線形モデルによるネット採集具の動特性の表現

米 沢 崇,^{1a} 藤 森 康 澄,^{2*} 清 水 晋,² 木 村 暢 夫,² 三 浦 汀 介²

(2008 年 7 月 8 日受付, 2008 年 12 月 5 日受理)

¹北海道大学大学院水産科学院, ²北海道大学大学院水産科学研究院Representation of the dynamic characteristics of a
towed sampling gear with a linearized modelTAKASHI YONEZAWA,^{1a} YASUZUMI FUJIMORI,^{2*} SUSUMU SHIMIZU,²
NOBUO KIMURA² AND TEISUKE MIURA²¹Graduate school of fisheries science, Hokkaido University, Hakodate, Hokkaido 041-8611, ²Faculty of fisheries science, Hokkaido University, Hakodate, Hokkaido 041-8611, Japan

This paper describes the characteristics of a towed sampling gear system by using a linearized equation of motion. The linearized model was validated by comparing the results of the simulation and actual operation using the system of R/V Ushio Maru and a FMT (Framed Midwater Trawl). Damping factor and natural frequency, which are two parameters of a second-order system, were expressed as a function of the specifications of the sampling gear and operational conditions. As a result, the motion of the system was regarded as over-damping in common operations, and so the system generally seemed to be approximated by a first-order system. In this approximation, the value of the time constant remained constant even though the virtual mass of the net was varied. It was also found that the advantage of stable towing depth was obtained by using warp with a small scope ratio.

キーワード : FMT, 線形モデル, 動特性, ネット採集具

近年, 漁業資源の変動を海洋生態系全体の変動の一部と解釈しようとする考え方から, 商業対象魚種の仔稚魚, またはその餌生物が調査の対象とされるようになってきた。これらの生物は小型であること, 遊泳力を無視することができない点で共通しており, マイクロネクトンと総称されている。そしてまさにこの特徴によって, 専用の採集具の開発が要請され, FMT^{1,2)}やMOHT^{3,4)}など, すでに実用段階にあるものも少なくない。当初の目的である対象生物の確保がほぼ達成された現在, これらネット採集具固有の, 特定の生物種に対する入網率や残存率などの採集効率について議論される段階にある。⁵⁻⁹⁾ また採集具そのものの開発では層別採集機能を付加する段階に来ているように思われる。¹⁰⁻¹²⁾

採集具に求められるのは対象生物を確保するとともに, 採集物にその生物の分布に関する情報を付加することである。採集具固有の採集効率が既知であれば採集物から海中の生物相が知れる。そして曳網水深を正確に設

定できることが, 採集物の位置情報の精度を高めることにつながる。ネット採集具の操業条件として一定時間の水平曳きを想定すると, ある採集具の仕様に対して船速とワーブ長を決めるとワーブ張力と採集具の抗力, 沈降力の釣り合い問題として曳網水深は本来一意に定まる。ところが実際の操業では採集具を所定の曳網水深へ速やかに誘導できないことや, 曳網中に所定の水深層を外れてしまうなどの事態に遭遇することが少なくない。これは動的な現象であり, 前述の釣り合い状態を考えても解決しない。これらの現象は採集具にとって根本的に重要な問題であるにもかかわらず, 潮流や風浪などの予測不可能な環境要因による不可避な現象であるとの現場での認識に留まり, これまで研究や開発の課題として議論されるまでには至っていなかったように思われる。この問題を解決する一つの方法がMOHT^{3,4)}である。この採集具はデプレッサーが採集具の対水速度の変化に応じた沈降力を発生させるために, 理論的には速度の変動に対し

* Tel/Fax : 81-138-40-8847. Email : fujimori@fish.hokudai.ac.jp

^a 現所属 : 本間漁業株式会社第八十一萬漁丸 (Muran, Hokkaido 051-0013, Japan)

て曳網水深の変動が生じない。いま一つは採集具の水深制御であるが、それには採集具の動特性が既知であることが前提となる。ところが採集具はもとより、曳き網漁具全体に視野を広げても動特性や漁具の運動を扱った研究は必ずしも多くない。

一般的に、曳き網漁具の運動は質点系モデルによって精度良く再現されることが知られている。^{13,14)} これは質点系モデルがワープの沈降力および柔軟性をうまく表せるために曳網水深の精度が向上するためと考えられる。非線形連立常微分方程式を数値的に解くこの方法は漁具の運動解析に対する強力な一手法であり、現在の主流となっている。

その一方で線形モデルを使う方法も考えられる。ワープを直線と見れば、変数は船体の水平、垂直位置およびワープ長、ワープ俯角の4個になる。ワープ俯角以外は入力とみなすことができるので、結局ネット採集システムは1変数の非線形運動方程式として表現できることになる。そして前述の通り操業条件としては水平曳き、すなわち定常曳網を想定するから、定常解近傍で線形化した運動方程式はネット採集具の運動をうまく再現できるものと考えられる。したがってネット採集具の運動解析が一般的な2次系の過渡応答分析に持ち込める。つまりネット採集具の動特性を減衰係数や固有周期などの一般的な指標で表現することが可能となり、抗力や付加質量力、沈降力などの漁具に関するパラメータと操業条件としての船速およびワープ長がシステムに与える影響は漁具パラメータまたは操業条件に関する2次系の感度問題に帰着するため、システムの動特性を直感的に捉えやすくなる。特に網の付加質量については研究例が少なく、運動の際に変形を伴う網の特殊性を考えた場合に、動的モデルにおいて用いるべき値やその理論的根拠については議論の余地が残されていると思われる。また線形モデルは定常解まわりの微小な変位を扱うことになるため、曳網水深そのものの精度は直接的な問題として現れることがない。このような考えの下に、本研究ではネット採集具の動特性を線形モデルを用いて調べた。

材料および方法

線形モデルの導出 本研究で扱うネット採集具とは、その抗力と沈降力の作用点を同一とみなすことができ、かつ1本のワープで曳網されるような形態のものを指す。これ以降、単に「網」という場合はネット採集具全体を指し、網地部分だけを指す場合には「袋網」と呼び区別する。

曳網水深に着目すると、システムの最も簡単な表現はFig. 1のようになる。船と網は質点で、ワープは直線と近似されている。このように単純化したモデルはラグランジュ方程式を用いて容易に表現することができる。一

Fig. 1 Schematic diagram of the simplified operation model.

般化座標として船の水平、垂直位置 x, z 、ワープ長 r として俯角 θ を採用すると、以下の運動方程式が導かれる。

$$(m_1 + m_2) \ddot{x} - m_2 \cos \theta \ddot{r} + m_2 r \sin \theta \ddot{\theta} + m_2 r \cos \theta \dot{\theta}^2 + 2 m_2 \sin \theta \dot{r} \dot{\theta} = P_v + R_{1x} + R_{2x} \quad (1)$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{z} - m_2 \sin \theta \ddot{r} - m_2 r \cos \theta \ddot{\theta} + m_2 r \sin \theta \dot{\theta}^2 - 2 m_2 \cos \theta \dot{r} \dot{\theta} = W_1 - W_2 + R_{1z} + R_{2z} \quad (2)$$

$$-m_2 \cos \theta \ddot{x} - m_2 \sin \theta \ddot{z} + m_2 \ddot{r} - m_2 r \dot{\theta}^2 = -T - R_{2x} \cos \theta - (R_{2z} - W_2) \sin \theta \quad (3)$$

$$m_2 \sin \theta \ddot{x} - m_2 \cos \theta \ddot{z} + m_2 r \ddot{\theta} + 2 m_2 \dot{r} \dot{\theta} = R_{2x} \sin \theta - (R_{2z} - W_2) \cos \theta \quad (4)$$

ここに m_1 は船の見かけ質量、 m_2 は網の見かけ質量である。添え字の数字は質点番号であり、1は船、2は網を指す。添え字の x, z は力の方向を意味する。 P_v は曳網力、 W は沈降力（浮力）、そして R は抗力であり T は張力の大きさである。各パラメータを具体的に表すと、まず m_2 および W_2 はワープの存在を考慮して、

$$m_2 = m_n + m_w r \quad (5)$$

$$W_2 = W_n + W_w r \quad (6)$$

となる。 m_n, W_n はそれぞれ網の見かけ質量と沈降力の大きさを、 m_w, W_w はワープの単位長さあたりの質量および沈降力の大きさを表している。なお、ワープの付加質量力は網に比べ非常に小さいと考えられるため考慮しない。

また、質点2に働く抗力は、網とワープを考慮して $R_2 = R_n + R_w$ となる。まず網に関する抗力ベクトル R_n の x 成分、 z 成分は以下の式によって与える。

$$R_{nx} = -k_n (\dot{x} - \cos \theta \dot{r} + r \sin \theta \dot{\theta}) \times \sqrt{(\dot{x} - \cos \theta \dot{r} + r \sin \theta \dot{\theta})^2 + (\dot{z} - \sin \theta \dot{r} - r \cos \theta \dot{\theta})^2} \quad (7)$$

$$R_{nz} = -k_n (\dot{z} - \sin \theta \dot{r} - r \cos \theta \dot{\theta}) \times \sqrt{(\dot{x} - \cos \theta \dot{r} + r \sin \theta \dot{\theta})^2 + (\dot{z} - \sin \theta \dot{r} - r \cos \theta \dot{\theta})^2} \quad (8)$$

ここに、 k_n は網、すなわちネット採集具の抵抗係数であり、実験値や推定値を用いる。抗力ベクトルの大きさは速度ベクトルの大きさの2乗に比例し、抗力は運動

の方向と逆向きに生ずるものと仮定している。

次にワープについては正弦 2 乗則にしたがうものとして、各成分を以下の式で表す。

$$R_{wx} = -k_w r \sin \theta (\sin \theta \dot{x} - \cos \theta \dot{z} + r \dot{\theta}) \times |\sin \theta \dot{x} - \cos \theta \dot{z} + r \dot{\theta}| \quad (9)$$

$$R_{wz} = k_w r \cos \theta (\sin \theta \dot{x} - \cos \theta \dot{z} + r \dot{\theta}) \times |\sin \theta \dot{x} - \cos \theta \dot{z} + r \dot{\theta}| \quad (10)$$

ここで k_w は単位長さに対するワープの法線方向の抗力係数である。なお、ここではワープの接線方向の抗力係数はゼロと考える。

以上のように、本研究で扱うシステムは(1)～(10)式によって記述される。このうち船体位置 x, z そしてワープ長 r は入力と考えるため、ネット採集具の動特性は θ に関する(4)式についてのみ考えればよいことになる。

次にこの θ に関する運動方程式を定常解まわりに線形化し、曳網水深 z_2 に関する線形モデルに変形すると以下のように表せる。

$$\mathbf{A} \cdot \delta \mathbf{z}_2 = \mathbf{B} \cdot \delta \mathbf{u} \quad (11)$$

ここに、 $\delta \mathbf{z}_2 = \{\delta \dot{z}_2, \delta \ddot{z}_2, \delta z_2\}$, $\delta \mathbf{u} = \{\delta \ddot{x}, \delta \dot{x}, \delta x, \delta \ddot{z}, \delta \dot{z}, \delta z, \delta \ddot{r}, \delta \dot{r}, \delta r\}$ であり、左辺が曳網水深の状態を、右辺が操作量を表している。また係数ベクトル $\mathbf{A}$ および $\mathbf{B}$ の成分は以下の通りである。

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} (m_n + m_w r_s) r_s \\ \{k_n(1 + \sin^2 \theta_s) + 2k_w r_s \sin \theta_s\} r_s \dot{x}_s \\ (k_n + 2k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + (W_n + W_w r_s) \sin \theta_s \end{pmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} (m_n + m_w r_s) r_s \sin \theta_s \cos \theta_s \\ 2(k_n + k_w r_s \sin \theta_s) r_s \dot{x}_s \sin \theta_s \cos \theta_s \\ 0 \\ (m_n + m_w r_s) r_s \sin^2 \theta_s \\ 2(k_n + k_w r_s \sin \theta_s) r_s \dot{x}_s \sin^2 \theta_s \\ (k_n + 2k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + (W_n + W_w r_s) \sin \theta_s \\ - (m_n + m_w r_s) r_s \sin \theta_s \\ - 2(k_n + k_w r_s \sin \theta_s) r_s \dot{x}_s \sin \theta_s \\ - (k_n + k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \sin \theta_s \cos \theta_s - W_n \sin^2 \theta_s - W_w r_s \end{pmatrix} \quad (13)$$

なお、この線形化の過程を付録に示す。

線形モデルの検証 得られた線形モデルの妥当性を検証するために、実操業において得られたデータと計算結果の比較を行う。

投網されたネット採集具が定常曳網状態に至る過程において、水深のオーバーシュートを経て定常水深に漸近する現象はよく知られているが、これはネット採集具の動特性を端的に表す現象である。この現象は以下の 4 条件を満たすとき、(11)式の右辺=0、すなわち外力が働かないものとみなしてオーバーシュート頂点を $t=0$ とし、 δz_2 の初期値を最大オーバーシュート量、 $\delta \dot{z}_2$ の

初期値をゼロとして解く初期値問題として扱うことができる。

1. オーバーシュート頂点がワープ停止時に等しい
2. オーバーシュート後のワープ長操作を行わない
3. トップローラー位置の垂直変動が無視できる
4. オーバーシュート頂点以後の船速が一定である

条件 1 に関しては、漁具の自由沈降速度を超えるような速度でワープを伸長しない限り満足する。一般的な操業ではこの条件は問題とならない。次にネット採集具の投網は、ワープを目的水深に応じた長さまで一定速度で伸長した後、そのワープ長を保持したまま網水深の整定を待つのが一般的であるから、条件 2 も満たされる。またトップローラー位置の垂直変動要因はそのほとんどが波浪による船体の上下動によるものと考えられるが、後述するように漁具の深度応答特性は、短周期の外力に対して減衰が大きくなるから、条件 3 も満足する。ところが条件 4 については必ずしも常に満たされるとは限らない。この理由は、実システムでは船速も状態量であり制御対象であるためである。したがって観測データの中からこの条件を満たすものを選択する必要がある。

次に線形化された運動方程式(11)式の右辺をゼロとした後、以下のように変形する。

$$\delta \ddot{z}_2 + 2\zeta \omega_n \delta \dot{z}_2 + \omega_n^2 \delta z_2 = 0 \quad (14)$$

ζ および ω_n は 2 次系の減衰係数、非減衰固有角周波数であり、ここでは以下のような漁具パラメータおよび操業条件の関数として表される。

$$\zeta = \frac{\{k_n(1 + \sin^2 \theta_s) + 2k_w r_s \sin \theta_s\} r_s \dot{x}_s}{2\sqrt{(m_n + m_w r_s) r_s}} \times \frac{1}{\sqrt{\{(k_n + 2k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + (W_n + W_w r_s) \sin \theta_s\}}} \quad (15)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(k_n + 2k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + (W_n + W_w r_s) \sin \theta_s}{(m_n + m_w r_s) r_s}} \quad (16)$$

後に示す通り、実用的な範囲では(14)式の特性方程式は 2 つの実根 s_1, s_2 を持つ。したがって一般解は $\delta z_2(t) = c_1 e^{s_1 t} + c_2 e^{s_2 t}$ の形となる。そして初期条件、 $\delta z_2(0) = \delta z_{20}$, $\delta \dot{z}_2(0) = 0$ から 2 個の任意定数 c_1, c_2 を定めると解は

$$\delta z_2(t) = \delta z_{20} \frac{s_2}{s_2 - s_1} e^{s_1 t} + \delta z_{20} \frac{s_1}{s_1 - s_2} e^{s_2 t} \quad (17)$$

となる。固有値 s_1, s_2 は $\omega_n(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1})$ であるから、 δz_2 は結局、

$$\delta z_2(t) = \delta z_{20} \frac{\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}}{2\sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{\omega_n(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})t} + \delta z_{20} \frac{-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}}{2\sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{\omega_n(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})t} \quad (18)$$

と表せる。

Table 1 System parameters for calculation

Component	Item	Symbol	Unit	Value
warp ^a	mass	m_w	kg/m	5.200×10^{-1}
	drag coefficient ^b	k_w		7.416
	weight in water	W_w	N	4.169
EMT	virtual mass	m_n	kg	3.033×10^3
	drag coefficient	k_n		1.771×10^3
	weight in water	W_n	N	9.510×10^2
operation	warp length ^c	r_s	m	8.500×10^1
	vessel speed	$\dot{x}_s$	m/s	1.484
	warp angle	θ_s	rad	2.944×10^{-1}

^a per unit length^b normal direction^c with 5 m bridle

導いた2次系モデルにあてはめるパラメータを Table 1 に示す。これらの値は以下のように求めた。

まずワープについては呼称径 12 mm のステンレスワイヤーであること以外に情報が得られなかったため、単位長さあたり質量 m_w の値として、JIS 規格ロープ 6×24 FC の 0.52 kg を用いた。抵抗係数はワープを $d/l \approx 0$ の円柱とみなし 1.2 の値を用いた。¹⁵⁾ また、ワープの付加質量は考慮しなかった。

FMT は 2 m×2 m のもので、フレームはステンレス鋼管、40 A×3 t (直径約 50 mm) を主部品として構成されている。そこで部材長 2 m であることから $d/l \approx 40$ を考慮して、抵抗係数と付加質量係数を 1.0 としてフレーム全体の抗力係数および付加質量を求めた。また質量および沈降力はフレーム重量の実測値から求めた。また、FMT の袋網部分の抗力は、網脚と結節に生ずるものと仮定し、網脚については正弦法則に従うものとして、結節はその直径が網糸太さの 2 倍である球とみなして網脚、結節の総数から袋網全体の抗力係数を求めた。なお、網脚および結節個々の抗力係数はそれぞれ 1.2 と 0.5 を用いた。袋網の質量は実測値、付加質量 Δm_n は胡¹³⁾および胡¹⁶⁾による次式、

$$\Delta m_n = C_M \alpha V \rho \quad (19)$$

による値を用いた。ここに C_M は袋網の付加質量係数、 α は網目係数、 V は袋網の容積そして ρ は流体密度である。 α および V を網の仕様から求め、 C_M の値には文献¹³⁾に提示されている 1.21 を用いた。結局、 k_n 、 m_n および w_n の値はフレームと袋網を合計した値である。

操業は北海道大学所属の研究調査船うしお丸において行われ、船速約 3 ノット、ワープ長 80 m の条件で水深 25 m 層を約 10 分間曳網したものである。定常船速 v_s はオーバーシュート頂点以後 10 分間の平均値である。なお、ワープ長 r_s が 85 m になっているのはブライドル長を考慮しているためである。

Fig. 2 Comparison of the observed and calculated depth of FMT. The value was solved by the linearized equation of motion.

結 果

Table 1 のパラメータを当てはめ、具体的に計算を行ってみる。まず、 θ_s の近似値を求めると $\theta_s = 0.294$ rad (16.9°) となる。さらにこの θ_s を用いて $\zeta = 4.035$ および $\omega_n = 0.1366$ を得る。初期値を整定水深と投網時最大水深の差 4.433 m とすると、解は次のようになる。

$$\delta z_2(t) = -4.433(1.016 e^{-t/58.14} - 0.016 e^{-t/0.9215}) \quad (20)$$

観測値と計算値の比較を Fig. 2 に示す。横軸は経過時間、縦軸は深度変化であり、オーバーシュートが減衰していく様子を表している。計算値は観測値とよく一致しており、線形モデルによって現象がうまく表されていることがわかる。なお、このグラフには元の非線形運動方程式の数値解もプロットしているが、この条件では計算結果がほぼ等しくなるためその違いをグラフから判別することはできない。以上のことから、線形モデルは定常曳網状態近傍における網の垂直運動を再現できていると判断できる。

考 察

ここで興味の対象となるのは減衰係数 ζ や非減衰固有角周波数 ω_n の取り得る値の範囲である。検証に用いた FMT のシステムは減衰係数 $\zeta = 4.035$ であり過減衰のシステムとなったが、仕様が変わったり FMT 以外の漁具を用いる場合には当然パラメータは変化する。また曳網速度やワープ長など操業条件は様々な値をとる可能性がある。さらに漁具の付加質量や抵抗係数を精度よく推定することは未だに容易であるとは言えず、真の値からずれた値を採用してしまうこともある。ここでは ζ と ω_n のとりうる値の範囲を明らかにするとともに、漁具パラメータや操業条件が変化することによって ζ と ω_n の値がどのような影響を受けるのかを明らかにする。

減衰係数 減衰係数は(15)式によって表されるが, 前述した通り式に含まれる定常ワープ角度 θ_s を漁具パラメータおよび操業条件から得ることができないため, 代数的に論じることが困難である。そこで網とは別に考えていたワープを, 網の抵抗および網の沈降力に含めて考えることにする。このようにすると, (15)式は以下のように書ける。

$$\varsigma = \frac{k_2(1 + \sin^2 \theta_s) r_s \dot{x}_s}{2\sqrt{m_2 r_s (k_2 \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + W_2 \sin \theta_s)}} \quad (21)$$

(14)式の解は(21)式のとる値によって3種類に分かれる。そこでまず ς の範囲を調べるために, 次のような式の変形を行う。

水深 z_{2s} を定常ワープ長 r_s で曳網しているとき, r_s/z_{2s} をワープ倍率 L と定義する。これは目的とする水深帯を曳く際に, その水深の何倍のワープ長で曳網するかを表す指標であり, 操業方法の目安となる数値である。この L と定常ワープ角度 θ_s との関係は,

$$\begin{aligned} \sin \theta_s &= \frac{1}{L} \\ \cos \theta_s &= \sqrt{1 - \frac{1}{L^2}} \\ \tan \theta_s &= \frac{1}{\sqrt{L^2 - 1}} \end{aligned} \quad (22)$$

となる。また質点2に働くモーメントのつり合いにおいて $\dot{x}_s > 0$ とし, $k_w = W_w = 0$ とおけば, 以下の関係が得られる。

$$\tan \theta_s = \frac{W_2}{k_2 \dot{x}_s^2} \quad (23)$$

以上を(21)式に代入すると,

$$\varsigma = \frac{\sqrt{z_{2s}}}{2} \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \left(1 + \frac{1}{L^2}\right) \sqrt[4]{L^2 - 1} \quad (24)$$

となる。漁具の仕様が既知であるなら, この式からシステムの減衰係数を求め, その解の挙動を知ることができる。しかし漁具の仕様が良くわからない場合も多い。そこでさらに式を展開する。問題となるのは(24)式の第2因子, 漁具の抗力係数と見かけ質量の比の平方根である。まず漁具の見かけ質量 m_2 は下記ようになる。

$$m_2 = C_M \alpha \rho V + \sigma V_0 + m_f \quad (25)$$

ここに σ は網糸の密度, V_0 は網糸の実体積, m_f はフレームなど網以外の質量を表す。ここで V に比べ V_0 は非常に小さいので(25)式の第2項は無視できる。そして m_2 に占める m_f の割合はここでは5パーセント以下であった。したがって第3項の m_f も無視できるものとする。

漁具の抵抗係数 k_2 は, 抗力要素を全て考慮した値と定義したが, ここでは袋網だけの抗力で代表できるものとする。本研究において網地の抗力は正弦法則にしたがうことを仮定しているので, 抵抗係数 k_2 は以下の式

で表される。

$$k_2 = \frac{1}{2} C_D A \rho \sin^2 \beta \quad (26)$$

ここに C_D は網糸の抵抗係数, A は網糸の総面積, そして β は網糸の対水角である。網糸の総面積は網地の総展開面積 S と網目係数 α の積で表せるから, 結局,

$$k_2 = \frac{1}{2} C_D S \alpha \rho \sin^2 \beta \quad (27)$$

となる。これはいわゆる「網地の抵抗に関する田内の式」である。¹⁷⁾ (25), (27)式を用いると, $\sqrt{k_2/m_2}$ は,

$$\sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \sqrt{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{C_D}{C_M}} \sqrt{\frac{S}{V}} \sin \beta \quad (28)$$

となり, 網目係数 α が消去され, 網地面積 S と袋網容積 V の比が現れる。一般的に曳き網は大きな開口部と漁獲物が溜まるコッドエンドをなだらかな漏斗状の網でつなげた構造をしており, 円錐や角錐などの錐体と見なすことができる。そこで網口の直径が R , 長さがその n 倍であるような円錐で曳き網を近似することを考える。この近似によって袋網の容積 V および網地の総展開面積 S はそれぞれ以下のように表すことができる。

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi n R^3}{12} \\ S &= \frac{\pi R^2 \sqrt{n^2 + \frac{1}{4}}}{2} \end{aligned} \quad (29)$$

ゆえに, $\sqrt{S/V}$ は

$$\sqrt{\frac{S}{V}} = \sqrt{\frac{6}{R}} \sqrt[4]{\frac{n^2 + \frac{1}{4}}{n}} \quad (30)$$

となる。なお四角錐を仮定しても同様な結果が得られる。次に $\sin \beta$ は網地对水角 ψ および網脚展開角の $1/2$ である ϕ により,

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \cos^2 \phi \cos^2 \psi} \quad (31)$$

と表されるが, R および n を用いると, $\cos \psi = n / \sqrt{n^2 + 1/4}$ と書けるので, 以下ようになる。

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \cos^2 \phi \frac{n^2}{n^2 + \frac{1}{4}}} \quad (32)$$

以上のことからシステムの減衰係数 ς は次のように表せる。

$$\begin{aligned} \varsigma &= \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\frac{C_D}{C_M}} \sqrt{\frac{z_{2s}}{R}} \sqrt[4]{\frac{n^2 + \frac{1}{4}}{n}} \sqrt{1 - \cos^2 \phi \frac{n^2}{n^2 + \frac{1}{4}}} \\ &\quad \times \left(1 + \frac{1}{L^2}\right) \sqrt[4]{L^2 - 1} \end{aligned} \quad (33)$$

さらに以下の3つの近似を適用する。

1. $C_D \simeq C_M$, したがって $\sqrt{\frac{C_D}{C_M}} \simeq 1$
2. $\frac{\sqrt[4]{n^2 + \frac{1}{4}}}{\sqrt{n}} \simeq 1$
3. $\frac{n^2}{n^2 + \frac{1}{4}} \simeq 1$, したがって

$$\sqrt{\frac{1 - \cos^2 \phi \cdot \frac{n^2}{n^2 + \frac{1}{4}}}{n^2 + \frac{1}{4}}} = \sqrt{1 - \cos^2 \phi} = \sin \phi$$

本研究では網糸の抗力係数 C_D の値として円柱の 1.2 を、網の付加質量係数 C_M は 1.21 を採用していることが近似項目 1. の根拠だが、前述の通り全ての抗力要素を網で代表させるとの仮定から、この近似によって (15) 式を用いた場合に比較して減衰係数が過小評価される可能性はある。また、一般的な曳き網では、袋網の長さが網口直径の 3 倍以下となるような極端に短いものはほとんど存在しない。そこで $n=3$ とした場合、近似項目 2. の値は 1.007、項目 3. は 0.973 となることが近似の根拠である。これらの近似に加えて、網口直径 R を基準として、曳網水深 z_{2s} がその何倍であるかを表す比を網規模水深比 Λ と定義すると、 ζ は、

$$\zeta = \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \phi \sqrt{\Lambda} \left(1 + \frac{1}{L^2}\right) \sqrt[4]{L^2 - 1} \quad (34)$$

と表せる。この式から、システムの減衰係数は網の大きさや曳網水深、ワーブ長の値そのものには関係がないことがわかる。つまり網口の大きさを基準とする相対的な曳網水深が同じであれば減衰係数は等しくなる。(34) 式に現れる網脚展開角 ϕ について、中層用の曳き網では概ね $15^\circ \sim 30^\circ$ 、一つの網全体としての平均では 20° 前後と想定できるが、結節など網脚以外の抗力の要因の存在も考慮して、 $\phi = 30^\circ$ 、すなわち $\sin \phi = 0.5$ を仮定すると ζ は、

$$\zeta = \frac{\sqrt{3}}{4} \sqrt{\Lambda} \left(1 + \frac{1}{L^2}\right) \sqrt[4]{L^2 - 1} \quad (35)$$

と簡単になり、採集具の詳細な仕様を知ることなく、その規模と曳網水深、ワーブ倍率だけでシステムの挙動を概略把握することが可能になる。そこで Fig. 3 にワーブ倍率 L の変化に対する減衰係数 ζ の変化を、網規模水深比 Λ 別に示す。 ζ の定義域は $L \geq 1$ となるが、 L に関する 4 乗根を含むために L の増加に伴い急速に増加した後、単調な増加傾向に変わる。ネット採集具の一般的な作業形態として船尾からの曳網を想定すると、まずスクリュウカレントの影響を受けるような浅深度でのサンプリングは通常行われない。したがって Λ が 2 以下となる状況は非常に少ないものと考えられる。そして大深度を曳くような特殊なケースを除くとワーブは水深の

Fig. 3 Variations of the damping factor of the towing net against the ratio of the towing depth to the warp length (L) by the ratio of the towing depth to the height of the net mouth (Λ).

少なくとも 2 倍以上で使用されることが多いと思われる。したがって Fig. 3 から、ネット採集具の動特性は概ね過減衰であると言えることができる。

一方、舷側から海面直下を曳網するようなケースでは、 $\Lambda = 1$ かつ $L \leq 2$ となる状況も想定することができ、この場合にはシステムの挙動は理論上不足減衰となり、曳網水深の整定時に振動を伴うことになる。

固有振動数または固有周期 (16) 式によって表される固有周波数はワーブの抗力および沈降力を網に含めて考えると、以下ようになる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_2 \dot{x}_s^2 \cos \theta_s + W_2 \sin \theta_s}{m_2 r_s}} \quad (36)$$

さらにワーブ倍率 L を導入すると、(36) 式は以下のように書ける。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \frac{1}{\sqrt{z_{2s}}} \frac{1}{\sqrt[4]{L^2 - 1}} \dot{x}_s \quad (37)$$

$\sqrt{k_2/m_2}$ を前項と同様に展開すると、

$$\omega_n = \frac{\sqrt{3} \sin \phi \dot{x}_s}{\sqrt{R} \sqrt{z_{2s}} \sqrt[4]{L^2 - 1}} \quad (38)$$

となる。つまり固有振動数は減衰係数の場合と異なり、ワーブ倍率 L のような比だけでなく、網口直径 R や曳網水深 z_{2s} そして曳網速度 $\dot{x}_s$ の関数となる。そして前項と同様の仮定の下に $\sin \phi = 0.5$ とおき、固有周期 p_n の形で表すと、

$$p_n = \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{4\pi \sqrt{R} \sqrt{z_{2s}} \sqrt[4]{L^2 - 1}}{\sqrt{3} \dot{x}_s} \quad (39)$$

となる。この式から、固有周期は採集具の規模、網水

Fig. 4 Variation of the natural period of the towed net system against towing depth by the height of the net mouth under various towing conditions (speed and L).

深, ワープ倍率が大きいほど長くなり, 曳網速度の増加によって短くなることがわかる。(39)式で表される固有周期の傾向を把握するために, 曳網速度とワープ倍率の組み合わせ毎に, 曳網水深の変化に対する固有周期の変化を網口直径別に描いたグラフを Fig. 4 に示す。このグラフは外枠の縦横軸がそれぞれワープ倍率と曳網速度であり, 個々のグラフの横軸に曳網水深をとっている。曳網速度および目標水深は調査の仕様によって決まるから, まず注目すべき縦のラインが決定する。次にそのライン上でワープ倍率と網の大きさを選択すると固有周期が得られる。一般的な操業を考慮して, 曳網速度は 1, 1.5, 2 m/s を, ワープ倍率は 1.5, 3, 5 倍を想定した。また網口の直径としては 1, 2, 4, 8 m を想定した。なお, FMT に関しては 1 辺の長さが 4 m までのものは

実際に使用された実績がある。ここで線形モデルの検証に用いた操業のデータを(34), (39)式に当てはめ, 採集具の詳細な仕様を用いずにシステムの減衰係数と固有周期を求めると $\zeta = 2.992$, $p_n = 62.37 \text{ sec}$ ($\omega_n = 0.1007$) となる。これらの値は FMT の詳細な仕様から(15), (16)式を用いて求めた値, $\zeta = 4.035$, $p_n = 45.99 \text{ sec}$ ($\omega_n = 0.1366$) と比較すると ζ および p_n がやや小さな値で算出されており, 前述したように式変形の際に網脚の抗力係数を $C_D = 1.2$ として $\sqrt{C_D/C_M} = 1$ と近似した影響が出ている。一方, 解方程式は以下ようになる。

$$\delta z_2(t) = -4.433(1.031 e^{-t/57.72} - 0.031 e^{-t/1.709}) \quad (40)$$

これに対して(20)式の2つの時定数は 58.14 と 0.9215 であるから, 過渡応答を表すグラフはほぼ重なり, 現象

としては ζ や ω_n の差はほとんど現れない。

なお、(27)式、すなわち「網地の抵抗に関する田内の式」の原著¹⁷⁾には、抵抗係数の値として2が示されているが、これを網地以外の抗力要素も網地の抗力に含めた広義の抗力係数と解釈して採用すれば、 $\sqrt{C_D/C_M}=1.286$ となり、 $\zeta=3.848$, $p_n=48.52 \text{ sec}$ ($\omega_n=0.1295$) とかなり近い値にまで補正される。

1次近似可能な条件 減衰係数 ζ の範囲を示すことにより、ネット採集具のシステムが一般的な操業条件では過減衰となることを示した。西山ら¹⁸⁾も試みているように、曳き網漁具の動特性を1次系で近似し、時定数だけでシステムの特性を表現することは理解が容易で非常に実用的である。そこで近似可能な条件を求めてみる。この近似は(18)式を、

$$\delta z_2(t) \simeq \delta z_{20} e^{-t/T_c} \quad (41)$$

と見なすことである。 T_c は時定数であり、

$$T_c = \frac{1}{\omega_n(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})} = \frac{p_n}{2\pi(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})} \quad (42)$$

である。 ζ が大きくなると(18)式の第2項は解に対してほとんど寄与しなくなる。ここで $\zeta=1.8$ とすると(18)式の2つの係数は1.1と0.1、また時定数の比は10.9となる。つまり第2項の振幅に対する影響は初期値の10分の1に、また時間軸も第1項の10分の1以下に圧縮される。このことから $\zeta \geq 2$ となる場合には、1次系による近似が概ね妥当であると考えられる。 $\zeta \geq 2$ となる操業条件をFig. 3から探すと、 $A \geq 10$ となる。すなわち曳網水深が網口寸法の10倍以上ならば、どのようなワープ倍率で操業してもシステムの動特性を時定数のみで表せると言える。

次にネット採集具のパラメータや操業条件の違いによ

Fig. 5 Variation of the time constant of the towed net system against towing depth by the height of the net mouth under various towing conditions.

Fig. 6 Variation of the time constant with change of the height of the net mouth at several towing depths. The speed is 1.5 m/s and the ratio of the warp length to the towing depth is 3.

る時定数の変化を Fig. 5 に示す。固有周期を示したときと同様に、横軸に調査要求を照らし合わせて縦ラインを決め、操業方法から横のラインを決定すれば時定数を知ることができる。ここで興味深いのは、減衰係数や固有周期と異なり、網口寸法の変化に対する時定数の変化が非常に小さいことである。つまり採集具の運動が1次系で近似できるとき、時定数は曳網速度と水深、およびワープ長などの操業条件だけでほぼ決まり、採集具の種類や規模にはあまり影響を受けない。そこで網口直径 R の変化に対する時定数の変化を Fig. 6 にプロットした。供試システムは網口寸法が $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ であるので $R = 2$ となる。グラフからわかるとおり、 R の拡大に伴って時定数は減少するものの、その傾きは非常に緩やかであり、網口直径の違いが 10 m 以内であれば時定数に大きな変化は現れない。

そして今一つ確認しておくべきは減衰係数の項において 30° と仮定した、網脚展開角 ϕ の変化に対する時定数の変化である。これを Fig. 7 に示す。なお、この ϕ の下限は与えられた操業条件の中で $\zeta > 1$ を満たす ϕ の下限として決定される。一方上限は曳き網であるとの前提から現実的には 45° 前後であるのだが、形式的に ϕ の関数としてみると定義域は $\phi_{\text{low}} < \phi < \pi - \phi_{\text{low}}$ となる。特に $\phi/2$ 以上は全く意味を持たないがグラフが非常に特徴的な形を示すので定義域全域にわたってプロットした。グラフは丘状で、 ϕ の下限から急激に増加し $\phi = 11^\circ$ 前後ではほぼ一定となってしまふことがわかる。これは展開角が約 11° 以上であれば時定数にほとんど影響を与えない

Fig. 7 Variation of the time constant with the change of the half angle of the mesh opening at several towing depths. The height of the net mouth is 2 m, the speed is 1.5 m/s and the ratio of the warp length to the towing depth is 3.

ことを意味している。前述したように、一般的な中層用曳き網における網脚展開角は $15 \sim 30^\circ$ 位と想定できるから、仮に網脚展開角がよくわからずに、適当な値を用いたとしても時定数の値にはそれほど影響を与えないことになる。これに対し減衰係数や固有周期はそれぞれ (34), (38) 式で表され、式中に ϕ を $\sin \phi$ の形で含むから、 ϕ のずれによって生じる変化は必ずしも無視できない。したがって減衰係数や固有周期の値そのものを議論する場合には ϕ を注意深く決定する必要がある。

ところで実際に網を設計する場合や詳細な仕様が知れる場合は、抵抗係数 k や見かけ質量 m を用いてシミュレーションを行うことになる。それでは k や m の推定値が真の値からずれているとき、時定数はどの程度影響を受けるであろうか。この場合、 k が $\sin \phi$ に、 m が R に相当するわけである。したがって k, m の変化はどちらも時定数にほとんど影響を与えないことが予想される。供試システムである $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ の FMT を例としてグラフに表してみると Fig. 8, 9 のようになり、果たしてまったく同様な結果が得られる。供試システムの抵抗係数は 1771 と見積もられたが、 k の変化に対して時定数はほとんど影響を受けないことがわかる。また、ここでは供試システムの見かけ質量を 3033 kg と推定したが、曳き網の付加質量として、袋網の網口高さを直径とする球の付加質量を用いた例¹⁹⁾がある。この場合、供試システムの見かけ質量は約 2200 kg となる。また直径 2 m の球の体積に等しい海水の質量を想定すると約

Fig. 8 Variation of the time constant with the change of the drag coefficient of the FMT at several towing depths. The speed is 1.5 m/s and the ratio of the warp length to the towing depth is 3.

4300 kg, 供試システムの袋網の体積と等しい水の質量を想定した場合約 9100 kg となる。Fig. 9 にはこれらの値を参考として示したが、推定値を中心に広範囲にわたって時定数の値にはほとんど変化がない。このことは網が本来、柔構造物であることにおいて重要な意味をもっている。つまり網は運動中に大きな変形を伴う可能性があるが、そのような場合でも時定数はほとんど変わらないことになる。

操作条件に対する応答 ここまでは外力が働かないと見なせる現象について論じてきた。次に外力に対する応答を考えておく必要がある。式で表すと M, D, K を定係数として

$$M\delta\ddot{z}_2 + D\delta\dot{z}_2 + K\delta z_2 = f(t) \quad (43)$$

となる。しかしここで扱うシステムは網深さ方向への力の入力が直接行われるわけではない。船の位置や速度、およびワープの伸縮に応じて網水深に変化が生ずる。つまり (11) 式に示す通り、

$$M\delta\ddot{z}_2 + D\delta\dot{z}_2 + K\delta z_2 = A\delta\ddot{q} + B\delta\dot{q} + C\delta q \quad (44)$$

となる。右辺の A, B, C は定係数、 q は船の進行方向を指す場合には x 、上下動の場合は z 、そしてワープ長の場合には r となる。これらの運動を引き起こす入力はまだ別にあり、船速変化ならプロペラピッチの変更や風や潮流の変化にともなう推進力の変化によるものであり、上下動は波による、またワープの伸縮はウインチ操作によるものである。したがって (44) 式の応答を明らかにすることは、操作だけでなく外乱に対する応答を分析することでもある。問題になるのは q に一定の微小変化が

Fig. 9 Variation of the time constant with the change of the virtual mass of the net at several towing depths. The towing speed is 1.5 m/s and the ratio of the warp length to the towing depth is 3.

生じた場合に、 δz_2 が最終的にどの程度の大きさとなって現れるかである。そこで $\delta\ddot{q} = \delta\dot{q} = 0$ および $\delta q = 1$ を代入し、以下のように簡単にする。

$$M\delta\ddot{z}_2 + D\delta\dot{z}_2 + K\delta z_2 = C \quad (45)$$

なお、この変形は δq に振幅 1 の周期的な運動、すなわち $\sin \omega t$ を仮定して $\omega \rightarrow 0$ の極限をとる場合に等しい。右辺は定数であるから、これを任意ステップ関数とみて、

$$\delta\ddot{z}_2 + 2\frac{D}{2\sqrt{KM}}\sqrt{\frac{K}{M}}\delta\dot{z}_2 + \left(\sqrt{\frac{K}{M}}\right)^2\delta z_2 = \frac{C}{K} \times \left(\sqrt{\frac{K}{M}}\right)^2 \quad (46)$$

と表すことによって q 方向に単位長さの変位を与えた場合の曳網水深に対するゲインが C/K と導かれる。これは船の上下動やワープの伸縮に対応するものである。なお、(13) 式から明らかなように、船の進行方向の変位に対しては (44) 式の右辺第 3 項はゼロとなる。そこで $\delta\ddot{q} = 0$ および $\delta\dot{q} = 1$ を代入、同様の手続きによって以下の式を得る。

$$\delta\ddot{z}_2 + 2\zeta\omega_n\delta\dot{z}_2 + \omega_n^2\delta z_2 = \frac{B}{K}\omega_n^2 \quad (47)$$

このように、船速の変動の場合にはゲインが B/K となる。

具体的にゲインを書き下すと以下のようなになる。まず船速、つまり $\dot{x}$ の変化に対しては、

$$\frac{B}{K} = 2 \frac{z_{2s}}{\dot{x}_s} \left(\frac{\sqrt{L^2 - 1}}{L} \right)^2 \quad (48)$$

z 方向の変位, すなわち船の上下動に対しては,

$$\frac{C}{K} = 1 \quad (49)$$

そしてワープの伸縮である r 方向の変位に対しては,

$$\frac{C}{K} = -\frac{1}{L} \quad (50)$$

となる。船速およびワープ長変化に関するゲインはワープ倍率 L の関数となっている。

まず, (48)式から, 船速の変化による曳網水深の変動は, 基本的に定常曳網水深 z_{2s} が深いほど大きく, 定常曳網速度 $\dot{x}$ が速いほど小さくなることがわかる。この式は例えば速度 1.5 m/s, ワープ倍率 2 倍での曳網中に速度に 0.1 m/s の変動があれば曳網水深が 10 パーセント変化することを意味している。一般に, 曳網水深は一定であることが求められるため, 意図的に船速を変化させることは少ない。船速の変化は主として外乱によるものであると考えられる。したがって船速の変化に対する網深さ応答のゲインはなるべく小さいことが望ましい。そこで(48)式の第2因子に着目すると, これは $\cos^2 \theta$ であり, $L \rightarrow 1$ でゼロ, $L \rightarrow \infty$ で1となる。したがってワープ倍率 L を小さくするとゲインを小さくすることができる。ちなみに $L=5$ では第2因子の値は 0.96 であるが, $L=3, 2$ ではそれぞれ 0.89, 0.75 に, $L=1.5$ とすると 0.56 と理論的にはほぼ半減する。

次に, ワープ長の変化に対するゲインは $-1/L$ である。マイナスはワープを伸ばすと網水深が深くなることを意味している。ワープ長に関しては外乱を考慮する必要がない。したがって操作に対する速応性を考えると, ワープ倍率 L が小さいほどゲインが大きくなることになる。

船の上下動に対するゲインは1であることから z 方向の運動は最終的に 1:1 で網に伝わる。船の上下動は主に風浪やうねりによるものと考えられるから, その周期は概ね数十秒以内と想定できる。一方, システムの時定数は Fig. 5 に示される通り, 現実的な操業条件では数十秒以上となることが多いと思われる。このことから1次系の周波数応答を考えると, 過去にも指摘^{18,19)}されているように船の上下動は網水深に対してほとんど影響を与えないものと判断できる。

本研究はネット採集システムの運動方程式を単純化し, 船速を定常入力とみることで船を全システムから切り離し, ネット採集具そのものの動特性を線形モデルによって記述した。そしてそれが実際に定常解近傍の動的現象をうまく表現できることを示した。また, 線形モデルからネット採集具の減衰係数と非減衰固有角振動数を導き, 通常の操業条件ではほぼ過減衰となることを示し

た。そしてネット採集具の動特性を1次系で近似することが可能であることを示した。その場合, 時定数は定常曳網水深や定常ワープ長に比例して大きくなり, 定常曳網速度に反比例すること, 網の見かけ質量や網の抗力係数の値そのものが変化してもほとんど影響を受けないことを示した。具体例を示すために FMT の例を用いたが, 本研究で定義したネット採集システムの構成に類似するシステムであればこの知見を適用し動特性を知ることが可能である。例えば自分の用いる採集具の時定数を知るだけでも曳網水深の整定時間を概略把握できることになり, 有用な知見となる。

最後に外力に対する応答のゲイン係数がワープ倍率 L の関数となるために, この L を小さく使えるような採集具の仕様は, 船速の変動が網水深に与える影響を抑えつつ, ワープ長操作に対する速応性を向上させる可能性があることを計算の上では示した。しかしながら実際にはある程度伸長したワープの撓みが, 衝撃を緩和する作用を担っていることを考慮すると, 安易にワープ倍率を小さく用いるべきではないだろう。

今後の課題の一つとして, 実システムの入出力関係を反映させたモデル, すなわち曳網水深の変動を船速とともに船との連成運動の結果として記述するモデルの構築とその検証がまずあげられる。本研究において定常入力とみた船速は, プロペラ回転数と翼角を操作量として, 船の推進力と全抗力が釣り合うように推移するシステムの状態量の一つである。したがって実際の操作や外乱に対する網水深の挙動は本研究のモデルでは記述しきれない。興味の対象が定常曳網中のワープ長操作に対する曳網水深と船速の推移ならば状態空間モデルによって, また投網から揚網まで, 操業の全過程であれば質点系モデルを用いて表現することができるだろう。その際, 本研究はネット採集具サブシステムを記述するための理論的根拠の一つとなる。

文 献

- 1) 青木一郎, 三浦汀介, 今井信幸, 小松輝久. フレーム型中層トロールによる浮魚類稚稚魚の採集. 日本誌 2000; **66**: 10-17.
- 2) Itaya K, Fujimori Y, Shiode D, Aoki I, Yonezawa T, Shimizu S, Miura T. Sampling performance and operational quality of a frame trawl used to catch juvenile fish. *Fish. Sci.* 2001; **67**: 436-443.
- 3) Hu F, Oozeki Y, Tokai T, Matuda K. Scale model of a new midwater trawl system for sampling pelagic larval and juvenile fish. *Fish. Sci.* 2001; **67**: 254-259.
- 4) Oozeki Y, Hu F, Kubota H, Sugisaki H, Kimura R. Newly designed quantitative frame trawl for sampling larval and juvenile pelagic fish. *Fish. Sci.* 2004; **70**: 223-232.
- 5) 板谷和彦. FMT (Framed Midwater Trawl) の開発と, 定量採集法に関する研究. 博士論文, 北海道大学, 函館. 2002.
- 6) 板谷和彦. 網口サイズと曳網速度による採集効率の変

- 動. 日水誌 2007; **73**: 929-930.
- 7) 山村織生. PICES-MIE におけるマイクロネクトン採集標準化試験. 日水誌 2007; **73**: 931-932.
 - 8) 東海 正. 採集具におけるサイズ選択性の解析—網目選択とサイズ依存の網口回避. 日水誌 2007; **73**: 933-934.
 - 9) Itaya K, Fujimori Y, Shimizu S, Komatsu T, Miura T. Effect of towing speed and net mouth size on catch efficiency in framed mid water trawls. *Fish. Sci.* 2007; **73**: 1007-1016.
 - 10) 大関芳沖. 稚魚定量採集具開発の現状. 日水誌 2007; **73**: 923-924.
 - 11) 藤森康澄. 音響散乱層調査のための採集具の開発. 日水誌 2007; **73**: 925-926.
 - 12) 胡 夫祥. MOHT および自動開閉型層別採集具の曳網特性. 日水誌 2007; **73**: 927-928.
 - 13) 胡 夫祥. 中層トロールシステムの制御特性に関する研究. 博士論文. 東京水産大学, 東京. 1992.
 - 14) Hu F, Matuda K, Tokai T, Kanehiro H. Dynamic analysis of midwater trawl system by a two-dimensional lumped mass method. *Fish. Sci.* 1995; **61**: 229-233.
 - 15) 日本機械学会. 水力学および流体力学. 「機械工学便覧改訂 6 版」日本機械学会, 東京. 1975; 20-22.
 - 16) 胡 夫祥, 松田 皎, 山越康行, 東海 正. 円錐形袋網の付加質量. 水産工学 1994; **31**: 21-26.
 - 17) 田内森三郎. 「演習漁業物理学」, 恒星社厚生閣, 東京, 1963; 44-45.
 - 18) 西山作蔵, 三浦汀介, 中村秀男, 清水 晋. 中層トロール網の動特性について. 日水誌 1982; **48**: 1101-1105.
 - 19) 梅田直哉. 中層トロールの最適レギュレータ制御系. 水工研技報 1991; **12**: 31-41.

付 録

定常曳網状態における速度 $\dot{x}_s$, ワープ長 r_s , ワープ俯角 θ_s において,

$$\ddot{x} = \ddot{z} = \ddot{r} = \ddot{\theta} = 0$$

$$\dot{z} = \dot{r} = \dot{\theta} = 0$$

を(4)式に代入し, $\dot{x}_s \geq 0$, $0 \leq \theta_s \leq \pi/2$ の関係を用いると次の関係を得る。

$$(k_n + k_w r_s \sin \theta_s) \dot{x}_s^2 \sin \theta_s - (W_n + W_w r_s) \cos \theta_s = 0$$

これは質点 2 に働く抗力と沈降力のモーメントがつり合っている状態を表している。そして, 状態量ベクトル θ および操作量ベクトル u をそれぞれ次のように定める。

$$\theta = \{\ddot{\theta}, \dot{\theta}, \theta\}$$

$$\theta = \{\ddot{x}, \dot{x}, x, \ddot{z}, \dot{z}, z, \ddot{r}, \dot{r}, r\}$$

これらを用いると(4)式は $f(\theta, u) = 0$ と書ける。次に状態量ベクトルと操作量ベクトルを定常状態からの微小変化として, 以下のように表す。

$$\theta = \theta_s + \delta\theta$$

$$u = u_s + \delta u$$

以上のようにおいて, (4)式をテイラー展開し 2 次以上の項を無視, かつ質点 2 のモーメントのつり合いを考慮すると, (4)式は微小変化量に関して以下のように線形化される。

$$\left. \frac{\partial f(\theta, u)}{\partial \theta} \right|_{\theta_s, u_s} \cdot \delta\theta = \left. \frac{\partial f(\theta, u)}{\partial u} \right|_{\theta_s, u_s} \cdot \delta u$$

左辺がワープ俯角の状態を, 右辺が操作を表している。しかし実際に興味の対象となるのは網水深の挙動であるため, この式を網水深の変化に変換する。曳網水深を z_2 , その時間微分を $\dot{z}_2$, 2 階微分を $\ddot{z}_2$ とすると, 一般化座標を用いて以下のように表される。

$$z_2 = z - r \sin \theta$$

$$\dot{z}_2 = \dot{z} - \dot{r} \sin \theta - r \dot{\theta} \cos \theta$$

$$\ddot{z}_2 = \ddot{z} - \ddot{r} \sin \theta - 2\dot{r}\dot{\theta} \cos \theta - r\ddot{\theta} \cos \theta + r\dot{\theta}^2 \sin \theta$$

以上を同様に線形化すると, z_2 の微小変化量に関して次の関係が得られる。

$$\delta z_2 = \delta z - \sin \theta_s \delta r - r_s \cos \theta_s \delta \theta$$

$$\delta \dot{z}_2 = \delta \dot{z} - \sin \theta_s \delta \dot{r} - r_s \cos \theta_s \delta \dot{\theta}$$

$$\delta \ddot{z}_2 = \delta \ddot{z} - \sin \theta_s \delta \ddot{r} - r_s \cos \theta_s \delta \ddot{\theta}$$

これらの関係から z_2 の微小変化を表現する(11)式を得る。