HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	連続採水のための曳航体システムの開発に関する研究
Author(s)	高橋, 勇樹; 藤森, 康澄; 坂岡, 桂一郎 他
Citation	北海道大学水産科学研究彙報, 64(1), 1-8
Issue Date	2014-03-14
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/54817
Type	departmental bulletin paper
File Information	01-08.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北 大 水 産 彙 報
64(1), 1–8, 2014.

連続採水のための曳航体システムの開発に関する研究

高橋　勇樹[1)]*・藤森　康澄[2)]・坂岡桂一郎[3)]・渡邉　　豊[4)]・木村　暢夫[5)]

(2013 年 11 月 21 日受付，2013 年 12 月 6 日受理)

Study on the Design of Towed Body System for Continuous Water Sampling

Yuki TAKAHASHI[1)], Yasuzumi FUJIMORI[2)], Keiichirou SAKAOKA[3)], Yutaka WATANABE[4)] and Nobuo KIMURA[5)]

Abstract

A seawater sampling system using underwater towed body was developed to obtain the water continuously. The system was composed of two towed bodies, which are vertically linked each other, to sample water in different layers. The range of towing speed and target depth of the system were planned as up to 5.0 kt, and 10.0 to 20.0 m, respectively. At first, hydrodynamic characteristic of the towed body was examined using CFD analysis, and then the towing depth under the planned speed was predicted dynamically. Finally, the validity of the towed body was confirmed at sea experiment. In the sea experiment, the depth of each towed body was measured changing towing speed on both conditions with hose to pump-up water and without it. The depth at the case with hose decreased by about 60 percent to compared with the case without hose. The depth of the lower side body with hose reached 20.0 m when the towing speed was 3.3 kt. Based on these results, it was estimated that the towing speed to attain the depth of 20.0 m will increase to 5.0 kt by decreasing hose diameter from 18.0 mm to 8.0 mm, or increasing each body weight to 150.0 kg.

Key words : Towed body, Continuous water sampling, CFD analysis

緒　　言

海水中の硝酸塩，リン酸塩といった栄養塩は海洋植物プランクトンの生存にとって欠かせないものであり，その生物活動によって固定される炭素・窒素の循環を制御する役割を担っている。また，近年の地球温暖化，気候変動により，炭素・窒素の循環が著しい変動を受けていることが報告されている (Watanabe et al. 2005 ; 2008 ; 2009)。こうした海洋の動態に関する知見を得るには，広範囲での海洋表層混合層の海水試料が必要となる。

海洋調査において海水試料を取得する場合，一般的にはバンドン採水器，北原式採水器，ニスキン採水器などが用いられ (今村ら，2002 ; 矢野ら，2010 ; 安藤・山崎，2000)，多層の海水試料を同時に取得するための採水器も開発されている (安藤・山崎，2000)。また，表層に限ればポンプ汲み上げによる連続採水が行われている。しかし，日本近海における夏季の海洋表層混合層は一般的に深度 10～20 m であり，海洋表層混合層の海水試料の取得のためには，表層下における採水が必要となるが，従来，そのような亜表層での連続採水が行われた例はない。

本研究では，このような条件での連続採水を可能とする方法として，曳航体の利用を検討した。すなわち，曳航体先端に採水口を設け，船上からポンプによって海水試料を得るシステムである。ただし，一定深度での連続した採水を行うには，曳航体深度の安定維持をある程度厳密に保障する必要がある。このような曳航体を利用した海中観測の方法と機器深度の安定維持を研究した例はこれまでにもいくつか見られる (Kaneko et al., 1993 ; 納屋ら，2010 ; Thorpe et al., 1985)。例えば ADCP (Acoustic Doppler Current Profiler) を用いた黒潮観測に関する研究 (Kaneko

[1)] 北海道大学大学院水産科学院水産工学講座
(*Laboratory of Fisheries Engineering, Graduate school of Fisheries Sciences, Hokkaido University*)
[2)] 北海道大学大学院水産科学研究院海洋計測学講座
(*Chair of Marine Environment and Resource Sensing, Faculty of Fisheries Sciences, Hokkaido University*)
[3)] 北海道大学水産学部附属練習船おしょろ丸
(*Training Ship "Oshoro Maru" School of Fisheries Sciences, Hokkaido University*)
[4)] 北海道大学大学院環境科学院・地球環境科学研究院
(*Graduate school of Environmental Science, Hokkaido University*)
[5)] 北海道大学大学院水産科学研究院水産工学講座
(*Chair of Fisheries Engineering, Faculty of Fisheries Sciences, Hokkaido University*)
* Tel : 0138-40-8848, yuuki87710@ec.hokudai.ac.jp

et al., 1993) では，水中曳航体にトランスデューサを取り付け，一定深度を維持しながらの運用を可能にしている。ただし，本研究で提案する曳航体は採水を目的とするため，船上まで水を汲み上げるためのホースを有する。そのため曳航体の形状は，できるだけ抵抗が小さく，沈降力の高いものとする必要があるばかりでなく，ホースの影響についても検討する必要がある。

そこで，本研究では上記の連続採水システムに用いられる曳航体の開発，運用について以下の手順で研究を進めた。まず，数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics : CFD) 解析により候補となる曳航体形状について流体力特性を推定し，同結果をもとに想定される曳航船速に対する曳航体深度を力学的に求め，適切な形状を設計した。次に，設計案に則して実機を製作し，海上実験を行い，曳航体の深度，水中姿勢を計測した。得られた結果から問題点を抽出し，本曳航採水システムの設計および運用条件における改善点について検討した。

採水用曳航体システム

Fig. 1 に本研究における採水用曳航体システムの運用概念図を示した。採水用曳航体システムは 2 段の曳航体で構成され，各曳航体の先端には採水口を取り付ける。この採水口を通して，船上のポンプを用いて海水試料を連続的に取得する。

本システムでは日本近海の夏季における表層混合層を考慮して，想定深度を 10.0～20.0 m とした。想定曳航速度については，他の曳航観測機器が 2～8 kt の範囲で運用されているものが多いことから，本研究ではその中間となる 5.0 kt を上限として設定した。また，曳航体の形状については，サイドスキャンソナーなどの高速曳航を行う機器で多く用いられ，抗力が小さいとされる飛行機型を採用した (納屋ら，2010 ; Thorpe et al., 1985)。Fig. 2 に対象とした水中曳航体を示した。なお本研究では，下段曳航体に沈降力を得るための平板翼を装着したものを用いた。平板翼は 0.15×0.25 m とし，迎角を 10° に設定した。なお，翼幅 L については 0.25 m に加え，0.30，0.40，0.50 m の 3 種を設定し比較対象とした。曳航体の水中重量は，デッキ上で人が簡便に運用できることを想定して上下段とも

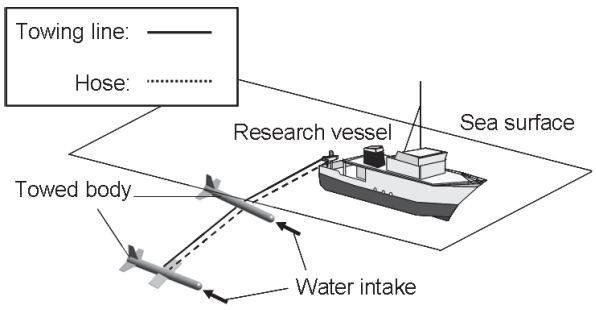


Fig. 1. Towed body system.

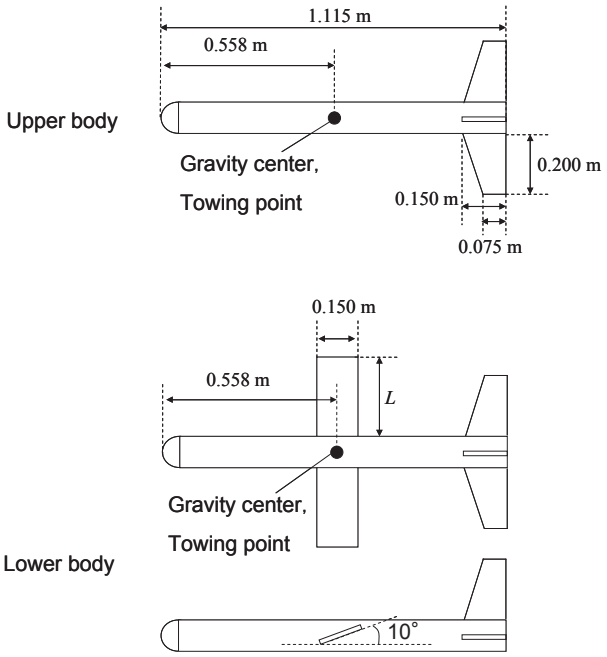


Fig. 2. Towed body used in the system.

に 65.0 kg とし，曳航ワイヤーは直径が 12.0 mm，水中重量 0.0865 kg/m のものを設定した。

曳航体の CFD 解析

方法

曳航体の各モデルについて，流体解析ソフト ANSYS CFX (Lvais et al., 2006 ; Chul hee Jo et al., 2012) を用いて CFD 解析を行い，揚力，抗力および揚抗比を推定した。乱流モデルには SST(Shear Stress Transport) モデルを用いた。3 次元メッシュには 4 面体を用い，曳航体の周囲はメッシュを細かく分割した。また，メッシュ数は約 45 万であった。計算領域は 8.0×8.0×10.0 m の直方体とし，その中心に計算を行うモデルを配置する (Fig. 3)。境界条件としてモデル表面で非滑り条件 (No slip) とし，流体の流入速度を 1.0～6.0 kt の範囲で 1.0 kt 毎に変化させる。流出条件は相対圧を 0.0 Pa，流入，流出共に許可する開放条件として相対圧を 0.0 Pa とする。使用流体は水温 25.0℃，密度 997 kg/m^3，粘性係数 8.899×10^{-4} kg/ms，動粘性係数 0.893×10^{-6} m^2/s の純水とする。

結果

流体力の推定結果を Table 1 に示した。翼を取り付けた曳航体に関して，いずれの翼長さにおいても揚抗比の推定値は 2.4 以上の大きな値が得られ，揚力に対して抗力は低く抑えられていた。また，流速が速いほど揚力係数が大きく，抗力係数が小さくなった。揚抗比は翼幅 L とともに増加したが，その増加率は徐々に減少していた。なお，翼幅 0.25 m と 0.50 m のモデルで比較すると，その揚抗比

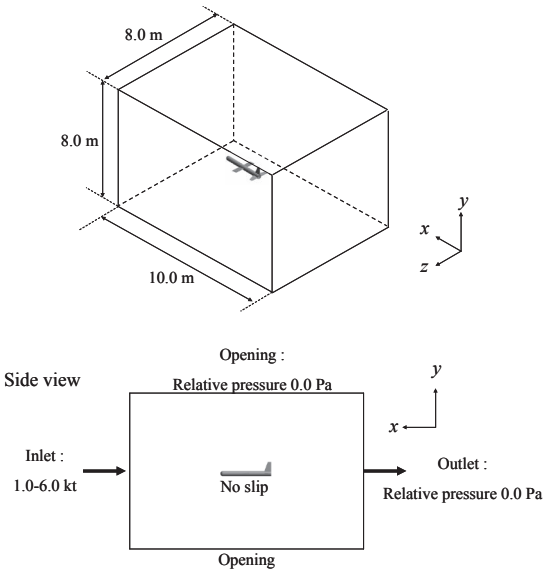


Fig. 3. Computational domain and boundary detail.

は約 1.6 倍になった。

次に，ANSYS CFX のポストプロセッサを用いて，曳航体周りの流線の可視化を行った。翼幅 L=0.25 m，流速 5.0 kt 時の結果を Fig. 4 に示した。曳航体周りの流れには大きな剥離は見られなかった。また周囲の流れもスムーズであったことから，本曳航体にかかる抵抗は小さく抑えられていたといえる。

曳航体深度の推定

方法

CFD で得られた曳航体の流体力を用いて，曳航体深度の推定を行った。推定には，松田 (1994 ; 2001) が示したトロール漁具に関する運動方程式の近似計算法を応用する。

ここでは，水平方向に x 軸，垂直方向に y 軸をとり，それぞれ曳航方向，頭上方向を正方向とする。ワイヤー

Table 1. Estimated hydrodynamic characteristics of the towed body.

Wing	Flow velocity (kt)	Drag force (N)	Lift force (N)	Drag coefficient	Lift coefficient	Lift-drag ratio
None.	1.0	0.85	−	0.6269	−	−
	2.0	3.18	−	0.5882	−	−
	3.0	6.93	−	0.5701	−	−
	4.0	12.02	−	0.5557	−	−
	5.0	18.33	−	0.5425	−	−
	6.0	25.78	−	0.5300	−	−
L =0.25 m	1.0	1.96	4.74	0.6403	1.5473	2.4164
	2.0	7.62	19.06	0.6210	1.5539	2.5024
	3.0	16.83	42.88	0.6097	1.5538	2.5483
	4.0	29.42	76.24	0.5995	1.5538	2.5916
	5.0	45.37	119.22	0.5918	1.5550	2.6278
	6.0	64.78	171.83	0.5868	1.5564	2.6526
L =0.30 m	1.0	2.21	6.54	0.6490	1.9168	2.9534
	2.0	8.61	26.20	0.6314	1.9212	3.0428
	3.0	19.05	59.00	0.6209	1.9227	3.0968
	4.0	33.31	104.91	0.6105	1.9231	3.1498
	5.0	51.47	164.02	0.6039	1.9241	3.1864
	6.0	73.67	236.27	0.6002	1.9249	3.2071
L =0.40 m	1.0	2.83	10.27	0.6914	2.5069	3.6257
	2.0	11.06	41.17	0.6752	2.5131	3.7222
	3.0	24.57	92.70	0.6666	2.5149	3.7726
	4.0	43.30	164.88	0.6607	2.5161	3.8080
	5.0	67.20	257.73	0.6563	2.5171	3.8352
	6.0	96.25	371.06	0.6528	2.5166	3.8551
L =0.50 m	1.0	3.50	14.13	0.7314	2.9555	4.0411
	2.0	13.72	56.64	0.7174	2.9614	4.1279
	3.0	30.55	127.56	0.7098	2.9640	4.1756
	4.0	53.89	226.94	0.7044	2.9662	4.2112
	5.0	83.64	354.80	0.6996	2.9679	4.2421
	6.0	119.66	511.15	0.6951	2.9693	4.2717

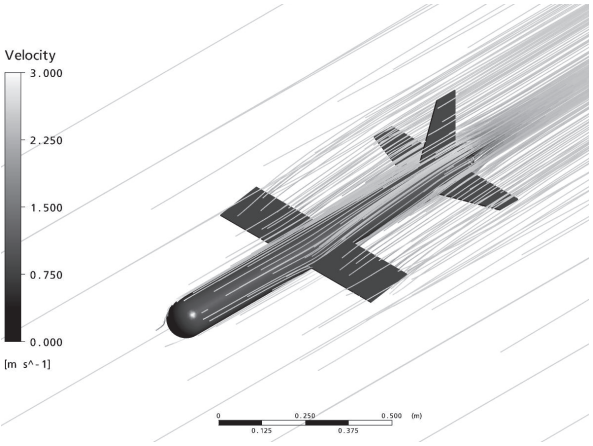


Fig. 4. Streamline around the towed body.

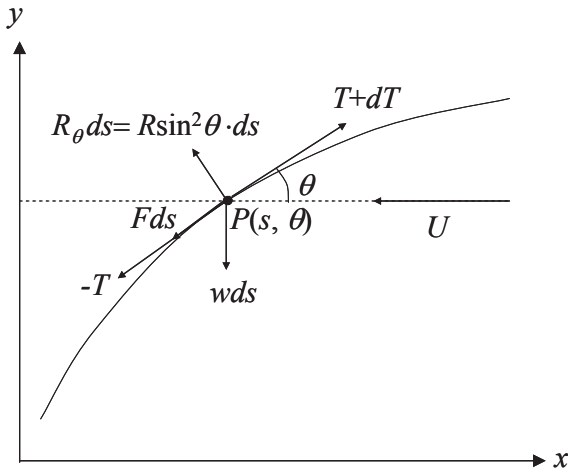


Fig. 5. Equilibrium of force on linear element.

に沿って曲線座標をとり，任意の点 $P(s, \theta)$ における微小長さ ds に働く力について考える (Fig. 5)。接線成分，法線成分の力の釣り合いから以下の釣り合い方程式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{dT}{ds} &= F + w\sin\theta \\ T\frac{d\theta}{ds} &= R\sin^2\theta + w\cos\theta \\ \frac{dx}{ds} &= -\cos\theta \\ \frac{dy}{ds} &= \sin\theta \end{aligned} \tag{1}$$

ただし，w を単位長さ当たりのワイヤーの水中重量，T を点 P におけるワイヤーの張力，θ を点 P におけるワイヤーの傾角とする。また，R，F はそれぞれ単位長さのワイヤーに働く流体力の法線方向成分，接線方向成分で，以下の式から導かれる。

$$R = \frac{1}{2}\rho U^2 C_D d \tag{2}$$

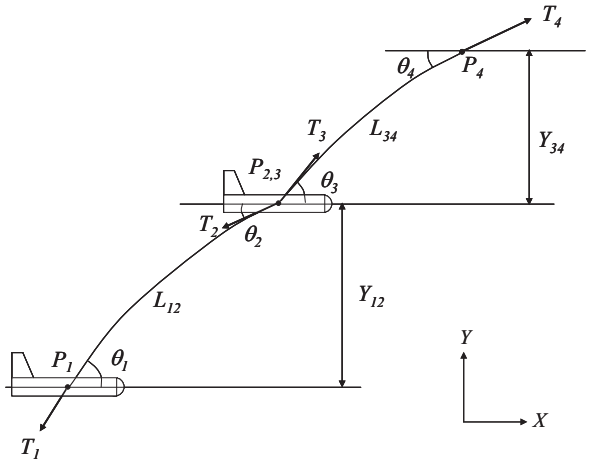


Fig. 6. Schematics of prediction method of towing depth.

$$F = \frac{1}{2}\rho U^2 C_f d \tag{3}$$

ここで，ρ を流体の密度，U を流速，d をワイヤー径とする。また，C_D はワイヤー断面の抗力係数，C_f はワイヤーの摩擦抵抗係数で，ここでは $C_D = 1.06$，$C_f = 0.03$ とした (松田，1994；小寺山ら，1989)。

ここで，w と F をワイヤーに働く流体力の法線成分 R と比べて十分に小さいと仮定して，$w = 0$，$F = 0$ を (1) 式に代入し，初期条件 $\theta_0 = \pi/2$ のもと解くと，以下の一般解が得られる。

$$\begin{aligned} T &= T_0 \\ s &= -k\cot\theta \\ x &= k(\mathrm{cosec}\theta - 1) \\ y &= k\ln\tan\frac{\theta}{2} \end{aligned} \tag{4}$$

ただし，T_0 を始点の張力，$k = T_0/R$ とする。

ここで，Fig. 6 に曳航体深度計算の概念図を示す。(4) 式で，CFD 解析で推定した下段曳航体の流体力 T_1 を T_0 に代入する。また，始点の傾角 θ_1 は以下の式から求められる。

$$\theta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{T_{1x}}{T_{1y}}\right) \tag{5}$$

ただし T_{1x}，T_{1y} はそれぞれ T_1 の x，y 方向成分を示している。ここで，ワイヤー長さ L_{12} が既知なので，以下の式から曳点 P_2 おける傾角 θ_2 が求められる。

$$L_{12} = s_2 - s_1 = k(\cot\theta_2 - \cot\theta_1) \tag{6}$$

変形して，

$$\theta_2 = \cot^{-1}\left(\frac{L}{k} + \cot\theta_1\right) \tag{7}$$

以上から，下段曳航体から上段曳航体までの垂直距離 Y_{12} は以下の式によって算出される。

$$Y_{12} = y_2 - y_1 = k \ln \frac{\cot\frac{\theta_2}{2}}{\cot\frac{\theta_1}{2}} \quad (8)$$

その後，第二近似式として，P_2 おける張力 T_2 を以下の式から求められる。

$$T_2 = T_1 + FL_{12} + wY_{12} \quad (9)$$

下段曳航体から上段曳航体の区間の計算の後，算出した T_2 に CFD 解析で推定した上段曳航体の流体力を加えこれを T_3 とし，(4) 式で $T_0 = T_3$ とする。以上から上段曳航体 (P_3) から曳点 (P_4) の区間に対して (5)〜(9) 式を用いて同様の計算を行い，上段曳航体から曳点までの垂直距離 Y_{34} を算出する。なお，計算ではホースを取り付けず，曳航ワイヤーのみを取り付け曳航した場合を扱う。

結果

深度の推定値を Fig. 7 に示した。予測深度は上段曳航体，下段曳航体共に，曳航速度が 2.0 kt を越えたあたりから急激に浅くなっていた。また，5.0 kt 時の予測深度は上段曳航体で 12.51 m，下段曳航体で 32.42 m となり，下段曳航体は想定した速度範囲 2.0〜5.0 kt で 20.0 m 以上の深度に達していた。以上の結果をもとに曳航体の実機を製作し，海上実験を行った。

海 上 実 験

方法

実験は 2010 年 10 月 23 日〜25 日，11 月 4, 5 日に，北海道大学水産学部練習船「おしょろ丸」において計 5 回行った。実験では曳航体を舷側の観測用ブームを用いて投入した。Table 2 に各日の実験条件を示した。曳航速度は 1.0〜10.0 kt とし，ワイヤーの長さは，10 月 23 日〜25 日は各区間 25.0 m，11 月 4, 5 日は曳航点から上段曳航体までの区間 (L_{34}) を 32.0 m, 上段曳航体から下段曳航体まで (L_{12}) を 25.0 m とした。実験はホースを取り付けた場合と取り付けない場合の両条件について行い，ホースを取り付けて曳航した場合には，ワイヤーとホースをビニールテープによって束ねた。実際に製作した曳航体システムの様子を Fig. 8 に示した。なお，採水用ホースには径が 18.0 mm (フッ素樹脂 (ETFE) 製) のものを用いた。

水中曳航体の曳航時には，曳航体胴体の上部中央に水深ロガー (MDS-V，JFE アレック) を取り付け，曳航体の深度の計測を行った。また，曳航体の水中姿勢が傾いても採水には大きな問題は生じないものの，抗力の増加等が懸念された。そこで水中姿勢の評価のために，下段曳航体にピッチ角を計測するためのロガー (DST Pitch & Roll, Star-Oddi) を合わせて装着した。なおピッチ角は，曳航体の頭部が上に傾く場合を正，下に傾く場合を負とした。データのサンプリング間隔はともに 1.0 s とした。

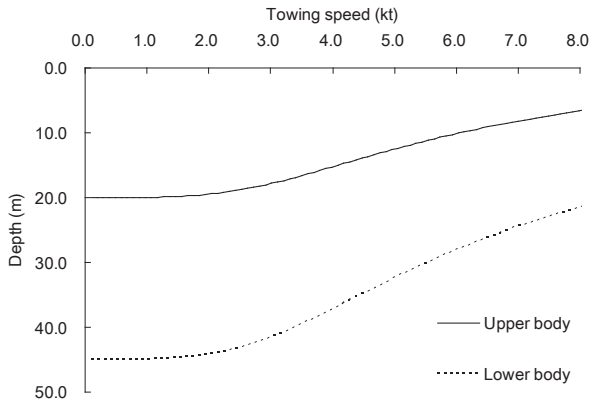


Fig. 7. Predicted towing depth.

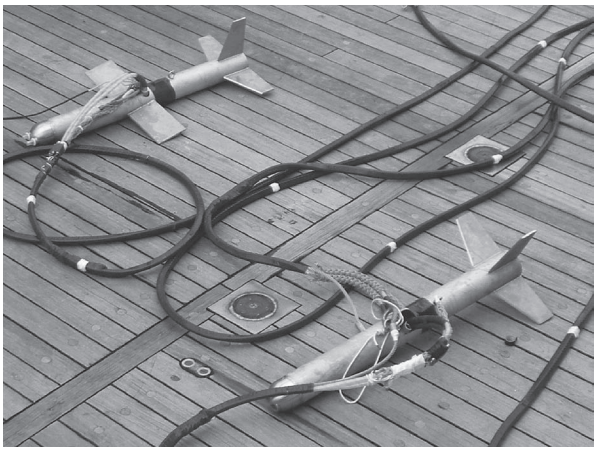


Fig. 8. Actual equipment of the towed body system.

Table 2. Experimental condition.

Date	Condition	Towing line length (m)		Towing speed (kt)
		Length of L_{34}	Length of L_{12}	
2010/10/23	Without hose	25.0	25.0	1.0〜6.0
2010/10/24	With hose	25.0	25.0	1.5〜7.0
2010/10/25	With hose	25.0	25.0	1.0〜4.0
2010/11/04	With hose	32.0	25.0	1.0〜5.0
2010/11/05	Without lower body and hose	32.0	—	1.0〜10.0

結果

海上実験における深度の計測結果と深度の推定結果を Fig. 9 に示した。ホース無し条件の実測値と深度の推定値を比較すると，両者はおおむね一致していた。ただし，推定値と比較して 2.0 kt 以下では実測値の深度が大きく，それ以上の速度では予測値の深度が大きくなった。ホース有り条件では，1.0 kt 以上の曳航速度で急激に深度が浅くなっていた。また，ホース無し条件の結果と比較して，ホースを取り付けたことによって深度が 60% 近く浅くなっていた。なお，ホース有り条件の結果では，下段曳航体は曳航速度が約 3.2 kt のときに深度が 20.0 m に達した。

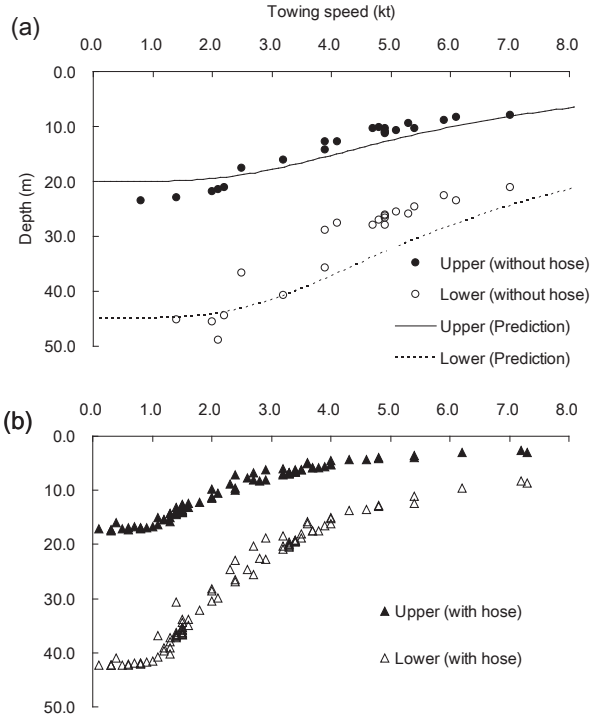


Fig. 9. Towing depth of the towed body, (a) : without hose and prediction, (b) : with hose.

下段曳航体のピッチ角の計測結果を Fig. 10 に示した。ほぼ全ての結果においてピッチ角は負の値を示し，曳航体はその頭部を下に向けていることが分かった。また，曳航速度が大きくなるほどピッチ角も大きくなっており，その最大値は約 15° であった。なお，10 月 25 日に行った実験では試験的に採水を試みたが，姿勢に関わらず問題は生じなかった。

考　　察

曳航体について，CFD 解析の結果から本システムで用いた曳航体の抵抗は小さく抑えられており，大きな剥離も起こっていなかった。よって，本研究で用いた曳航体形状は妥当であったと考えられる。深度の推定値とワイヤーのみで曳航した場合の実測値を比較すると，その値はおおむね一致した (Fig. 9)。よって CFD 解析による曳航体の流体力推定値も妥当であったといえる。ただし 2.0 kt 以上の速度域では，推定値と比較して実測値は小さくなった。これについて，実験値から最小二乗法を用いてワイヤー断面の抗力係数を求めたところ，その値は 1.29 となった。以上から，実測値との差はワイヤー断面の抗力係数を低く見積もっていたために表れたと思われる。また，ピッチ角の計測結果 (Fig. 10) から，下段曳航体はその頭部を若干下に向けていた。これは，ワイヤーの傾角によっ

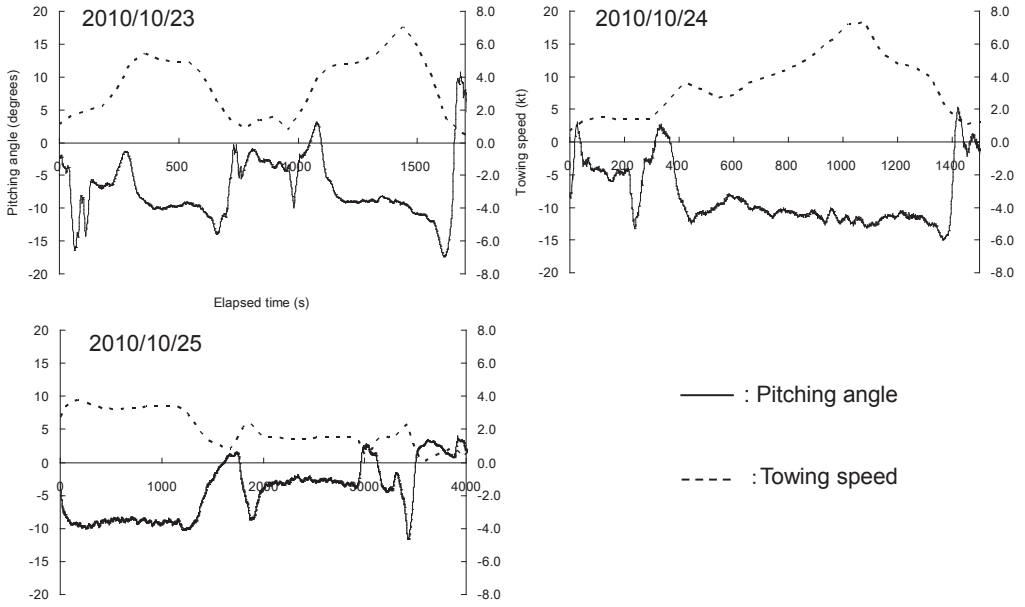


Fig. 10. Measured pitching angle of the towed body in the experiment.

て生じたものと考えられる。今後は曳航体を水平に保つために，曳航速度，ワイヤーの傾角といった曳航条件を考慮し，重心位置に対する曳点位置の微調整を行う必要があるだろう。

海上実験の結果においてホースの有無による深度を比較すると，ホースを取り付けることで深度は 6 割近く減少していた。そこで，曳航体システムの沈降力を増加させるために，ホース，および曳航体の仕様について再検討を行い，適切な条件を求めるためにシミュレーションを行った。

ホース径

曳航体の重量を 65.0 kg として，ホース径 (現行 18.0 mm) を 20.0 mm まで変化させた場合についてシミュレーションを行った。ホース径を改変した場合のシミュレーション結果を，深度の等値線図として Fig. 11 に示した。

シミュレーション結果から，ホース径を小さくすることで曳航体の深度は急激に増加していた。想定した最大曳航速度 5.0 kt において，下段曳航体の深度が 20.0 m に達したのはホース径を 8.0 mm にしたときであった。また，ホース径を従来の半分 (9.0 mm) にすると，約 4.7 kt で深度が目標値の 20.0 m に達し，基準形のモデルより 1.5 kt 速い曳航速度で運用できるという結果が得られた。

曳航体の仕様

ホース径を 18.0 mm として，曳航体重量を 50.0 kg から 200.0 kg まで変化させた場合についてシミュレーションを行った。曳航体重量を変化させた場合のシミュレーション結果を Fig. 12 に示した。

シミュレーション結果から，ホース径を変化させた場合と比較して顕著な深度の増加は見られなかった。また，曳航体重量が 100.0 kg のとき 4.0 kt，150.0 kg のとき 5.0 kt で深度が 20.0 m に達していた。以上から，ホース径を変えずに 5.0 kt で運用しようとするとき，基準形の曳航体

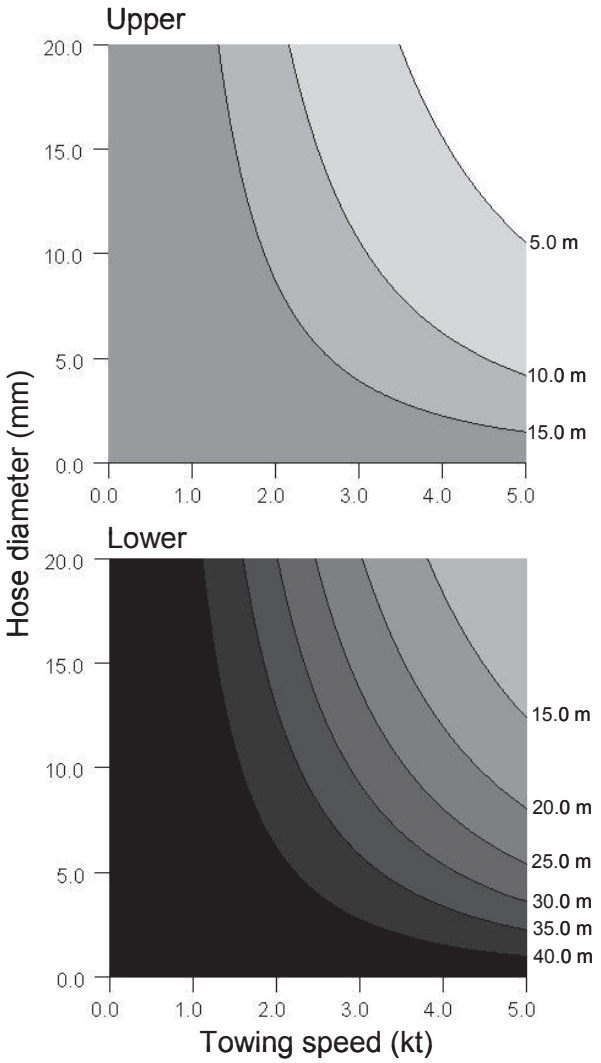


Fig. 11. Simulated towing depth with speed where the hose diameter is modified.

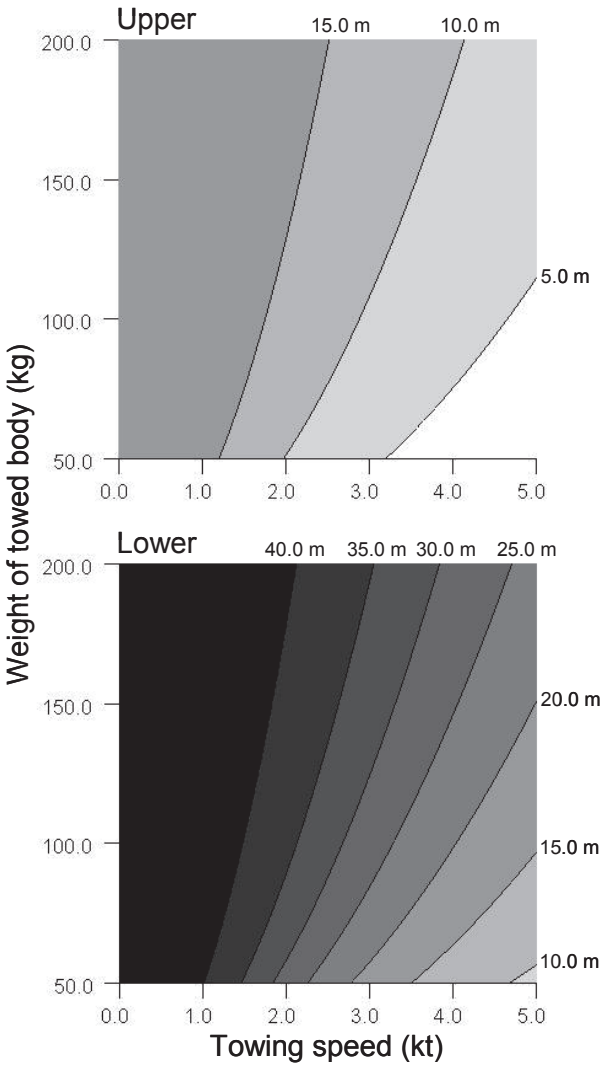


Fig. 12. Simulated towing depth with speed where the weight of towed body is modified.

(65.0 kg) の約 2.3 倍の重量が必要だといえる。

結　　言

本研究では，曳航体の設計に CFD 解析を用いて適切な曳航体形状を提案した。また，システムの深度推定，それをもとにした実機による海上実験を行い，採水用曳航体システムを開発することが出来た。加えて，より効率的な採水のために各設計条件についてシミュレーションを行った。その結果，ホース径なら 8.0 mm に，曳航体重量なら 150 kg にすることで，5.0 kt で曳航しながら下段曳航体を目標深度に到達させることが出来るという結果が得られた。

本研究における採水用曳航体システムは，簡便に運用できることを想定しているため，重量が従来の 2 倍以上になることは好ましくない。これに対しホース径を改変する場合，径を 8.0 mm にすることで，現在の重量のまま想定した最大曳航速度 5.0 kt で目標深度を得ることができる。しかし，ホース径を小さくすると当然その内径も小さくなるため，採水量の減少が懸念される。今後は，必要な採水量を考慮して，出来るだけホース径を細くする，あるいはホースの抵抗を軽減する工夫を行うことで，より効率的な採水用曳航体システムの提案を行っていく予定である。

謝　　辞

海上実験にご協力いただいた北海道大学水産学部練習船「おしょろ丸」の乗組員はじめ関係各位に深く感謝する。なお，本研究は科学研究費補助金 (基盤 (A) 22241001)「海洋の気体交換フィードバックシステムと生物生産応答に関する研究」の一部として行われた。

文　　献

Watanabe, Y.W., Ishida, H., Nakano, T. and Nagai, N. (2005) Spatiotemporal Decreases of Nutrients and Chlorophyll-a in the Surface Mixed Layer of the Western North Pacific from 1971 to 2000. *Journal of Oceanography*, **61**, 1011–1016.

Watanabe, Y.W., Shigemitsu, M. and Tadokoro, K. (2008) Evidence of a change in oceanic fixed nitrogen with decadal climate change in the North Pacific subpolar region. *GEOPHYSICAL RESEARCH LETTERS*, **35**, L01602.

Watanabe, Y.W., Nishioka, J., Shigemitsu, M., Mimura, A. and Nakatsuka, T. (2009) Influence of riverine alkalinity on carbonate species in the Okhotsk Sea. *GEOPHYSICAL RESEARCH LETTERS*, **36**, L15606.

今村正裕・立田　穣・杉戸俊一 (2002)　マングローブ水域と林内堆積物における微量温暖化ガス (N_2O) の挙動．海岸工学論文集，**49**, 1366–1370.

矢野真一郎・多田彰秀・田井　明・矢野康平・井村一樹・藤原竜二 (2010)　水俣湾における高頻度な水銀採水調査による微量水銀輸送量の測定．土木学会論文集 B2 (海岸工学)，**66**, 961–965.

安藤春夫・山崎正夫 (2000)　新たな同時多層採水器の開発．水環境学会誌，**23**, 238–242.

Kaneko, A., Gohda, N., Koterayama, W., Nakamura, M., Mizuno, S. and Furukawa, H. (1993) Towed ADCP Fish with Depth and Roll Controllable Wings and Application to the Kuroshio Observation. *Journal of Oceanography*, **49**, 383–395.

納谷美也子・上野康弘・毛利隆志・大島和浩・渡部俊広・藤田　薫・伊藤喜代志・岩崎和治・松尾康也・伊藤　寛・清水勇一 (2010)　サイドスキャンソナーを用いた中層トロールのサンマに対する採集効率の推定．日水誌，**76**, 658–669.

Thorpe, S.A., Hall, A.J., Packwood, A.R. and Stubbs, A.R. (1985) The use of towed side-scan sonar to investigate processes near the sea surface. *Continental Shelf Research*, **4**, 597–607.

Lavis, D.R., Forstell, B.G. and Purnell, J.G. (2006) Compact Waterjets for High-Speed Ships. *5th International Conference on High Performance Marine Vehicles*, Australia.

Jo, C.H., Yim, J.Y., Lee, K.H. and Rho, Y.H. (2012) Performance of horizontal axis tidal current turbine by blade configuration. *Renewable Energy*, **42**, 195–206.

松田　皎 (1994)　漁具力学の基礎．東京水産大学.

松田皎編著 (2001)　漁具物理学．成山堂.

小寺山亘・山北和之 (1989)　水中曳航体の運動と位置制御．運動性能研究委員会・第 6 回シンポジウム，111–152.