柔軟な魚の尾ひれの運動をモデルにした弾性平板の進行波的波動運動 による推力特性*

(第1報, 静水中での推力測定)

渡辺 昌宏^{*1}, 林 健一^{*2}, 村松 功一^{*3}
小林 信之^{*1}, 坂井 高章^{*4}

Propulsion Force Characteristics of Traveling-Wave Motion of Flexible Plate Modeled on Flexible Caudal Fin of Fish

(1st Report, Measurement of Propulsion Force in Stationary Water)

Masahiro WATANABE^{*5}, Kenichi HAYASHI, Kouichi MURAMATU,
Nobuyuki KOBAYASHI and Takaaki SAKAI

^{*5} Aoyama Gakuin University, Dept. of Mechanical Engineering,
6-16-1 Chitosedai, Setagaya-ku, Tokyo, 157-8572 Japan

This paper deals with an experimental study of propulsion force characteristics of traveling-wave motion of a flexible plate modeled on the flexible caudal fin of fish. The flexible plate is set at the trailing edge of an oscillating wing which are heaving and pitching around the leading edge of the oscillating wing, and the traveling-wave motion of the flexible plate is excited by the combination motion of the heaving and pitching motion of the wing. In the experiment, the propulsion force and side force in stationary water is examined. As the result of the experiment, the effect of the traveling-wave motion of the flexible plate on the propulsion force characteristics is clarified with changing the length and thickness of the flexible plate, and the motion pattern of the oscillating wing.

Key Words: Propulsion Force, Traveling-Wave Motion, Flexible Plate, Flexible Caudal Fin of Fish, Experimental Study

1. はじめに

一般に, 水中に住む細長い魚類は進行波的に伝ばする波動運動を, その細長い魚体上を頭から柔軟な尾ひれに向けて発生させ, 高性能・高効率の水中移動を行っているといわれている⁽¹⁾⁽²⁾. 特に, この水中推進メカニズムにおいて, 柔軟なひれの波動運動は推力の発生に重要な役割を果たしていると考えられる. そして, この水中推進機構の特徴は, 柔軟なひれの運動で発生した流体流れの影響が, 変動流体力として再びひれの弾性変形および運動にフィードバックされる流体力フィードバック(図1参照)を伴う点にあり, 著者らはこの流体力フィードバックが, 柔軟な尾ひれの波動運動および魚類の高性能な推力発生メカニズムに, 重要な役割を果たしていると考え, しながら, この波動運動により発生する推力の特性と, ひれの柔軟性が推力発生に与える影響は未解明な部分が多い. 著

者らは, この波動運動の推力特性, および推力発生メカニズムの解明は, 高性能の水中推進機構の開発に有益な知見をもたらすと考える.

古くからこれまでに, 魚類の水中推進メカニズムについて, 数多くの研究が報告されている. Lighthill^{(3)~(8)}, Wu^{(9)~(12)}は細長い魚や平板の波動運動による推進特性を理論解析により明らかにしている. また, 小林ら⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾, 中島ら^{(15)~(16)}は屈曲運動する多リンク水中推進機構を製作し, その推進性能を理論解析および実験により明らかにしている. さらに, 森川ら⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾は振動する剛体翼および弾性翼による推進特性を調べるとともに, 小形船舶に適用し約66%の高効率推進が可能であることを報告した.

Fig. 1 Mechanism of fish locomotion by flexible caudal fin with fluid force feedback

* 原稿受付 2000年5月22日.

^{*1} 正員, 青山学院大学理工学部(〒157-8572 東京都世田谷区千歳台6-16-1).

^{*2} 富士機械製造(株)(〒472-8686 知立市山町茶碓山19).

^{*3} 青山学院大学学生.

^{*4} 青山学院大学大学院.

E-mail: watanabe@me.aoyama.ac.jp

しかしながら、柔軟な魚のひれのような流体力フィードバックを伴って大きく変形し、かつ波動的に運動する柔軟なフィン(以下、弾性平板と呼ぶ)により発生する推力の特性は、十分に明らかにされていない。特に、弾性平板の長さや振動数および弾性変形の推力特性への影響は実験的にも理論的にも十分に明らかにされていない。

そこで、本研究は振動的に扇ぎ運動する翼の後縁に、柔軟な魚の尾ひれをモデルにした弾性平板を取付けた水中推進機構を製作し、弾性平板の波動運動が推力発生に及ぼす影響を実験により明らかにした。実験は弾性平板の長さ、翼の運動パターンおよび板厚さ(曲げ剛性)をパラメータとして変化させて、発生する推力および横方向に作用する横力の特性を明らかにした。特に、本報では静水中での推力特性について報告する。

2. 実験装置

実験装置の機構と写真を図2と3に示す。弾性平板の波動運動は、水路内静水中で振動的に扇ぎ運動する翼①の後縁に、弾性平板②を取付けることで発生させた。水路は幅500mm、深さ500mmで、水面波の推力への影響がなくなる水深まで推進機構部を沈めて実験を行った。

翼の形状は代表的な対象翼であるNACA 0012型翼を用い、翼の両端部にフローガイド③を取付けて、発生した水の流れが翼の幅方向(図2の鉛直方向)に流れるのを防ぐ構造とした。ここで、弾性平板を取付ける翼は長さは120mm、幅は180mmで、アルミ合金で製作されている。翼の扇ぎ運動は、魚の尾ひれの付け根部分の扇ぎ運動機構を真似た2リンク機構⑦と⑧の第2リンク⑧に翼を取付けて、それら各リンクの関節角度を2つのDCモータ④と⑤で正弦波的に振動させることにより発生させた。第1モータ④と第2モータ⑤間のリンクの長さは90mmで、第2モータ⑤の回転軸は翼の先端位置にある。DCモータのトルクは減速比1/50のハーモニック・ドライブ⑥を用いて増幅させ、その回転角はパーソナルコンピュータを用いて制御した。ここで、第1モータと第2モータの回転角度 θ_1 、 θ_2 に位相差 ϕ を与えて、 $\theta_1 = \theta_1 \sin(2\pi ft)$ 、 $\theta_2 = \theta_2 \sin(2\pi ft - \phi)$ と駆動することにより、翼にヒービング運動とピッチング運動を組合せた扇ぎ運動をさせることが可能である。

弾性平板の材質にはリン青銅を使用し、その長さ L_p と厚さ h を変えることが可能な構造となっている。発生した推力 F_p と横方向に作用する横力 F_s は、

Fig. 2 Experimental setup

Fig. 3 Photograph of experimental setup

リンク機構を取付けている軸の推進方向とその直角方向に高感度の半導体ひずみゲージ⑨を貼って測定した。

3. 実験方法

実験は第1および第2モータの角度振幅 $\theta_1 = \theta_2 = 6.0^\circ$ 一定として、弾性平板の長さ L_p 、板厚さ h 、および翼の振動数 f を変化させて、それらの推力と横力への影響を調べた。また、第1モータと第2モータの回転角度の位相差 ϕ を 0° から 180° まで 30° 刻みで変化させて、翼の扇ぎ運動パターンの推力と横力への影響を調べる実験を行った。この位相差 ϕ を変化させることにより、翼の扇ぎ運動は図4に示すような、ヒービング運動とピッチング運動を組合せた運動をする。

特に、弾性平板の長さ L_p の影響を調べる実験は、

Fig. 4 Motion patterns of oscillating wing for different phase difference ϕ between θ_1 and θ_2

板厚さ $h=0.2$ mm の弾性平板(平板 A)の長さ L_p を、25 mm から 400 mm まで 25 mm 刻みで変化させて行った。ここで、翼の振動数 f を 0.4, 0.6, 0.8, 1.0 Hz と変化させ、扇ぎ運動パターンを弾性平板が取り付けられている翼後縁が最も大きく振動する位相差 $\phi=0^\circ$ [図 4(a)] で実験を行った。また、平板の弾性変形および扇ぎ運動パターンの影響を調べる実験では、板厚さが $h=0.2$ mm の平板 A と、それより曲げ剛性が 27 倍大きく流体力を受けてもほとんど変形しない板厚さ $h=0.6$ mm の平板 B の 2 枚を用い、第 1 モータと第 2 モータの回転角度の位相差 ϕ を変化させて行った。

なお、本研究では、魚の柔軟な尾ひれの駆動メカニズム部の運動学的パラメータである、回転角度振幅 θ_1 , θ_2 を 6.0° 一定と設定し、それらの位相差 ϕ を扇ぎ運動パターンのパラメータとして変化させて推力および横力の測定を行った。

以上の実験において、推力と横力の測定は翼の扇ぎ運動および弾性平板の運動が安定するまで待って行い、測定データはサンプリング間隔 5 m sec で離散化され、2048 点のデータとして A/D ボードを介して、パーソナルコンピュータに取込まれる。ここで、推力 F_p および横力 F_s は翼の扇ぎ運動により時間とともに変動する値である。このため、本研究では推力特性を評価する値として、変動する推力の時間平均である

Fig. 5 Time histories of propulsion force F_p and side force F_s for frequency $f=1.0$ Hz

Fig. 6 Power spectrum density of propulsion force F_p and side force F_s for frequency $f=1.0$ Hz

平均推力 $\bar{F}_p$ と推力変動の標準偏差 F_p^* 、および横力変動の標準偏差 F_s^* をパーソナルコンピュータで計算して求めた。

また、弾性平板の運動のようすとその周りの水の流れの可視化はデジタル・ビデオカメラを用いて観測した。ここで、弾性平板周りの流れの観測は、水中に直径約 0.5 mm の蛍光ポリスチレン粒子を混入し、水路上部に設置した 2 台のブラックライトから紫外線を当てて行った。

4. 実験結果および考察

4.1 推力および横力の時刻歴波形 代表的な推力 F_p と横力 F_s の時刻歴波形を図 5 に示す。ここで、図 5 は弾性平板の長さ $L_p=300$ mm、翼の振動数 $f=1.0$ Hz、位相差 $\phi=0^\circ$ の場合であり、図 5(a) は推力、(b) は横力を示す。また、図 6 にこれら推力と横力の時刻歴波形を周波数解析した結果(パワースペクトル密度)を示す。この他のパラメータにおいても、推力と横力は同様な時刻歴波形を示したので、ここでは一

例のみ示す。

この結果より、扇ぎ運動が始まるとともに平均推力 $\bar{F}_p$ が増加することがわかる。また、推力は平均推力周りで変動していることがわかる。また、横力も変動するがその平均値は静止時から変化しない。さらに、横力の変動する振動数は翼の振動数 $f=1.0$ Hz に等しいが、推力が変動する振動数はおもに翼の振動数の2倍である 2.0 Hz が支配的である。これは、扇ぎ運動の1周期中に2度弾性平板から後方に水が押し流され、その反力として1周期中に2度推力が増加するためであると考えられる。

4.2 弾性平板の長さの影響 弾性平板の長さ L_p を変化させた場合の平均推力 $\bar{F}_p$ を図7に示す。ここで、翼の振動数 $f=1.0$ Hz、扇運動パターンを図4(a)のように位相差 $\phi=0^\circ$ と設定した。また、図8に観測された弾性平板の運動のモードを示す。

図7より、弾性平板が長くなると平均推力は弾性平板がない場合 ($L_p=0$) より増加することがわかる。

Fig. 7 Mean propulsion force $\bar{F}_p$ for different plate length L_p in the case of $f=1.0$ Hz, $\phi=0.0$ deg.

Fig. 8 Modes of flexible plate motion

しかしながら、弾性平板が長くなるに従って平均推力は単調に増加するのではなく、極大値および極小値をとりながら増加することがわかる。ここで、実験を行った弾性平板の長さの範囲においては、平均推力は平板長さ $L_p=125$ mm および 270~300 mm 付近で二つの極大値をもち、また $L_p=175$ mm および 400 mm 付近では極小値となる。 $L_p=125$ mm の平均推力が極大値となる付近では、弾性平板は図8(a)に示すような半波長以下の波が後方に伝ばするような波動運動(以下、T1 Mode と呼ぶ)をしていることが、運動の観測結果より明らかになった。また、 $L_p=270\sim 300$ mm の極大値付近では、弾性平板は図8(c)に示すような半波長以上の波が後方に伝ばするような波動運動(以下、T2 Mode と呼ぶ)をしていることがわかった。運動の観測より得られた、T1 Mode および T2 Mode の波動運動のようすの写真を図9, 10に示す。

さらに、流れの可視化より得られた T1 Mode および T2 Mode の波動運動している弾性平板周りの流れのようすを図11と12に示す。これらの観測により、弾性平板が波動運動をしている場合は、弾性平板の弾性変形により平板近傍に作られる渦が、進行波的に伝ばする波動運動により後方に運ばれて行き、弾性平板の後縁よりはく離していくようすがわかる。そして、この渦の移動により弾性平板後方への水の流れが発生していることが観測される。

また、 $L_p=175$ mm および 400 mm の平均推力が極小値となる付近では、弾性平板の運動はそれぞれ、図8(b)と(d)に示すような節を一つもつ運動(以下、S1 Mode と呼ぶ)と、節を二つもつ運動(以下、S2 Mode と呼ぶ)で運動しており、これらの運動は節の位置が運動とともに動かない定在波運動をしていることが観測された。ここで、水中での弾性平板の固有振動数の測定の結果、 $L_p=175$ mm の弾性平板の2次の固有振動数が 1.12 Hz、 $L_p=400$ mm の弾性平板の3次の固有振動数が 1.05 Hz であり、それらの固有振動数が翼の振動数 $f=1.0$ Hz に近い値であったことから、S1 Mode および S2 Mode の定在波運動は弾性平板の横振動の2次および3次の共振時に発生していることが明らかとなった。また、この定在波運動時における弾性平板周りの流れ場は、後方に押し流される流れは少なくなっており、おもに弾性平板周りを往復運動する流れが支配的な流れ場となっていることが流れの可視化により観測された。

翼の扇ぎ運動の振動数 f を変化させて弾性平板の長さ L_p の影響を調べた結果を図13, 14に示す。図13の(a)と(b)は、それぞれ平均推力 $\bar{F}_p$ と横力変動

(1) Time = $T_0 + 0/6$ (4) Time = $T_0 + 3 T/6$

(2) Time = $T_0 + T/6$ (5) Time = $T_0 + 4 T/6$

(3) Time = $T_0 + 2 T/6$ (6) Time = $T_0 + 5 T/6$

Fig. 9 Photographs of traveling-wave motion of T1 Mode

(1) Time = $T_0 + 0/6$ (4) Time = $T_0 + 3 T/6$

(2) Time = $T_0 + T/6$ (5) Time = $T_0 + 4 T/6$

(3) Time = $T_0 + 2 T/6$ (6) Time = $T_0 + 5 T/6$

Fig. 11 Photographs of fluid flow around T1 Mode motion

(1) Time = $T_0 + 0/6$ (4) Time = $T_0 + 3 T/6$

(2) Time = $T_0 + T/6$ (5) Time = $T_0 + 4 T/6$

(3) Time = $T_0 + 2 T/6$ (6) Time = $T_0 + 5 T/6$

Fig. 10 Photographs of traveling-wave motion of T2 Mode

(1) Time = $T_0 + 0/6$ (4) Time = $T_0 + 3 T/6$

(2) Time = $T_0 + T/6$ (5) Time = $T_0 + 4 T/6$

(3) Time = $T_0 + 2 T/6$ (6) Time = $T_0 + 5 T/6$

Fig. 12 Photographs of fluid flow around T2 Mode motion

の標準偏差 F_s^* (RMS 値) であり, 図 14 は推力変動の標準偏差 (RMS 値) F_p^* である。

図 13(a) より, 平均推力は翼の振動数が高いほど大きくなるのがわかる。また, 波動運動 (T1 Mode, T2 Mode) による極大値, および定在波運動 (S1 Mode, S2 Mode) による極小値をとる弾性平板の長さは, 翼の振動数が低くなるに従って長くなるのがわかる。これは弾性平板の長さが長くなるに従って, 弾性平板の二次と三次モードの固有振動数が低くなるのが原因であると考えられる。さらに, 弾性平板が T2 Mode の波動運動をしているときの平均推力は, T1 Mode で波動運動をしているときの平均推力より大きいことがわかる。

また, 図 13(b) より横力変動の大きさも平均推力と同様に極大値と極小値をもつことがわかる。ここで, 横力変動が極大値と極小値をとる弾性平板の長さは, 平均推力 [図 13(a)] が極大値と極小値をとる弾性平板の長さと比較して少し短いことがわかる。また, T2 Mode が発生している弾性平板の長さが, T1 Mode が発生している弾性平板の長さより約 2 倍ほど長いにもかかわらず, T2 Mode が発生している場合の横力変動は, T1 Mode が発生している場合の横力変動とほぼ同程度かそれより少し大きいことがわかる。さらに, 図 14 より, T2 Mode が発生している場合の推力変動は, T1 Mode が発生している場合の推力変動より小さい, つまり弾性平板に発生する波動運動の波長が長いほど推力変動を小さく抑えている。

以上の結果より, 弾性平板の波動運動は扇ぎ運動の振動数を弾性平板の固有振動数を避けて設定し, 弾性平板を長くすることで得られることがわかる。また, 翼の扇ぎ運動の振動数と弾性平板の固有振動数が一致すると, 弾性平板が定在波モードで共振を起こすため推力は低下してしまうことから, 静水中で大きな推力を得るためには, 弾性平板に波動運動を発生させることが必要であることが明らかとなった。

4.3 弾性変形の影響と扇ぎ運動パターンの影響

弾性平板の厚さが $h=0.2$ mm (平板 A) と $h=0.6$ mm (平板 B) で, 扇ぎ運動パターンの位相差 ϕ を変化した場合の平均推力 $\bar{F}_p$ と横力変動 F_s^* の結果を図 15 と 16 に示す。ここで, 弾性平板の長さは $L_p=100$ mm の場合であり, (a) と (b) はそれぞれ平板 A と平板 B の場合を示す。ここで, 翼の振動数が高くなると平板 A ($h=0.2$ mm) の場合には, 4・2 節で示したように T1 Mode の波動運動が発生したが, 平板 A ($h=0.6$ mm) の場合には, 翼の振動数が高くなっても平板の弾性変形は小さく, ほぼ剛体平板の扇ぎ運動をす

(a) Mean propulsion force

(b) RMS Side force

Fig. 13 Mean propulsion force $\bar{F}_p$ and RMS side force F_s^* for different frequency f and plate length L_p in the case of $\phi=0.0$ deg.

Fig. 14 RMS propulsion force F_p^* for different frequency f and plate length L_p in the case of $\phi=0.0$ deg.

ることが観測された。

これらの結果より, 翼の振動数が高くなるにつれて, 板厚さが薄い平板 Aの方が板厚さが厚い平板 Bより平均推力が大きく, 横力変動が小さいことがわかる。これは弾性平板が柔軟で変形しやすい場合には, 周りの変動流体圧力 (流体力フィードバック) により弾性平板が大きく変形し, 流体からの反作用である推力が推進方向に向くためであると考えられる。以上の結果から, 流体力による平板の弾性変形が推力の発生に重要

Fig. 15 Mean propulsion force $\bar{F}_p$ for different phase difference ϕ and frequency f in the case of $L_p=100$ mm

Fig. 16 RMS side force F_s^* for different phase difference ϕ and frequency f in the case of $L_p=100$ mm

Fig. 17 Photographs of fluid flow around the oscillating motion of rigid plate (plate B)

な役割を果たしていることがわかる。特に、この弾性変形が進行波になる場合には弾性変形は平均推力を増加させる効果がある。

また、図 17 に平板 B の剛体的な平板の扇ぎ運動で発生した流れの写真を示す。この流れの観測より、平板がほとんど弾性変形しないために、平板近傍には渦は形成されないことがわかる。しかしながら、平板両側に二つの大きな渦が発生し、交互に平板後縁より後方に押し流されることによって、周期的な後方への水の流れが発生しており、弾性平板の場合の流れ場と異なることがわかる。

また、どの振動数においても平均推力と横力変動は、扇ぎ運動の位相差 $\phi=0^\circ$ (弾性平板が取り付けられている翼後縁の振幅が最も大きくなる扇ぎ運動パターン) の時に最大値をとり、位相差が 180° に近づくにつれて小さくなっていくことがわかる。そして、この傾向は T 2 Mode が発生した弾性平板長さ $L_p=300$ mm、板厚さ $h=0.2$ mm の場合 (図 18) でも同じであった。

5. ま と め

本研究は、静水中で振動的に扇ぎ運動する翼の後縁に、柔軟な魚の尾ひれをモデルとした弾性平板を取付

(a) Mean Propulsion Force

(b) RMS Side Force

 Fig. 18 Mean propulsion force $\bar{F}_p$ and RMS side force P_s^* for different phase different ϕ and frequency f in the case of $L_p=300$ mm

けた水中推進機構を製作し、弾性平板の波動運動が推力発生に及ぼす影響を実験により明らかにした。特に、実験は弾性平板の長さ、翼の運動パターンおよび板厚を変化させて、発生する推力および横力の特性を明らかにした。以下に、得られた結果をまとめて示す。

(1) 弾性平板の波動運動は、弾性平板を長くとり、扇ぎ運動の振動数を弾性平板の固有振動数を避けて設定することで得られる。

(2) 翼の扇ぎ運動の振動数と弾性平板の固有振動数が一致すると、弾性平板が定在波モードで共振を起こすため平均推力は低下してしまうが、(1)の条件で弾性平板に波動運動を発生させると平均推力は増加する。

(3) 本実験のパラメータの範囲においては、弾性平板に半波長以下の波動運動である T1 Mode と半波長以上の波動運動である T2 Mode が発生した。そして、T2 Mode の波動運動が発生している場合の方が、T1 Mode の波動運動が発生している場合より、平均推力が大きく推力変動は小さい。

(4) 弾性平板が波動運動をする場合は、弾性変形により平板近傍に作られる渦が弾性平板の波動運動によ

り後方に運ばれることで、後方への水の流れが発生する。

(5) 適度に板厚さが薄く弾性変形する平板の方が、板厚く弾性変形しにくい平板より、平均推力が大きくかつ横力変動が小さい。

(6) 平均推力と横力変動は、弾性平板が取付けられている翼後縁の振幅が最も大きくなる扇ぎ運動パターンの位相差 $\phi=0^\circ$ のときに最大値をとり、位相差が 180° に近づくと小さくなっていく。

最後に、本研究の一部は文部省科学研究費 [平成 11 年度奨励研究(A)]、および青山学院大学・総研プロジェクト研究費によることを記し、関係諸機関に感謝する。

文 献

- (1) 東昭, 生物の動きの事典, (1997), 141-183, 朝倉書店.
- (2) ヘルテル H. 著(土屋喜一訳), バイオエンジニアリング (生物の形と運動に学ぶ), (1985), 105-168, 朝倉書店.
- (3) Lighthill, M. J., Note on the Swimming of Slender Fish, *J. Fluid Mech.*, **9**(1960), 305-317.
- (4) Lighthill, M. J., Aquatic Animal Propulsion, of High Hydromechanical Efficiency, *J. Fluid Mech.*, **44** (1970), 265-301.
- (5) Lighthill, M. J., and Blake, R., Biofluidynamics of Balistiform and Gymnotiform Locomotion. Part 1. Biological Background, and Analysis by Elongated-body Theory, *J. Fluid Mech.*, **212** (1990), 183-207.
- (6) Lighthill, M. J., Biofluidynamics of Balistiform and Gymnotiform Locomotion. Part 2. The Pressure Distribution Arising in Two-dimensional Irrotational Flow From a General Symmetrical Motion of a Flexible Flat Plate Normal to Itself, *J. Fluid Mech.*, **213** (1990), 1-10.
- (7) Lighthill, M. J., Biofluidynamics of Balistiform and Gymnotiform Locomotion. Part 3. Momentum Enhancement in the Presence of a Body of Elliptic Cross-section, *J. Fluid Mech.*, **213** (1990), 11-20.
- (8) Lighthill, M. J., Biofluidynamics of Balistiform and Gymnotiform Locomotion. Part 4. Short-wavelength Limitations on Momentum Enhancement, *J. Fluid Mech.*, **213** (1990), 21-28.
- (9) Yao-Tsu Wu, T., Swimming of a Waving Plate, *J. Fluid Mech.*, **10** (1960), 321-344.
- (10) Yao-Tsu Wu, T., Hydromechanics of Swimming Propulsion. Part 1. Swimming of a Two-dimensional Flexible Plate at Variable Forward Speeds in an Inviscid Fluid, *J. Fluid Mech.*, **46** (1971), 337-355.
- (11) Yao-Tsu Wu, T., Hydromechanics of Swimming Propulsion. Part 2. Some Optimum Shape Problems, *J. Fluid Mech.*, **46** (1971), 521-544.
- (12) Yao-Tsu Wu, T., Hydromechanics of Swimming Propulsion. Part 3. Swimming and Optimum Movements of Slender Fish with Side Fins, *J. Fluid Mech.*, **46** (1971), 545-568.
- (13) 小林俊一・菅波正幸・池谷光栄, 屈曲運動生物を模倣した水中推進機構のシミュレーション(水ヘビの屈曲運動の場合), 機論, **58**-546, C(1992), 526-531.

- (14) 小林俊一, 屈曲運動生物を模倣した水中推進機構の推進力特性, 機論, **60**-579, B(1994), 3613-3617.
- (15) 中島求・小野京右, 屈曲形水中推進機構の研究(第1報, 3関節モデルの機構・流体連成系解析法の提案と実験的検証), 機論, **59**-558, C(1993), 407-413.
- (16) 中島求・小野京右, 屈曲形水中推進機構の研究(第2報, 3関節モデルの流体力特性解析), 機論, **60**-569, B(1994), 141-146.
- (17) 中島求・小野京右, 屈曲形水中推進機構の研究(第3報, 3関節モデルの消費エネルギー・推進効率特性解析), 機論, **60**-569, B(1994), 147-153.
- (18) 中島求・小野京右, 屈曲形水中推進機構の研究(第4報, 3関節モデルの三次元離散渦法による解析), 機論, **60**-580, B(1994), 4095-4101.
- (19) 森川裕久・一色尚次・沢田雅・本沢養樹, 振動翼推進に関する研究(フィンシップ(振動翼推進船)の開発), 日本舶用機関学会誌, **18**-5 (1983), 393-400.
- (20) 森川裕久・沢田雅・一色尚次, 推進用振動翼の実験的研究, 日本舶用機関学会誌, **18**-4 (1983), 303-309.