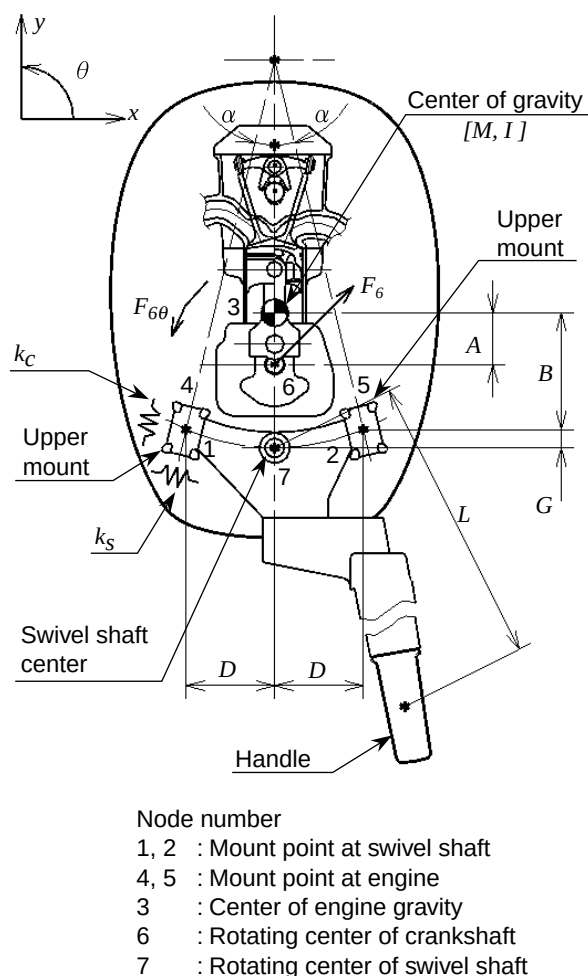


Fig.4 Two dimensional vibration analysis model

する。この動きを利用して防振することから、振り子マウント法 Pendulum motion mount method と名付けた。この振動中心は負荷や回転数に応じて移動する。

上方より見た船外機の解析モデルを Fig.4 に、また、解析の中で使用する記号を以下のように記す。

U_{ij} : 各節点の変位 (i: 節点番号, j: 方向)
 F_{ij} : 各節点に働く力 (i: 節点番号, j: 方向)
 M : エンジン質量 I : エンジン慣性モーメント
 k_s : セン断方向バネ定数 k_c : 圧縮方向バネ定数
 α : マウント傾斜角 ω : 角速度

振り子マウント法を、船外機に適用すると、エンジンの発生する1次慣性力を Fig.4 の x 方向に発生させ、非連成条件を満足する弱い傾斜角のエンジンマウントでスウィベルシャフトから支持すればよいことになる。一般にスウィベルシャフトはハンドルと一体でスターンブラケットに回転可能に取り付けてある。スウィベルケースにはそのフリクションを調整できるボルトが取り付けられている。フリクションを強くするとスウィベルシャフトの回転方向は拘

束される。この状態で以下の解析を進め、ハンドル振動はその拘束トルクの大きさに評価するものとする。

3.1. 船体を加振する力

ここでは、エンジンの発生する慣性力や駆動トルク反力が船外機および船体の振動に及ぼす影響を調べる。船外機は構造上鉛直軸周りの慣性モーメントが他の2軸周りの慣性モーメントに比べ小さいこと、上下方向の加振力が発生しないことなどから、ここでは船外機本体は2次元の剛体と仮定して、その性質を理論的に調べる。Fig.4に示す振動系の無減衰の運動方程式が次のように得られる。

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_{3x} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_x & 0 & 2Bk_x - 2Dk_{xy} \\ & 2k_y & 0 \\ \text{SYMM.} & & 2B^2k_x - 4BDk_{xy} + 2D^2k_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x} + F_{6\theta} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ただし,

$$\begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha \\ \sin^2 \alpha & \cos^2 \alpha \\ -\sin \alpha \cos \alpha & \sin \alpha \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_s \\ k_c \end{Bmatrix} \quad (2)$$

非連成の条件を式(3)に示す.

$$Bk_x = Dk_{xy} \quad (3)$$

このとき, 運動方程式(1)はつぎようになる.

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_{3x} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 \\ & K_y & 0 \\ \text{SYMM.} & & K_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x} + F_{6\theta} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ただし,

$$\begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_\theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2k_x \\ 2k_y \\ -2B^2k_x + 2D^2k_y \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式(5)の周波数応答がつぎのように求まる.

$$\begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{F_{6x}}{-M\omega^2 + K_x} \\ \frac{F_{6y}}{-M\omega^2 + K_y} \\ \frac{AF_{6x} + F_{6\theta}}{-I\omega^2 + K_\theta} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

一方, スウィベルシャフトが拘束された状態での支点反力は次式で表せる.

$$\begin{Bmatrix} F_{7x} \\ F_{7y} \\ F_{7\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_x & 0 & 0 \\ 0 & -K_y & 0 \\ (B+C)K_x & 0 & -K_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

今回は, エンジンの発生する1次慣性力を x 方向にのみ発生させるので式(7)の F_{7y} は0になる. 船体への加振力 F_{7x} は K_x が小さいほど小さくなるのがわかる. したがって弱い傾斜角のマウントを用いれば船体振動に対して極めて高い防振効果が得られることとなる.

3.2. ハンドルを加振するモーメント

ハンドルを加振するモーメント $F_{7\theta}$ を式(8)に示す.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x)\omega^2 + 1} - \frac{A}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \right) F_{6x} - \frac{1}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} F_{6\theta} \quad (8)$$

さらに, ハンドルを加振するモーメント $F_{7\theta}$ の性質について式(8)の第1項と第2項を以下のように低回転時と高回転時に分けて詳しく調べる.

3.2.1. 低回転時のハンドルを加振するモーメント

エンジンの回転数が低いときには $AF_{6x} \ll F_{6\theta}$ となるので(8)式で $F_{6x} = 0$ と仮定する.

$$F_{7\theta} = -\frac{F_{6\theta}}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \quad (9)$$

つまり, 回転剛性 K_θ が0に近づくと, ハンドルへの加振力も0に近づくことがわかる. 非連成条件(3)と回転剛性 $K_\theta = 0$ の条件より次の関係が得られる.

$$k_x k_y = k_{xy}^2 \quad (10)$$

(2)式を代入すると(10)式は以下ようになる.

$$k_s k_c = 0 \quad (11)$$

圧縮方向のバネ定数 k_c は, 一般にせん断バネ定数 k_s より大きな値をとるので, せん断バネ定数が小さいマウントラバーが必用なことがわかる. $k_s = 0$ とし, 式(2)を非連成条件式(3)に代入すると次の関係式が求まる.

$$(B \sin \alpha - D \cos \alpha) \sin \alpha = 0 \quad (12)$$

上式が次の2つの条件を示す.

(条件I) $\tan \alpha = D/B$

(条件II) $\alpha = 0, D = 0$

条件Iは従来の傾斜マウント, 条件IIは弱い傾斜角のマウントで $k_c \gg k_s$ のときの究極のかたちに対応する. 弱い傾斜角のエンジンマウントを採用するときは, 操縦性, 安定性が損なわれない範囲でマウントスパンDを出来る限り小さく設定することが望ましい. さらに, 4ストローク2気筒エンジンではアイドル近辺で $AF_{6x} = F_{6\theta}$, つまり, $U_{3\theta} = 0$ となるため, 振り子マウントを採用すれば, 低回転時のハンドル振動を極めて小さくできることが予測される.

3.2.2. 高回転時のハンドルを加振するモーメント

エンジンの回転数が高いときには $AF_{6x} \gg F_{6\theta}$ となるので(8)式で $F_{6\theta} = 0$ とする.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x)\omega^2 + 1} - \frac{A}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \right) F_{6x} \quad (13)$$

式(13)はつぎのように変形できる.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x) + 1/\omega^2} - \frac{A}{-(I/K_\theta) + 1/\omega^2} \right) \frac{F_{6x}}{\omega^2} \quad (14)$$

高回転で $F_{7\theta}$ が打ち消される条件は式(14)の $F_{7\theta}$ を0とすることによってつぎのように得られる.

$$\frac{K_x}{M} = \frac{A}{B+C} \frac{K_\theta}{I} \quad (15)$$

つまり、並進方向の固有振動数を回転方向の固有振動数に $\sqrt{A/(B+C)}$ を乗じた振動数に一致させれば、高回転のハンドル振動も打ち消すことができる。

3.3. 理論解析結果のまとめ

理論解析により、振り子マウント法を用いれば、エンジン回転の全域でハンドル振動と船体振動の双方を低減できることを示した。それらをまとめて以下に記す。

- (1) 振り子マウント法を用いれば船体へ伝わる慣性力による振動を効果的に低減できる。
- (2) 低回転時の駆動トルク反力に起因する振動に対しては、従来の傾斜マウントでも、振り子マウント法でも同様に防振ができる。また、振り子マウント法の場合、アイドル近辺では、駆動トルクの反力と慣性力が打ち消し合うことで、加振力自体が小さくなり、振動は極めて小さくなる。
- (3) 高回転域の慣性力に対しては振り子マウント法を用いれば、ハンドル振動や、船体への加振モーメントを打ち消すことが出来る。その条件を式(15)に示す。

4. 船外機への適用設計

4.1. エンジンマウントの構造設計

前述のようにBF9.9の設計にあたっては、自重、推力、転舵力に対する支持剛性を確保した上で、防振性能を最大限に高めることをねらいとした。一般に推力に対する支持剛性は、マウントのパネ定数とアッパマウントとロアマウントの距離の積に比例する傾向がある。一方、振り子マウント法では横方向のパネ定数が低いほど防振性能は高くなる傾向にある。そこで、水の抵抗や飛沫の問題が生じない範囲でロアマウントの位置を下げることににより、アッパマウントとロアマウントの間隔を長くとする構造にした。その結果、各マウントに働く分担荷重は減少し、支持剛性を同等に保ちながらマウントのパネ定数を低く設定することができた。

ロアマウントは水の抵抗や飛沫、デザインを考慮したうえでFig.5のように1ピースとした。アッパマウントは、操縦性・安定性を考慮して、マウントスパンをやや大きめにとり、マウントラバーの向きが概略、撃心 I/AM の位置を向くような傾斜角 α を採用した。

マウントラバーは、低速時の振動をさらに低減できるような非線形パネ特性を持ったアッパマウントとロアマウントを採用した。アッパマウントの構造を Fig.6 に示す。リブをもった芯金に凹凸をもったラバーを焼き付けハウジングに収納している。この構造によって得られた非線形のパネ特性を Fig.7 に示す。

4.2. 船外機本体の構造設計

3節で述べた防振支持理論は船外機本体、すなわちパネ

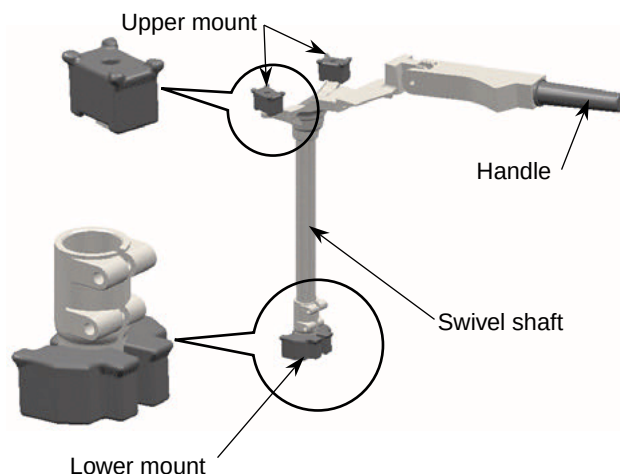


Fig.5 Structure around mount

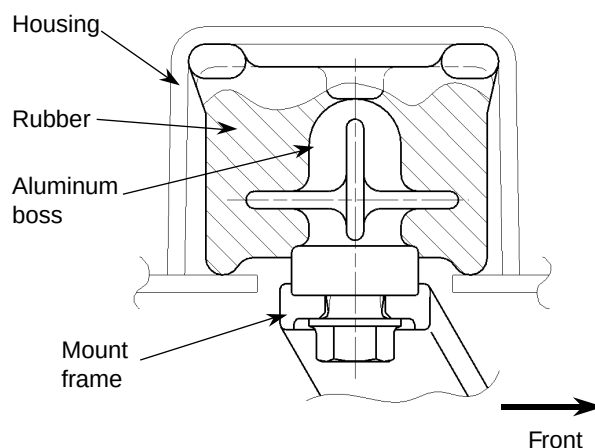


Fig.6 Section of upper mount

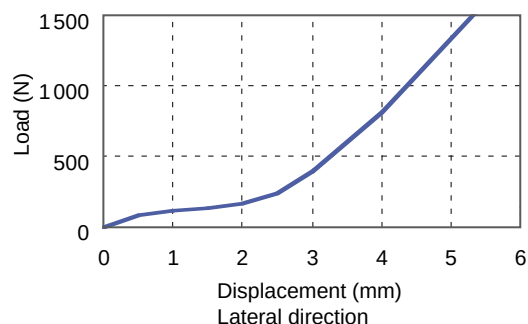


Fig.7 Spring rate of upper mount

上が剛体であると仮定している。船外機は構造上、垂直方向の長さが長いので、船外機本体の固有振動数がエンジンの常用回転域に近づきやすい。もし、エンジン回転数が共振点に近づき船外機本体が剛体としてではなく弾性体として振動するようになると、前述の振り子マウント法の理論は成り立たない。さらに、この振動はマウントを介してハンドルや船体に伝わり、体感振動の悪化を招く。そこで固有振動数

や、固有振動モードが船外機本体の振動に大きく関わることに着目し船外機本体が共振しないように構造設計を行った。

4.2.1. 船外機本体の固有振動モード

共振の影響を最小限に押さえる検討を行った。一般的な多自由度の無減衰運動方程式を示す。

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (16)$$

ここで、 $[M]$ 、 $[K]$ は質量マトリックス、剛性マトリックスであり、 $\{U\}$ 、 $\{F\}$ は変位ベクトル、加振力ベクトルである。

1次の横曲げの共振に注目したいのでモード座標の運動方程式に変換する。次式が一般に知られている。⁽³⁾

$$[m_r]\{\ddot{\xi}_r\} + [k_r]\{\xi_r\} = [\phi]^T \{F\} \quad (17)$$

$[m_r]$ 、 $[k_r]$ はモーダル質量マトリックス、モーダル剛性マトリックスであり、 $\{\xi_r\}$ 、 $[\phi]$ はモーダル変位ベクトルと固有モードベクトルである。

(17)式の右辺より、特定の固有モードベクトルの転置と加振力ベクトルとの積が0の時、この固有モードに対する振動の振幅が0になることがわかる。これが、共振を打ち消す原理である。

有限要素法によって計算したBF9.9のパネ上の曲げ1次固有振動モードを Fig.8 に示す。図中の色は振幅を等高線表示したものである。青色の円の中心がモードの節の位置を示している。船外機本体は連続体であるので固有振動モードは無限に存在するが、体感振動に大きな影響を与えるのは最も周波数の低い Fig.8 に示した固有振動モードである。振り子マウント法では加振力を横方向にのみ発生させるため Fig.8(b) に示した横曲げの固有振動モードに着目する。この固有振動モードはエンジンとギヤケースの部分

にモードの節を持つ。加振力は2つの気筒の中心に同位相で作用するため、上述の共振を打ち消す原理によれば、2つの気筒のおよそ中心にこの節の位置が存在すれば、共振はおこらない。このようにすれば、船外機本体は、ほぼ剛体で動き理想的な弾性支持が可能となる。

BF9.9の開発の中では、この節の位置を2つの気筒の中心に近づけるよう試みた。試作最終仕様で、エクステンションケースの長さが異なるS、L、UL 3仕様について有限要素法により固有値解析を行った。横曲げモードの上部の節の位置と気筒中心の距離を Table 1 に示す。3仕様とも横曲げの上部の節の位置が加振力中心である2つの気筒の中心点よりやや上に位置しているが、比較的小さい値に収められる見通しを得た。

Table 1 Distance between upper nodal point and center of two cylinders

Type	Distance (m)
S (Short)	5.3×10^{-2}
L (Long)	4.5×10^{-2}
UL (Ultra long)	3.3×10^{-2}

4.2.2. 船外機本体の固有振動数

船外機本体の共振の影響を取り除くもう一つの方法は、固有振動数をエンジンの常用回転数よりはるかに高めることである。そのためには船外機本体の剛性を高め、質量を低減すればよい。

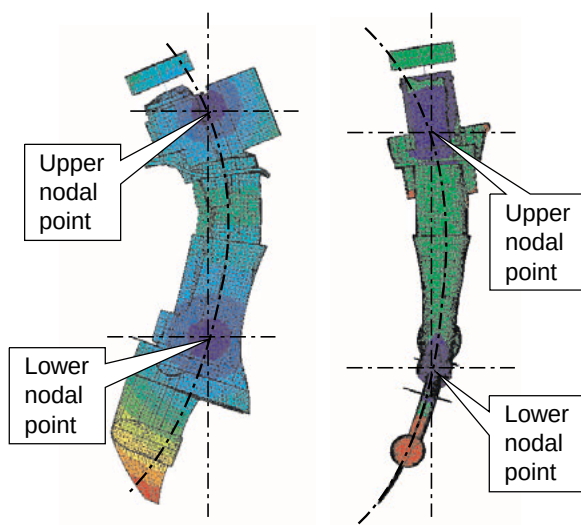
従来はマウントを重心近傍に設置する場合が多かったが、振り子マウント法を用いればマウントを大幅に前方に配置できる。これによりエクステンションケースのロアマウント部の断面2次モーメントがBF9.9従来モデルに対して約2.5倍と大幅に向上するような構造を採用することが可能となった。この構造を、Fig.9に示す。また、バランス廃止による約2kgの軽量化も固有振動数を高めることに寄与した。

その結果、船外機本体の横曲げ1次固有振動数はBF9.9従来モデルの139Hzに対して1.5倍以上の218Hzに高めることができた。

4.2.3. 船外機本体の振動の評価

固有振動モードが船外機本体の振動にどの程度の影響を与えているかをMSC/NASTRANによる周波数応答解析で探った。船外機本体の振動は、Fig.10に示すように、剛体で動く振動と固有振動モードで動く振動を合わせたものである。

エンジン常用回転数における横方向加速度の値を剛体で動く振動と固有振動モードで動く振動の成分に分け、おのこの寄与度を算出した。Table 2にマウント位置でのS、L、UL 3仕様の横方向加速度を示す。アッパマウント部では、固有振動モードで動く振動の成分を全体の5%以下に



(a) Longitudinal bending mode (b) Lateral bending mode

Fig.8 Shape of fundamental modes of eigenvector

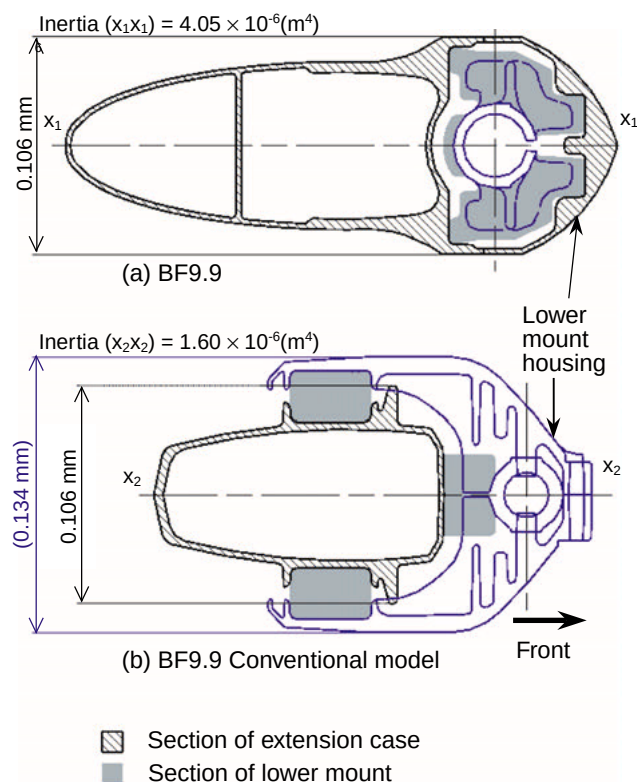


Fig.9 Comparison of section around lower mount

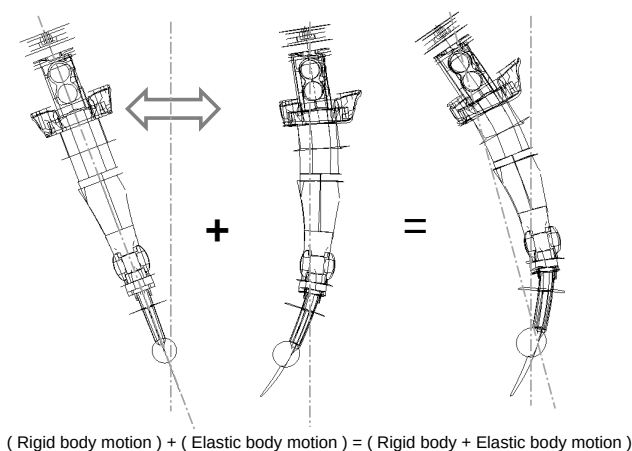


Fig.10 Lateral vibration of outboard motor

Table 2 Influence of elastic body motion Lateral acceleration at mount point of S, L, and UL types (m/sec²)

Type	Mount	Rigid body motion	Elastic body motion	Total
S	Upper	120	-3	117
	Lower	64	-8	56
L	Upper	121	-4	117
	Lower	51	-10	42
UL	Upper	121	-4	118
	Lower	53	-14	39

抑えることができた。以上から、横曲げ1次の固有振動モードの影響はほとんど無視できる程度に低下しており、船外機本体は剛体に近い振動となることを確認した。

5. 実験方法および結果

Fig.11 に振り子マウント法を適用して新たに開発した4ストローク2気筒船外機 BF9.9 の写真を示す。同じ4ストローク2気筒船外機 BF9.9 従来モデルを用いての振動を比較した。BF9.9 従来モデルは2軸バランスをクランクケース上部に付加してエンジンの発生する1次慣性力を打ち消し、1次慣性偶力に変換している。この2軸バランスをはずしての振動測定もあわせて行った。BF9.9 と BF9.9 従来モデルの基本諸元を Table 3 に示す。

振動測定には16フィートのFRP製の和船を用いた。条件は、静水の直線航走で徐々に加速したときのものであり、加速度ピックアップをハンドルとシートに接着して測定した。測定データを回転次数比分析して得られた1次成分の結果を Fig.12 に示す。



Fig.11 BF9.9

Table 3 Specification

Model	BF9.9 New model	BF9.9 Conventional model
Bore × Stroke (mm)	58 × 42	58 × 53
Displacement (cm ³)	222	280
Maximum engine output (kW/r/min)	7.4/6 000	7.4/5 500
Maximum Torque (N · m/r/min)	14.9/4 000	16.6/3 000
Reciprocating mass (kg)	0.386	0.349
Sprung mass (kg)	36	39

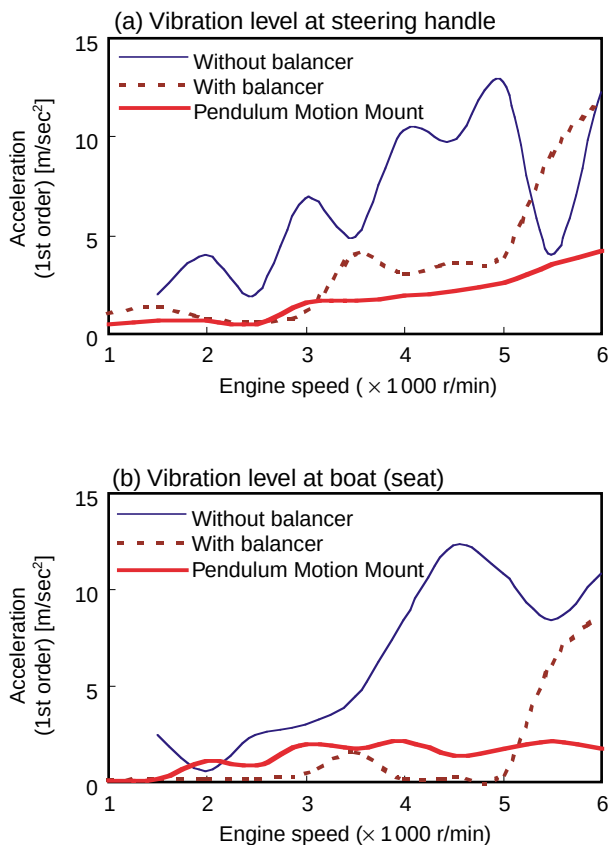


Fig.12 Effect of vibration reduction by Pendulum Motion Mount

ハンドル振動ではバランス付の船外機に対し中低速域で同等、高速域で50%低減された。また、バランス無しの船外機に対しては使用回転域内の全域で大幅に振動を低減する効果が得られた。船体振動に関してもバランス付きとほぼ同等であり、バランス無しの船外機に対しては大幅な振動低減効果が得られた。このように船体・ハンドルとも大幅に振動を低減できていることが証明できた。

6. まとめ

振り子マウント法による防振支持を4ストローク2気筒船外機に適用して、防振支持理論を明らかにすると共に、実機を製作して以下の結果を得た。

- (1) 船外機に傾斜マウントを適用したときの船体とハンドルの振動を2次元の理論解析によって明らかにした。
- (2) 振り子マウントを採用すれば、4ストローク2気筒船外機の振動をエンジン回転の全域で効果的に防振できることを理論的に示した。
- (3) 慣性力に起因するハンドル振動を打ち消すことの出来る条件を明らかにした。
- (4) 振り子マウント法の理論を実現できる船外機本体の構造とマウント構造を提示した。

- (5) この技術に基づき新たに船外機を開発し、従来のバランス付きの船外機を上回る低振動化を達成した。

参考文献

- (1) 塩見和之, 水口博: エンジンの移動振動中心を利用した防振技術, HONDA R&D Technical Review, vol.4, p.107-113 (1992)
- (2) Shiomi, K., Mizuguchi, H.: Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation, SETC TECHNICAL PAPER, 911293 (1991)
- (3) 長松昭男: モード解析, 東京, 培風館, 1985, p.53-98 など

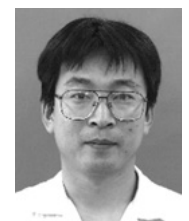
■ 著 者 ■



塩見 和之



岡田 毅



大川 道春



池野 哲朗