

実験モード解析を用いた船外機のエンジンマウント特性同定の研究

Research on Engine Mount Characteristics Identification of Outboard Motor
Using Experimental Modal Analysis

岡田 毅*
Takeshi OKADA

塩見 和之*
Kazuyuki SHIOMI

池野 哲朗*
Tetsuro IKENO

要 旨

船外機のエンジンマウントの振動特性を把握することを目的に、船外機から直接エンジンマウントの動剛性を求める手法の研究を行なった。

まず、船外機の実験モード解析から得られるモード特性から、物理座標のエンジンマウントの動剛性を同定する手法を構築した。有限要素法を用いた船外機モデルの計算結果を用いてこの手法を検証したところ、高い精度で動剛性を算出できることが証明できた。

次にこの手法を小型船外機 BF5(3.7kW)と大型船外機 BF225(165kW)の2機種に適用した。実験モード解析結果からエンジンマウントの動剛性を同定し、従来手法である単体動ばね試験結果との比較を行なった。その結果、推力が付加された状態や、船外機支持構造の剛性が低い状態でも、本手法は従来手法よりもエンジンマウントの動剛性を適切に算出できることがわかった。

ABSTRACT

Research was conducted on a method which can directly determine the engine mount dynamic stiffness in an outboard motor to gain a better understanding of the engine mount vibration characteristics of an outboard motor.

First, a method was established to identify the dynamic stiffness of the engine mount in a physical coordinate system using modal parameters acquired from experimental modal analysis. Using the calculation results obtained by the finite element method applied to the outboard motor model, it was revealed that this method has the ability to identify dynamic stiffness with high accuracy.

Next, the method was applied to two outboard motor models, the small BF5(3.7kW) and the large BF225 (165kW). The dynamic stiffness of the engine mount was identified by the results of experimental modal analysis and it was compared to the result obtained by the conventional method using the dynamic stiffness measurement equipment. The results show that this method can identify the engine mount dynamic stiffness more adequately than the conventional method, even when the engine mounts are subjected to loads corresponding to thrust force or even in the case that the stiffness of the parts supporting an outboard motor is low.

1. まえがき

船外機のエンジンは 2 kW クラスの単気筒で小型のものから 180kW を超える V 型 6 気筒などの大型までさまざまで、重量、形状、構造の異なる世界各地の多種多様なボートに搭載されている。エンジンの発生する加振力はエンジンの種類ごとに多様であるうえ、ボートごとの振動系や音場も多様なので、船外機とボートの組み合わせ系の振動や騒音の発生は千差万別である。このことが、モータサイクルや

＊朝霞東研究所

自動車のようなエンジンと車体がセットで開発される製品の振動騒音問題との違いのひとつであり、分析や対策を難しくしている。

一方、ボートの振動騒音は、モータサイクルや自動車と同様に絶対値を低減するばかりでなく、より快適な音や振動が強く求められる。そのため船外機には船外機本体の振動騒音の低減だけでなく、どのように搭載すればボートの振動騒音を改善できるかということも重要になってくる。船外機の振動低減とエンジンマウントの最適化に関しては

振り子マウント法による船外機の振動低減の例⁽¹⁾が報告されている。しかし、前述のような理由でボートを含めた振動騒音の分析や対策は個別の対応となるため、系統だった研究は難しく報告例もわずかである。

このような複雑な構造系の振動騒音の分析をする技術としては伝達経路解析という手法が知られている^{(2), (3)}。これは自動車などの実際の構造物において力がどのように伝達していくかを分析する技術である。伝達力の同定は、動ばね定数⁽⁴⁾を用いる動ばね法と伝達関数の逆行列を用いる逆行列法が代表的である。前者は物理座標の動剛性を直接用いるため、構造物の特性や形状の変更効果を容易に扱える半面、マウンティングフレーム等の船外機支持部分の剛性や非線形特性の影響を受けやすく精度の確保が難しい。後者は、精度は改善される傾向にあるものの構造物の特性や形状の変更効果を扱うことが難しい。

船外機とボートの組み合わせ系の振動騒音の分析や対策を行なうには、船外機とボートのさまざまな組み合わせに対し扱いやすく精度の高い伝達経路解析が求められる。このような背景から実験的に船外機のエンジンマウントの動特性を解明する試みを行なった⁽⁵⁾。これは、組み立て状態のボートと船外機に対して実験モード解析を行ない、直接、物理座標の動剛性を算出する方法である。この方法が確立できれば、自重や推力を付加した状態でのエンジンマウントの動剛性を求めることができる。したがって、エンジンからボートに伝わる力を正確に把握できるようになり、振動騒音の分析精度が向上する。

2. エンジンマウント動剛性同定手法

Fig. 1にエンジンマウント動剛性同定手法の概要を示す。

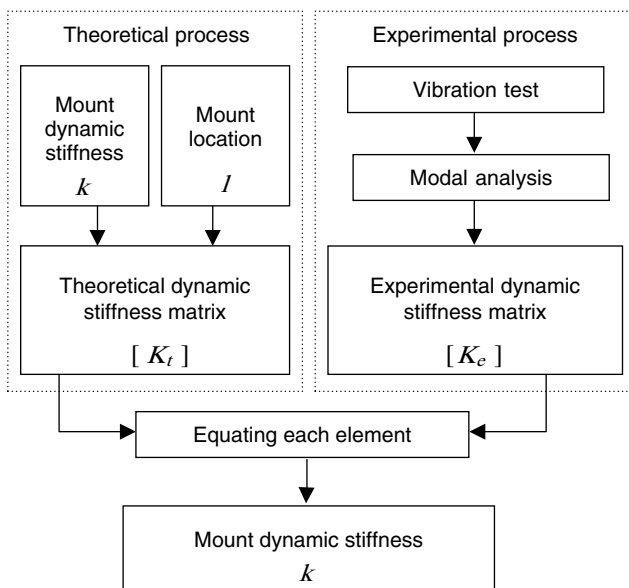


Fig. 1 Outline of engine mount dynamic stiffness identification method

理論式から振動系の動剛性行列を算出するとともに、実験からも動剛性行列を算出する。両者の行列成分を等価として連立方程式を解き、各エンジンマウントの動剛性を同定する。

2.1. 理論的動剛性行列の算出

各マウントラバー部は Fig. 2 のようにモデル化する。ひとつのラバーを4箇所の動剛性に分け、1箇所につき3方向の並進剛性、 k_x , k_y , k_z を定義する。これでマウントの回転剛性を並進剛性で表現できる。

また、船外機や、それを支持するマウンティングフレーム部分はマウントラバーと比較して剛性が高いと仮定する。そこでマウントラバー以外の部分を剛体としてモデル化することにより、マウントラバーで支持された船外機は6自由度系となる。したがって、力の釣り合い式は(1)のように書ける。

$$[K_t] \{u_o\} = \{f\} \quad (1)$$

ここで、

$$\{u_o\} = \{x_o \ y_o \ z_o \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z\}^T$$

$$\{f\} = \{f_x \ f_y \ f_z \ T_x \ T_y \ T_z\}^T$$

u_o は変位、 f は力である。

また、理論的動剛性行列 $[K_t]$ は式(2)のように表現できる。

$$[K_t] = \begin{bmatrix} K_{11} & & & & & \\ 0 & K_{22} & & & & \\ 0 & 0 & K_{33} & & & \\ 0 & K_{42} & K_{43} & K_{44} & & \\ K_{51} & 0 & K_{53} & K_{54} & K_{55} & \\ K_{61} & K_{62} & 0 & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \quad \text{SYM.} \quad (2)$$

ここで、

$$K_{11} = \sum_{i=1}^n k_{xi}, \quad K_{22} = \sum_{i=1}^n k_{yi}, \quad K_{33} = \sum_{i=1}^n k_{zi}$$

$$K_{42} = - \sum_{i=1}^n l_{zi} k_{yi}, \quad K_{43} = \sum_{i=1}^n l_{yi} k_{zi}$$

$$K_{51} = \sum_{i=1}^n l_{zi} k_{xi}, \quad K_{53} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} k_{zi}$$

$$K_{61} = - \sum_{i=1}^n l_{yi} k_{xi}, \quad K_{62} = \sum_{i=1}^n l_{xi} k_{yi}$$

$$K_{44} = \sum_{i=1}^n (l_{zi}^2 k_{yi} + l_{yi}^2 k_{zi}), \quad K_{54} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} l_{yi} k_{zi}$$

$$K_{55} = \sum_{i=1}^n (l_{zi}^2 k_{xi} + l_{xi}^2 k_{zi}), \quad K_{64} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} l_{zi} k_{yi}$$

$$K_{65} = - \sum_{i=1}^n l_{yi} l_{zi} k_{xi}, \quad K_{66} = \sum_{i=1}^n (l_{yi}^2 k_{xi} + l_{xi}^2 k_{yi})$$

K はマウントラバーの動剛性, l はマウントの位置, n はマウントの数, 添え字 i はマウント番号を示す。つまり, 理論的動剛性行列 $[K]$ は未知数であるマウントラバー剛性 k により式(2)のように定式化できる。

2.2. 実験的動剛性行列の算出

次に振動試験の結果から剛性行列 $[K_e]$ を算出する手法について説明する。

まず, Fig. 3 のように固定された船外機を加振し, 船外機がほぼ剛体として振動する最初の6モードの固有振動数と固有モードベクトルを求める。船外機を剛体と仮定すると, あるモードの固有モードベクトルは並進3, 回転3の計6自由度成分で表すことができる。測定点 i についての正規固有モードベクトル $\{\phi_i\}$ と剛体運動を表す6自由度成分の $\{\phi_0\}$ の関係は式(3)となる。

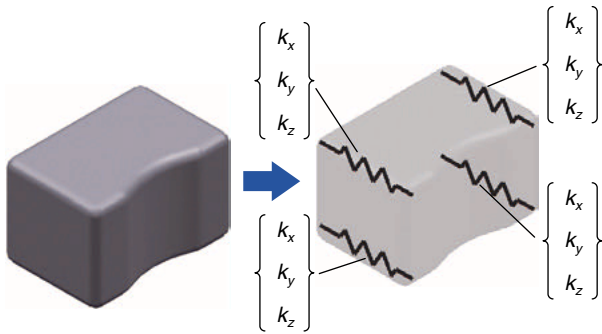


Fig. 2 Modeling of rubber mount



Fig. 3 Outboard motor BF5

$$\{\phi_i\} = [T_i] \{\phi_o\} \quad (3)$$

ここで,

$$\{\phi_i\} = \{\phi_{xi} \quad \phi_{yi} \quad \phi_{zi}\}^T$$

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{\phi_o\} = \{\phi_{xo} \quad \phi_{yo} \quad \phi_{zo} \quad \phi_{\theta_x} \quad \phi_{\theta_y} \quad \phi_{\theta_z}\}^T$$

$[T_i]$ は座標変換行列である。 x, y, z は測定点位置座標, i は測定点番号を示す。測定点数を P 点として, すべての測定点について式(3)をまとめると式(4)のようになる。

$$\{\phi\}_{3P \times 1} = [T]_{3P \times 6} \{\phi_o\}_{6 \times 1} \quad (4)$$

この式を変換して剛体モード行列 $\{\phi_0\}$ を算出する。

$$\{\phi_0\} = ([T]^T [T])^{-1} [T]^T \{\phi\} \quad (5)$$

6モードすべてに対して式(5)の操作を行なうと 6×6 の剛体モード行列 $[\Phi_0]$ が得られる。

最後に剛体モード行列 $[\Phi_0]$ と不減衰固有角振動数の2乗を対角に持つ行列 $[\Lambda]$ から, 実験的剛性行列 $[K_e]$ を算出する。

$$[K_e] = [\Phi_0^T]^{-1} [\Lambda] [\Phi_0]^{-1} \quad (6)$$

2.3. エンジンマウントの動剛性の算出

式(2)の理論的動剛性行列 $[K]$ の非ゼロ成分部分と式(6)の実験的動剛性行列 $[K_e]$ の成分は等価とすると, 15の方程式を得ることができる。これらを未知数であるマウントラバー動剛性に関する連立一次方程式の形に書き換えると次のようになる。

$$[L] \{k\} = \{b\} \quad (7)$$

ここで

$$\{k\} = \{k_{x1} \quad k_{y1} \quad k_{z1} \dots\}^T$$

$$\{b\} = \{K_{e11} \quad K_{e22} \quad K_{e33} \dots\}^T$$

未知数の数を m とすると, 行列 $[L]$ はマウントラバー位置座標からなる $15 \times m$ の行列, $\{k\}$ は未知のマウントラバー動剛性からなる $m \times 1$ の列ベクトル, $\{b\}$ は式(6)の成分からなる 15×1 のベクトルである。式(7)において, $m=15$ であり, かつその配置による行列 $[L]$ がフルランクとなれば, マウントラバー動剛性 k は一意的に算出できる。

しかしながら, 実際のマウント配置では, 仮に $m=15$

と設定しても、この行列 $[L]$ がフルランクとならない場合がある。その場合はいくつかのマウントラバー未知数は他のものと同じであると設定し、マウントラバー動剛性を求める。

3. FEMモデルを用いたシミュレーション

本同定手法を実機に適用する前に、船外機とエンジンマウントを有する有限要素法(以下FEM)モデルに対して本手法を適用し、その妥当性を確認した。

Fig. 4 に FEM モデルの形状を示す。船外機形状は 4.1 節で実機検証する BF5 とほぼ同じ形状とした。マウントラバーは上下、左右の4箇所て船外機を支持し、左右のマウントラバーは同一の動剛性を有する。マウントラバーの外側を拘束した条件で固有値解析と周波数応答解析を行ない、その結果の固有振動数、固有モードベクトル、任意の点の周波数応答結果を用いてマウントラバーの動剛性を同定した。

3.1. マウントラバーのモデル化方法

各マウントラバー部はX, Y, Z方向の剛性を有するものとして同定するが、2.3 節で述べたようにマウントラバー配置によっては行列 $[L]$ がフルランクとならないため、いくつかのマウントラバーは同じ動剛性として解くことになる。今回の FEM モデルではアッパーマウントラバーとローアマウントラバーのZ方向の動剛性がそれに相当する。アッパーマウントラバーとローアマウントラバーの配置は左右と前後の位置が同じであるため、Z方向の変

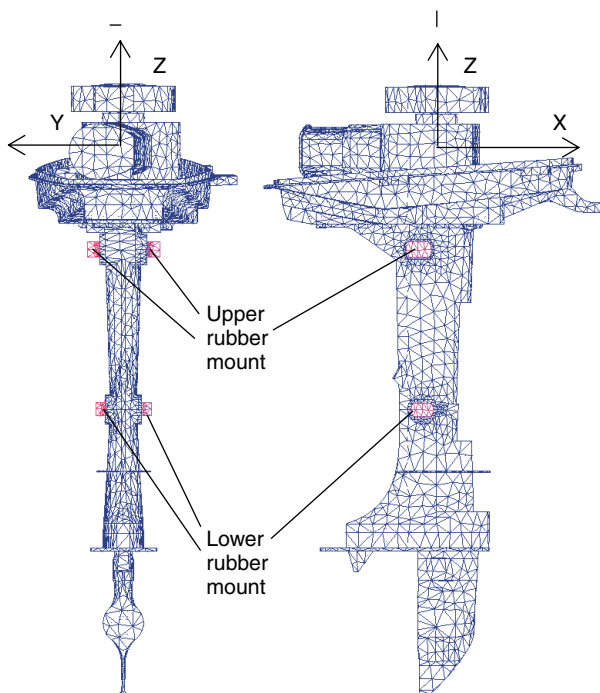


Fig. 4 Schematics of simulation model

Table 1 Results of mount stiffness in simulation study

		Identified	True
Upper mount	k_x	54	54
	k_y	249	261
	k_z	58	49
Lower mount	k_x	72	73
	k_y	351	363
	k_z	58	67

$\times 10^3$ [N/m]

位に対してはマウントラバーの上下で相対変位を生じない。したがって、独立して算出することができないので、上下同じ動剛性として求めた。左右のマウントラバーのY方向動剛性についても同じことがいえるが、FEMモデルは左右のマウントラバーの動剛性は同一としているので問題ない。したがって、マウントラバー変数は k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つとなる。

3.2. 同定結果

Table 1に本手法によって同定されたマウントラバー動剛性を示す。上下同一として求めたZ方向の動剛性も合計値として評価すると真の値と一致しているため、同定結果は十分な精度を持つことがわかる。

次に、同定結果の妥当性を検証するために、求めた動剛性とFEMで使用した船外機の質量特性を用いて測定点の周波数応答関数(以下 FRF)を算出した。Fig. 5 は船外機下部のY方向加振点のFRFである。今回、Z方向の動剛性は上下同じとして同定したが、その同定値を用いたFRFが真の値とよく一致していることがわかる。以上により本手法によってマウントラバーの動剛性を得られることが示された。

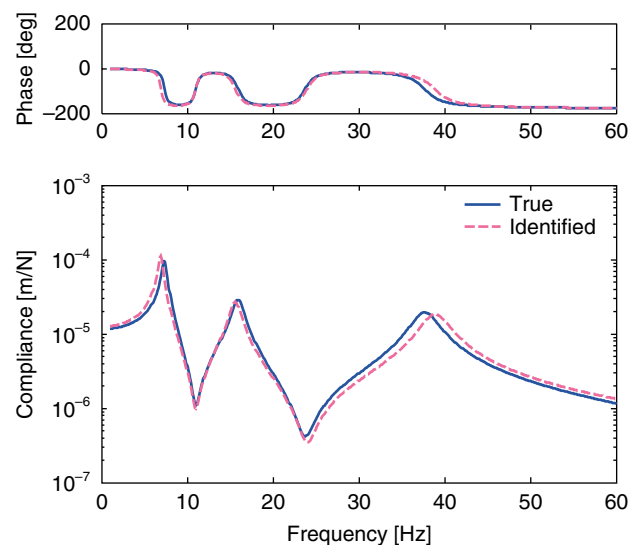


Fig. 5 Fitting of FRFs between identification and FEM model

4. 小型船外機への適用

4.1. 構造とモデル化

本手法を用いてまず重量 20kg 程度の小型船外機, BF5 のマウントラバー動剛性の同定を行なった。

Fig. 3 に船外機の外観, Fig. 6 にマウントラバーの配置を示す。マウントラバーは上部に二つ下部に三つ配置されている。左右のマウントラバーは同じである。3 節の FEM モデルとの違いは下部にマウントラバー #5 が追加されていることである。#5 のマウントラバーは #3, #4 に対して近接しているため, 独立して剛性を求めると行列 $[L]$ が特異となり, 大きな誤差を生じると考えられる。そこでマウントラバー #5 はマウントラバー #3, #4 に含まれるものとした。FEM モデルと同様にアッパーマウントラバーとローアマウントラバーの Z 方向の動剛性は同一として取り扱う。したがって, 求める動剛性は k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つである。

4.2. 同定結果

Fig. 3 のように船外機を固定して, ハンマによる打撃試験を行ない, FRF を計測した。計測結果から求めた最初の 6 モードの固有振動数を Fig. 7 に示すが, 最大でも 50Hz 程度である。これに対し船外機の弾性体の一次モードは 130 Hz 程度なので, 最初の 6 モードでは, 船外機はほぼ剛体として運動すると考えられる。したがって, 船外機を剛体と仮定して解く本同定手法を用いてマウントラバー動剛性を算出しても問題ないと判断できる。

Table 2 は本手法によるマウントラバー動剛性同定結果と従来の動ばね試験機によるマウントラバー単体動剛性測定結果との比較である。次に同定精度を検証するために, 3.2 節と同様に動剛性から測定点の FRF を算出した。Fig. 8 に船外機下部の加振点の, 実験 FRF, 同定結果から求めた

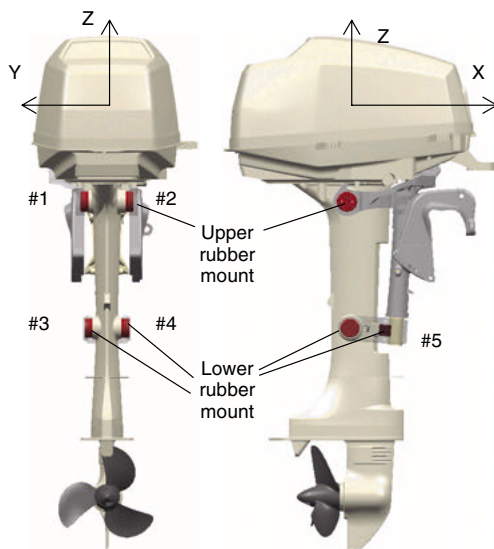


Fig. 6 Schematics of tested outboard motor BF5

Table 2 Results of mount stiffness BF5

		Thrust force		
		0[N]		500[N]
		Identified	Conventional method	Identified
Upper (#1,2)	k_x	52	106	103
	k_y	138	263	181
	k_z	153	101	174
Lower (#3,4)	k_x	414	351	805
	k_y	312	359	432
	k_z	155	211	175

$\times 10^3$ [N/m]

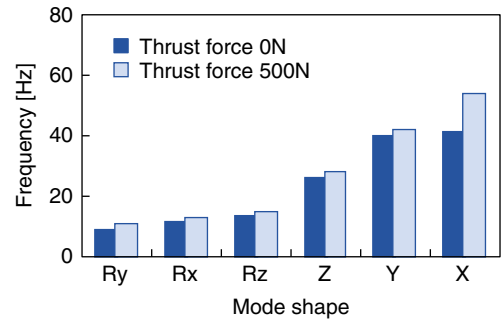
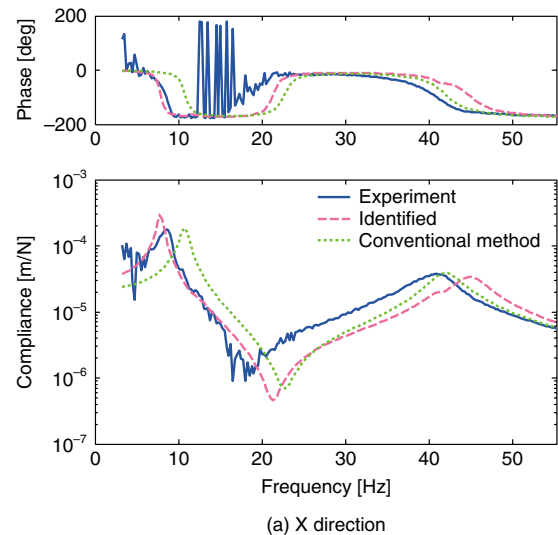
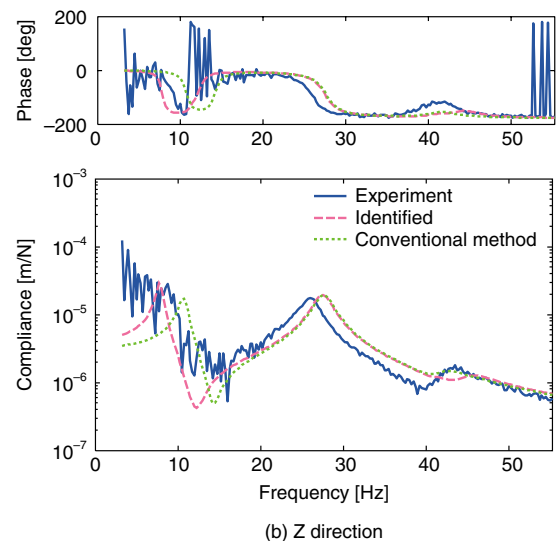


Fig. 7 Natural frequencies



(a) X direction



(b) Z direction

Fig. 8 Comparison of FRFs between identification and experiment

FRF, 従来手法による単体動剛性から求めた FRF を示す。本手法, 従来手法ともにおおむね実験結果と一致している。

4.3. 推力付加によるマウントラバー動剛性の変化

本手法はマウントラバーを実機に組み込んだ状態で動剛性を同定できる。この特徴をいかせば, 今までわからなかったプロペラ推力によるマウントラバー動剛性の変化を知ることが可能となる。そこで柔らかいゴムを介してプロペラ部に最大推力相当(500N)の静荷重を与えて加振実験を行ない, マウントラバー動剛性を同定した。

Fig. 7に示すように, 推力付加により固有振動数はやや上昇する。また, Table 2に示すようにマウントラバー動剛性も高くなっていることがわかる。特に, X方向のマウントラバー動剛性は約2倍と大きく変化している。次に同定された動剛性を用いて FRF を算出し, 実験値と比較した。Fig. 9に示すように, 同定結果は実験値とほぼ一致しており, 推力付加による動剛性の変化を良く表現していることがわかる。

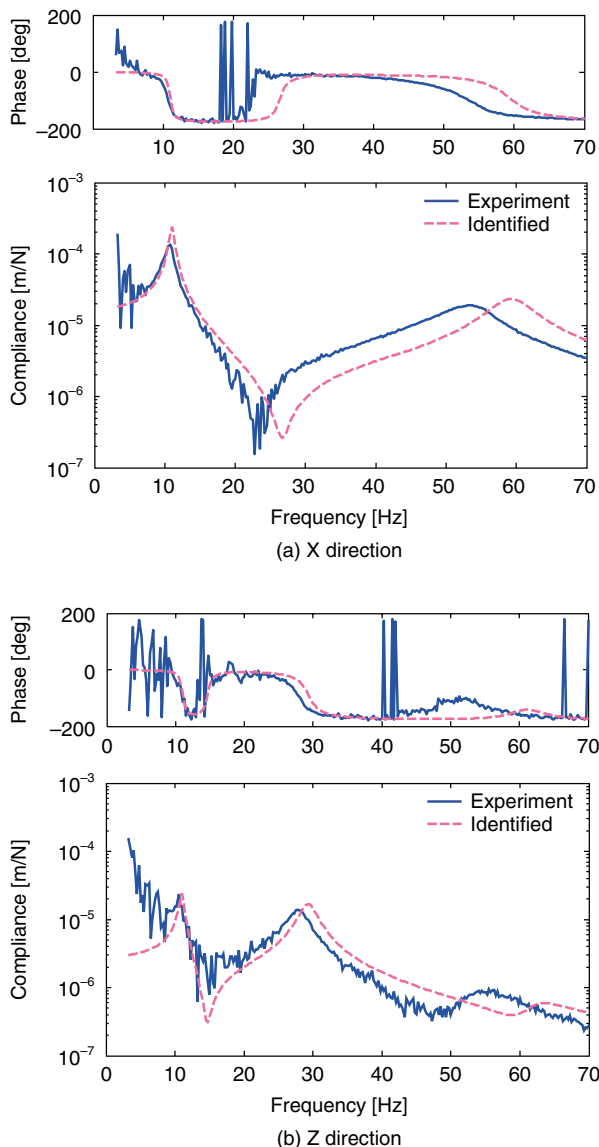


Fig. 9 Comparison of FRFs between identification and experiment

5. 大型船外機への適用

5.1. マウントラバー構造とモデル化

次に, 大きさもマウントラバー構造も異なる大型船外機に本手法を適用し, その妥当性を再度検証した。使用した船外機は BF225, 重量は約 270kg である。

Fig. 10に実験に使用した船外機とマウントラバー支持構造を示す。船外機本体はマウンティングフレームに取り付けられた上部2個, 下部2個のマウントラバーで支持されている。

Fig. 11にロワーマウントラバーの構造を示す。ロワーマウントラバーは推進力の上昇に伴いたわんでいき, 最終的

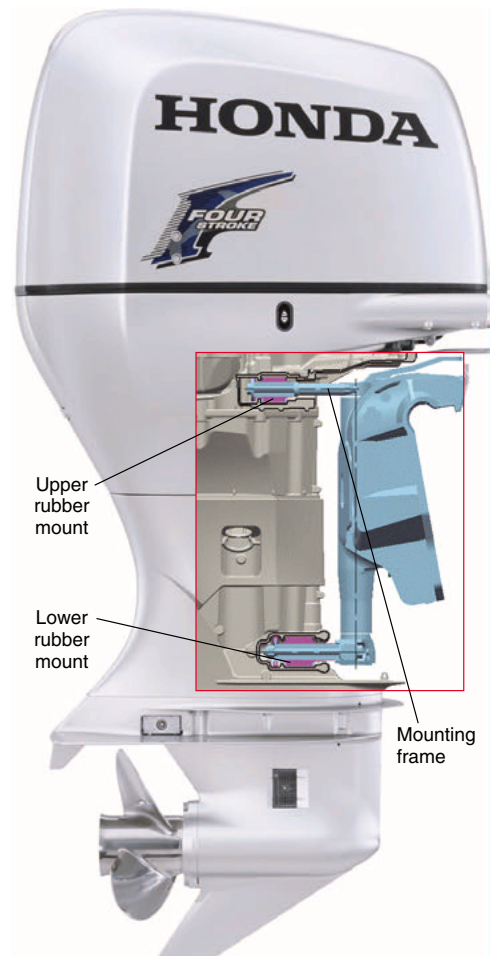


Fig. 10 BF225 side view

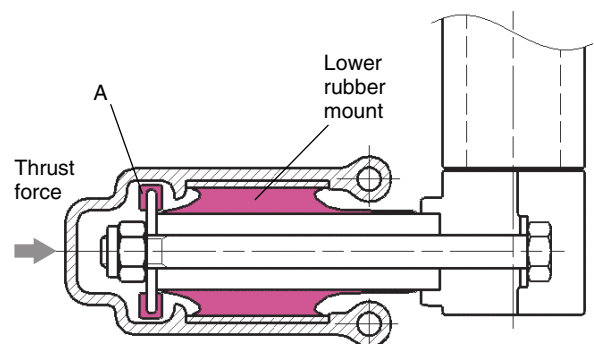


Fig. 11 Section of lower rubber mount

Table 3 Results of mount stiffness BF225

		Thrust force		
		0[N]		8000[N]
		Identified	Conventional method	Identified
Upper (#1,2)	k_x	1550	2280	2940
	k_y	680	14700	850
	k_z	1880	14700	3190
Lower (#3,4)	k_x	1540	1490	15200
	k_y	1100	10930	1690
	k_z	1880	10930	3190

$\times 10^3$ [N/m]

にはA部が接触する構造となっている。このため、最大推力時にはロワーマウントラバーの動剛性は大きく変化すると考えられる。

小型船外機と同様にマウントラバーのZ方向の動剛性はアップパー、ロワーともに同じとして取り扱う。したがって同定される動剛性は、 k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つとなる。

5.2. 同定結果

Table 3は本手法による同定結果と従来の動ばね試験機による単体動剛性との比較である。本手法による同定結果はアップパー、ロワーともにYおよびZ方向の動剛性が著しく低く見積もられた。次にこの同定精度を検証するため、動剛性から算出した加振点のFRFをFig. 12に示す。また、船外機がほぼ剛体として振動する最初の6モードの固有振動数をFig. 13に示す。従来法ではX方向、Z方向のFRFは両方とも大きく異なり、また固有振動数もX方向モード、Y方向モード、Rxモードに関してはまったく異なっている。一方、同定結果から算出したFRFは従来法より精度が高く、固有振動数もすべてのモードに対して大幅な差異はない。したがって、艇体への振動の影響を評価、分析するためには本同定方法で求めたマウントラバーの動剛性が適していると考えられる。

5.3. 推力付加時の同定

最大推力(8000N)付加時の固有振動数の変化をFig. 14に示す。全体的に固有振動数が上昇しており、Xモードでは約2倍となっている。同定されたマウントラバー動剛性をTable 3に示す。推力付加の場合、マウントラバー動剛性も高くなっていることがわかる。特にロワーマウントラバーのX方向動剛性は約10倍と著しく硬くなっている。これは5.1節で述べたようにマウントラバーのA部の接触による影響と考えられ、推力付加によりマウントラバー特性が大幅に変化していることが確認できた。

次に、同定された動剛性を用いて加振点のFRFを算出した結果をFig. 15に示す。従来手法の単体動剛性測定値をもとにしたFRFが実験値と大幅に異なるのに対して、同定結果をもとにしたFRFは固有振動数にはやや違いが見られ

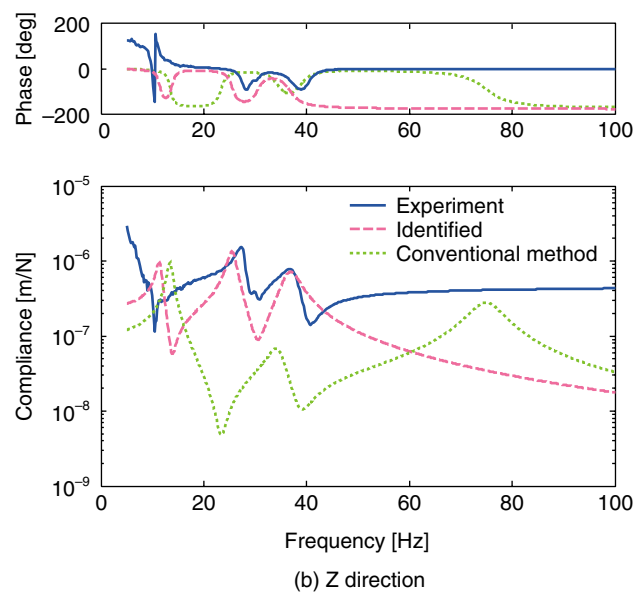
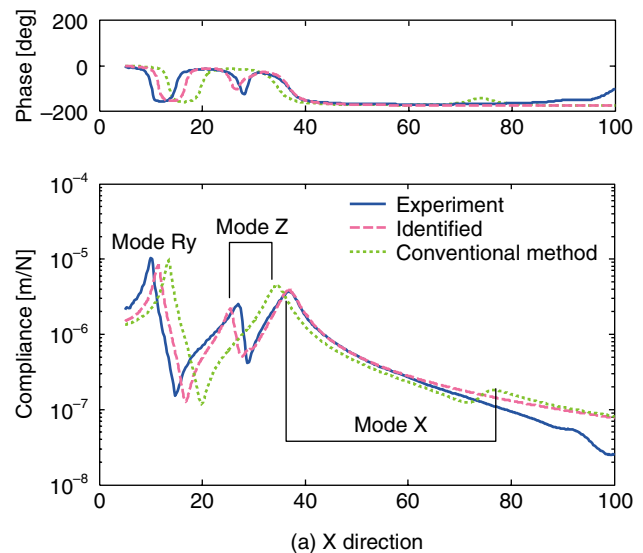


Fig. 12 Comparison of FRFs between identification and experiment

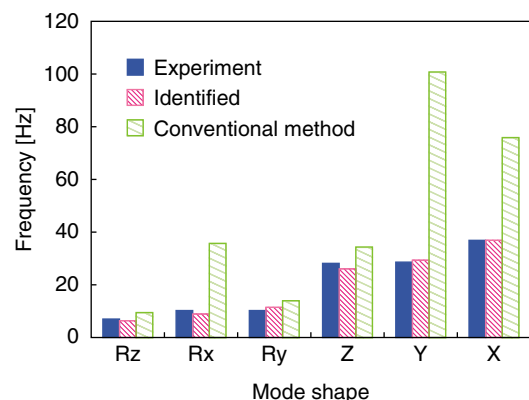


Fig. 13 Natural frequencies

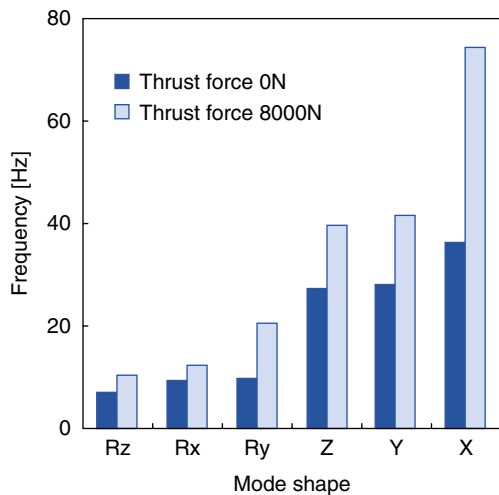


Fig. 14 Natural Frequencies

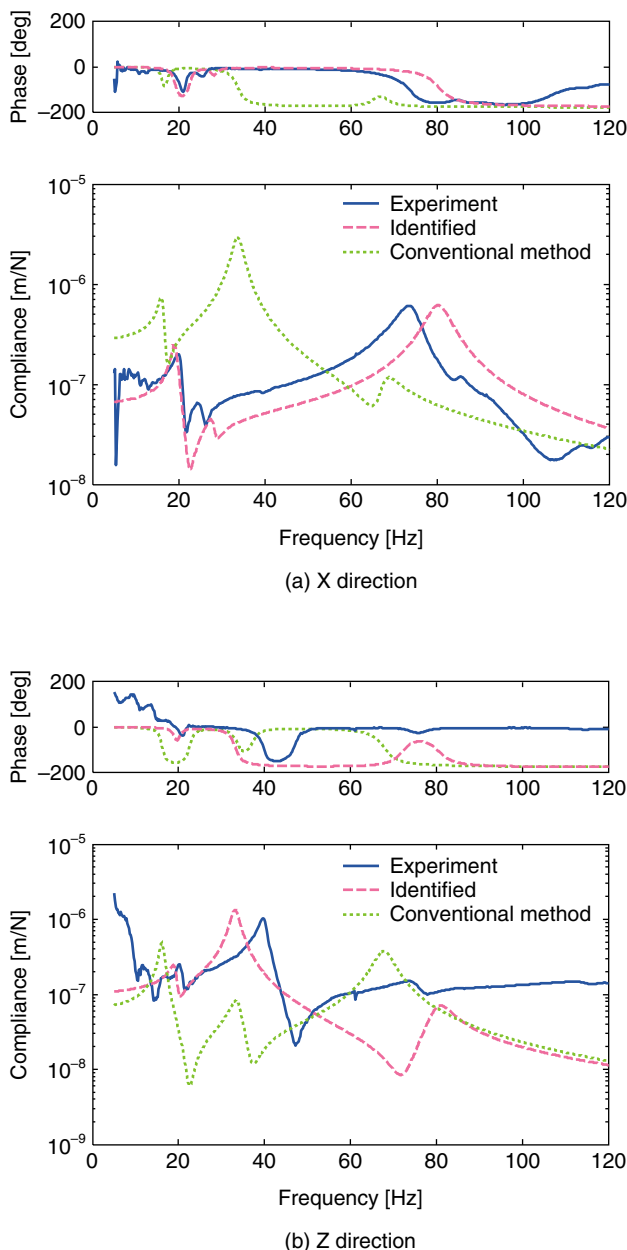


Fig. 15 Comparison of FRFs between identification and experiment

るが、FRFの傾向は比較的一致している。つまり、荷重によって大幅に特性が変化するマウントラバーの場合、従来法の動剛性では振動を精度よく分析できないと考えられる。

5.4. 従来手法との差異考察

BF225のマウントラバーは円筒形状なので、動ばね試験結果のようにX軸方向に柔らかく、他の方向に硬くなるはずである。しかし、本手法による同定結果はY方向剛性が非常に柔らかく、特にアップーマウントラバーは1/20程度となっている。実機に組み込まれただけの理由でこれほどの差異が生ずるとは考えにくい。そこで、この理由を考える。

本同定手法は、船外機と船外機支持部分の剛性が十分に硬く、マウントラバーの共振域ではほぼ剛体という前提をもとにしている。マウントラバーによる最初の6モードの固有振動数は推力付加状態でも80 Hz以下であり、これに対して船外機の弾性1次モードが200 Hz以上であり、影響は少ないと考えられる。しかし、船外機支持部分の剛性については実験前に未確認だったため、実験後に改めて確認した。

船外機とマウントラバーを取り外した状態で船外機支持部分の打撃試験を行なったところ、1次の固有振動数は100 Hz付近にあることが判明した。実際には、船外機の重量が加わるため、固有振動数はもっと低くなる。またマウントラバー動剛性同定の打撃試験時に船外機支持部分の測定も同時に行なったところ船外機支持部分が弾性変形していることがわかった。

すなわち、船外機支持部分の剛性がマウントラバーに比較して低いため、同定された動剛性はマウントラバーだけの動剛性ではなく、船外機支持部分の剛性も含んだ値となっていると考えられる。船外機支持部分の剛性を除いたマウントラバーだけの動剛性の算出は今後の課題であるが、5.3節で述べたように同定された動剛性を用いて船外機の振動を表現することが可能である。つまり、本手法ではエンジンマウントと船外機支持部分の全体の剛性を同定できるため、従来手法よりも実用性が高いと考える。

6. まとめ

船外機の実験モード解析結果からエンジンマウントの動剛性を同定する手法を構築した。

- (1) FEMモデルに対するシミュレーションを行ない、本手法の妥当性を確認した。
- (2) 実際の船外機で振動試験を行ない、マウント動剛性を同定した。同定結果から算出したFRF(周波数応答関数)と実験FRFの間におおむね良好な相関を得た。
- (3) 船外機支持部分の剛性が低い場合、従来手法の動ばね試験結果では振動特性の精度が悪い。

- (4) 本手法は従来の単体動ばね試験機による測定方法に対して以下の点が優れている。
- ・ 組み立て状態の船外機の振動試験結果を用いて同定を行なうので、自重や実機走行相当の推力が付加されたときのマウントの動剛性を同定可能である。
 - ・ エンジンマウントを含めた船外機支持部分全体の動剛性を同定するため、船外機支持部分の剛性が低い場合でも同定できる。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂いた東京工業大学大学院理工学研究科、大熊政明教授、戸松太郎様ならびに関係者の方々に紙面を借りて厚くお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 塩見和之, 岡田毅, 大川道春, 池野哲朗: 振り子マウント法による2気筒船外機の振動低減, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.119-126
- (2) 久世正文, 高橋康一, 酒井竜英: 低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.197-200
- (3) Plunt, J.: Examples of using Transfer Path Analysis (TPA) together with CAE-models to diagnose and find solutions for NVH problems late in the vehicle development process, SAE2005-01-2508
- (4) 加硫ゴムの動的性質試験方法, JIS K 6394
- (5) 戸松太郎, 岡田毅, 池野哲朗, 塩見和之, 大熊政明: 実験モード解析を用いたエンジンマウント剛性値測定方法, 日本機械学会論文集(C編)71 巻 709 号, p.49-56

■ 著 者 ■



岡田 毅



塩見 和之



池野 哲朗