HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ホタテガイ垂下養殖施設用空気式浮沈装置に関する研究
Author(s)	松村, 一弘
Citation	MEMOIRS OF THE FACULTY OF FISHERIES HOKKAIDO UNIVERSITY, 47(2), 73-171
Issue Date	2000-12
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/21935
Type	bulletin (article)
File Information	47(2)_P73-171.pdf

Instructions for use

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

ホタテガイ垂下養殖施設用空気式浮沈装置に関する研究[1)]

松村　一弘[2)]

A Study on the Pneumatic Submersible System for Intensive Scallop Cultivation Hanging Facilities

Kazuhiro MATSUMURA

目　　次

Abstract ……75
1. 緒　　論 ……76
1-1. 研究の背景 ……76
1-2. ホタテガイの垂下式養殖施設における水深管理の特徴 ……78
1-3. 浮体の分類 ……79
1-4. 研究の構成 ……80
2. 水深管理作業と空気式浮沈装置の設計条件 ……82
2-1. 従来の水深管理方法と問題点 ……83
2-2. 新方式の水深管理方法と設計条件 ……87
3. 浮沈装置の浮力制御部 ……91
3-1. 浮力制御部の各機能 ……91
3-2. 水深調整弁 ……91
3-2-1. 水深調整弁の機能設計 ……91
3-2-2. 使用材料の選定試験 ……94
3-2-3. 排気ポート部の付着物試験 ……97
3-2-4. 水深調整弁の動作特性解析 ……99
3-3. 空気供給機とゴムホース ……112
3-3-1. 空気供給源 ……112
3-3-2. 空気供給機 ……113
3-3-3. ゴムホース ……113
3-4. 浮力制御部の機能試験 ……114
4. 浮沈装置の浮体部 ……117
4-1. 浮体部の検討 ……117
4-2. 浮体部の水中形状と浮力特性 ……118
4-2-1. 実験方法 ……118
4-2-2. 実験結果 ……121
4-2-3. 考　　察 ……123
4-3. 浮体部の浮力と運動特性 ……124
4-3-1. 理論的解析 ……124
4-3-2. 実験的解析 ……127
4-3-3. 実験結果 ……130
4-3-4. 考　　察 ……133

---

1) 北海道大学審査学位論文 (1999)
2) 北海道立工業技術センター (*Hokkaido Industrial Technology Center*)

4-4. 浮体部の係留特性の解析 ……133
4-4-1. 解析対象と支配方程式 ……134
4-4-2. 解析結果 ……134
4-4-3. 考　　察 ……138
5. 浮沈装置の実海域試験 ……139
5-1. 浮沈装置の仕様と水槽試験 ……139
5-1-1. 浮沈装置の仕様と浮力調節機構 ……139
5-1-2. 水槽試験 ……141
5-2. 耐久性と動作試験 ……142
5-2-1. 試験方法 ……142
5-2-2. 試験結果と考察 ……143
5-3. 実用規模試験 ……144
5-3-1. 試験方法 ……144
5-3-2. 試験結果と考察 ……145
5-4. 浮沈装置の開発結果 ……148
6. 総合考察 ……149
6-1. 浮沈装置と新方式の水深管理作業 ……149
6-1-1. 浮力制御部 ……149
6-1-2. 浮体部と係留系 ……152
6-1-3. 浮沈装置を用いた新方式の水深管理作業 ……153
6-2. 浮沈装置の応用 ……155
6-2-1. 定置網への適用事例 ……155
6-2-2. 他の養殖施設への適用事例 ……160
7. 結　　言 ……163
8. 摘　　要 ……165
9. 謝　　辞 ……168
10. 参考文献 ……169

Abstract

A new apparatus has been developed to improve operation safety and eliminate labour needed for trimming the vertical location of the main line used in forced scallop cultivation hanging facilities. The apparatus could be used instead of the present manner of adding floats to compensate for the lack of buoyancy caused by the growth of scallops. The apparatus is composed of a compressed air supplier on board, a rubber hose and a soft shell type float (air bag) with an open mouth on the bottom and within the characteristic air valve.

By remote controlling the air volume in the air bag with the air supplier on board, the main line can surface or relocate to designated depths. As expected, the system's function and durability proved gratifying during the trials in the water tank and the cultivation nursery.

Keywords: Submersible System, Saving labor, Fishing apparatus, Buoyancy control, Depth of water adjustment, Scallop aquaculture, Culture of hanging method

1. 緒　　論

1-1. 研究の背景

我が国の水産業は，「漁業就労者の減少」・「高齢化の進行」・「魚価の伸び悩み」・「資源水準の悪化」等によって，その産業競争力を急速に失いつつある。水産庁は，これらの構造的諸課題を「水産技術の新たな展開」として「漁業就業者の減少・高齢化に対するための省力化技術および経営危機を克服するための低コスト化技術」の開発と推進を以して解決しようとしている（農林統計協会，1995)。しかしながら，比較的経営基盤が脆弱な沿岸漁業であるホタテガイ養殖業の省力化の向上に関する技術開発項目は，この諸施策には見あたらない。現在のホタテガイ養殖業には，これらの施策に沿った新たな省力化技術に関する近代化が，流通改善と共に希求されている。

省力化とは「作業の手間や労力を省くこと」である。この定義から見ると，手間や労力を惜しまないのであれば，省力化は必要ないと結論される。しかし，それは省力化という定義だけを捉えただけであり，省力化が実現される過程から副次的に発生する効果を捉えていないからである。省力化が生み出す副次的効果は，省力化の過程から推察できる。省力化の過程は大きく2段階に分けることができる。最初は「作業工程の見直しによる工程改善」であり，次に「作業者の行っている作業を機械に置き換える自動化」である。前段の工程改善をするには，作業手順とそれに費やされる時間，作業者の能力，作業環境，使われている道具など作業内容について詳細に分類し，それぞれが作業にどのように関わっているか特徴を把握しなければならない。さらに，生産される対象物が持っている寸法や重さの範囲，温湿度，硬度などの性質についても把握する必要がある。これらを分析することで最適な人員配置や作業手順および作業環境などが解り，これを基に工程改善がなされ，作業の省力化が推進される。このとき，この分析の中で作業手順ごとの現状の技術を的確に捉えることができ，生産技術向上に必要な技術が明白となる。これが次段の作業を機械に置き換える自動化のための技術導入や技術開発につながる。つまり省力化を図ることは，生産に関わる諸技術全般を把握することにつながり，新たな技術導入や技術開発によって生産技術そのものの向上につながっている。一般に産業の近代化は，生産技術の向上によって発展してきた。一次産業である漁業も例外ではない。生産技術が向上すると生産コストが低減化し，製品の品質なども向上し，その結果として市場競争力が強まる。漁業における作業の省力化は，水産物に関することはもちろんのこと，漁獲や養殖方法などの多くの水産技術改善を根底として，さらに自動化技術が重なることで進展すると考えられる。

一方，ホタテガイ（*Patinopecten yessoensis*, Jay）の垂下式養殖は，北海道南部と東北地方沿岸で発展した集約的な海面養殖である（境，1975；日本水産学会編，1980；茶碗谷，1992)。この養殖方式は，中間育成で大量生産が可能となった殻長3 cm以上の稚貝を使うことができるようになった1968年頃から急速に進展した（日本水産学会編，1980)。この稚貝の量産化は，1965年に開発されたタマネギ袋の中に杉の葉を入れた天然採苗技術（境，1975；茶碗谷，1992）によって天然種苗が安定供給されるようになり可能となった。1970年以降，養殖施設の規模と漁場海面は年々拡大しており，たとえば平成5年度の北海道噴火湾においては，水深50 m以浅の区画漁業権設定海面全域に広がっている。当該海面の総生産量は12万tに達し，経営体数も1,236を数えている[1)]。このように順調な産業発展を遂げてきた本養殖業で

---

1) 北海道農林統計年報（水産編）平成5年，農林水産省北海道統計情報事務所

はあるが，宮澤ら(1994)の報告によると，近年のホタテガイ養殖業は過密養殖による量産化によって支えられており，その生産量を支えるべき労働生産性の向上は，のり養殖やブリ養殖のそれと比較すると頭打ちになっているとの指摘がある。こうした労働生産性の上昇を伴わない量産化は労働力の多投によって成り立っており，量産化に伴う人件費の増加と，過剰供給による生産物の市場価格の低落は，漁家経営を悪化させる主因になっている。労働力確保の困難と過密養殖による生産物の品質劣化は，当該漁業経営の弾力性を低下させ，近年の海洋環境の激変によるホタテガイの生残率の低下に重畳した重篤な問題となっている。

ホタテガイ養殖業における省力化は，人手を要する作業工程の多い陸上作業，および労働負荷強度と危険性の高い海上作業に関して行われてきた。前者の例としては，貝の選別装置や稚貝の孔開け装置の開発と応用がある。これらの機器は，ほとんどのホタテガイ養殖漁家に導入されており，その機械能力と経済性に関する分析も行われるようになった（浜田ら，1996, 1997a, 1997b；濱田ら，1999b)。後者の例は，作業船のクレーン，ドラムウィンチ，自動操船装置などによる省力化に顕著に見られる。特に，荷役機械であるクレーンやドラムウィンチを用いる海上作業の中に，本研究で着目する養殖施設の水深を維持管理する水深管理作業がある。当該養殖業の陸上と海上の作業工程は，個々のホタテガイを耳吊り方式によって垂下する当該養殖業の特性から派生したものである。このため，これらの省力化は生産効率の向上には決定的な役割を果たすものの，生産物自体の価値（付加価値）を増強する手段ではない。しかし，養殖対象であるホタテガイの成育に大きく関わる施設の水深管理作業は，最終生産物の品質と密接に関わる重要な管理作業である。この管理作業は養殖施設がホタテガイの成長や付着物増加により沈降するので，海中の幹綱を引き上げ作業船の舷側に固定した後，この重量増加に見合った浮子を，船縁から身を乗り出して中腰の姿勢で幹綱に取り付ける重労働である。また，この管理作業は垂下期間中，継続して行われる必要不可欠な基本的作業であることから，時化の中でも行わなければならない安全性の確保が困難な作業である。

海中における物体の浮沈作業には，荷役機械を作業船に装備し，その巻き上げ巻き降ろしによって物体を浮沈させる方法と，水中で発生する浮力を物体に与え，この浮力を変えることで浮上沈降させる方法がある。前者は機械力で物体を懸架する方法であり，機械力を鉛直に使うことで水中の物体をその方向に移動できる。その力学的基部は静止点の設けられない海上の作業船にあり，特殊船では船体中央部で物体を懸架するが，ほとんどの作業船では重心より外れた舷側から物体を懸架しているので，懸架物は荷重量とモーメント力として船体系に作用する（関西造船協会，1983)。このため，浮沈作業の最大能力は基部となる作業船の大きさ（積荷力・復元力）によって制約を受ける。つまり，作業船に対して引き上げ力が比較的小さいときは作業船の安定性を損なうことは少ないが，大きなときは懸架側に作業船が傾斜するとともに復元角余裕が小さくなって船体の排水量以下の物体でも懸架不可能となる。このため，大きな浮沈作業能力を必要とする場合，装備する荷役機械とともに作業船も大型化しなくてはならない。しかし，この方法による機械化は簡単に行え，装備したウィンチやクレーンなどは汎用性の高い搬送・荷役機械であることから，海事関連産業で広く使われている作業方法でもある。漁労作業では，投網や漁具の敷設と揚網や漁具の回収といった引き揚げ力を要する工程が主要作業である（漁船協会，1979)。養殖作業においては生け簀や施設などを沈めることや引き上げること，あるいは保持する作業が必須である。これらの作業の労力を軽減するために，揚網機や揚綱機が国内のほとんどの動力船に装備されている。また，海洋土木工事においても構造物の海底への設置・引き上げ・移動などで，漁業と同様に，物体を深度方向に移動や保持させる作業があり，大型バージによる大容量型荷役機械の導入による省力化

が進められてきた (日本造船工業会，1988)。

一方，後者の方法は物体に働く浮力自体を変えるため，作業船に積載不可能であるケーソンの移設作業など，大規模な海中構造物を敷設位置まで移動するときに用いられる手法である。ケーソンや硬式円筒型浮体のような圧気を充塡させられる容積部を持つ作業対象物の場合，この中に外部から強制的に送気し，浮力を増加させて浮上させることで見かけ上の「引き上げ」を行うことができる。また逆に，浮力室内の圧気を排出することで敷設時の沈下作業を行うことができる。原理的には浮力を増減させるために送排出する媒体は，水より比重の軽い物質であればよいが，海中に放出することもあるので，空気が一般的に用いられている。また，作業対象物がこのような気室を持たない場合には，補助浮体を取り付けて同様の効果を得ることができ，沈座船引き上げや海中で重量物を動かすリフターにその応用が見られる。しかし，舶用機器による引き上げに対して，操作対象毎に浮体や送排気回路を用意しなければならず，また引き上げ作業以外の汎用性に乏しいことから，漁業用装置としては普及していない。

ホタテガイ養殖業の水深管理作業に用いられている方法は前者であり，引き上げ能力のみを向上させようとすれば，作業船と設備の大型化が必要となる。この大型化は維持費や運転費などの経費を増大させるだけではなく，乾舷高さが増したり，養殖施設海面内での細やかな移動ができなくなるなど，水深管理作業にとっては不利な面も伴ってくる。作業の悪化を招くようであれば，前述したように省力化の定義と外れた内容となり，水産技術の向上には結びつかない。このため，水深管理作業に物体に与える浮力を変えることで浮上沈降させる方法を適用できれば，作業船と設備は現状規模そのままで作業の省力化を図ることができ，さらにはホタテガイの成長に適した育成水深を簡単な操作で維持できると考えられる。

本研究の目的は，海中の幹綱に施設の重量と浮力の差に見合った浮子を付加する現在の水深管理作業を，水深や浮力を調節できる装置 (浮沈装置) の開発と適用を通じて改善し，ホタテガイ垂下式養殖における海上作業の省力化と，海上労働安全性を向上させることにある。

1-2. ホタテガイの垂下式養殖施設における水深管理の特徴

垂下式養殖施設 (以下，施設) は，限られた海面を深度方向へも立体的に活用できることから，ひび建養殖や生け簀養殖と比較して単位海面あたりの生産量が大きく，筏式や延縄式など，各漁場の生産条件に合わせた種々な型式の施設として広く用いられている (境，1975；農業土木学会水産土木研究部会，1980)。

これまで，施設の物理的特性に関する研究が数多く成されてきた。係留策と緩衝浮子を拘束された質点の運動系としてとらえ，Morison の波力式から係留索張力を算出する施設設計方法を示した研究 (木村ら，1982)。施設の三次元波浪応答に関して三次元動揺解析モデルを誘導し，模型実験との比較や実在する施設に関するシミュレーションと観測値との比較などを行い，運動モデルの有効性を検証した研究 (松原ら，1983, 1985, 1987, 1988, 1989)。弾性カテナリー理論の近似理論である放物線カテナリー理論を用いて，浮体の最適係留解を求め，係留浮体の位置決めに関する知見を深めた研究 (今井ら，1989)。施設の設計と敷設において考慮すべき事項を，海底への固定部，係留索部，垂下物の養成部分，各要素の結合部分について整理し，設置海面の環境条件に合わせた検討を行う必要性を示した研究 (佐藤ら，1973, 1978, 1984)。この研究の中で，施設の幹綱は一定の水深で可能な限り強く張られるほうが，貝の育成のためには好ましいとしている (佐藤ら，1978)。しかし，水深管理作業のために幹綱を作業船の舷側に引き上げなければならないので，幹綱張力は主に作業船の大きさと装備によって決められており，必ずしも

生物の育成条件に叶う張力状態で用いられているわけではないことを指摘している。

このように，施設の物理的係留特性に関する課題は水産土木や海岸工学の研究として深められている。これに対して，施設の水深や振動といった物理的状態が，垂下生物の成育にどのような影響を与えているかについて言及した研究は僅少であり，貧栄養状態のホタテガイに振動を与えたときの実験的な検証(森ら，1974) や，施設の設置場所や設置方法，ホタテガイの成長量についての調査[1] などが見られる程度である。

他方，施設に垂下されているホタテガイの生存率や成長率に影響を与える主要因は，水温と飼料生物密度であると考えられている (水産北海道協会，1981)。このため，ホタテガイの成長段階に即して，これを最適な育成環境に維持する唯一的な方法が水深管理作業である。一般に，養成水深は幹綱に取り付けた浮子により保持されているが，幹綱はホタテガイや付着物の成長により次第に沈降する。このため，養殖期間中に常に養成水深を所期の水深に維持するためには，ホタテガイが結着されている養成綱を垂下している幹綱に，重量の増加に見合った浮子を付加する水深調節作業を頻繁に行わなくてはならないことになる。この作業は幹綱を作業船の舷側まで引き上げ，船縁より身を乗り出して中腰の姿勢で浮子の取り付けを行う重労働である (長町，1986；古賀ら，1992；安河内，1990；人間工学教育研究会編，1985) とともに，荒天時の海中転落や転倒事故 (木村ら，1983, 1984a, 1984b, 1989) および船体の転覆を伴う危険な作業でもある。さらに作業過程上，浮子を幹綱に取り付けるためには，垂下している養成綱を海面まで引き上げる操作が必要である。このため，ホタテガイの成長が阻害される 23°C 以上 (中西，1977；対馬，1989) まで表層水温が上昇する夏期には，当該作業が長期間実施できない場合も報告されている。

上述したように，従来の水深管理作業では，操業の都度に幹綱を舷側まで引き上げる操作が必要で，このことが作業状態に関する多くの問題の誘因となっている。機械化が進展して省力化が図られた当該作業ではあるが，船上機械の力量と船体規模の増強策だけでは，これ以上の改善は望めない。当該作業の改善には，これまでとは異なる原理に基づいた機械による作業の改編が必要であり，施設側に浮力調節機能を付与することが唯一的な選択肢となるだろう。

1-3. 浮体の分類

垂下重量の変わる施設の水深を幹綱を引き上げずに維持するには，浮子に変わる浮体を幹綱に取り付け，この浮体の浮力を任意に変えることで可能となる。よって，水深管理作業の省力化のために用いる装置には，浮力の制御が可能な浮体 (松村ら，1995) を導入しなければならない。

浮体の種類を材料別に大別すると，金属や硬質樹脂などが使われている硬式浮体と，軟質樹脂シートなどが使われている軟式浮体に分類できる。またさらに，それぞれが浮体内部と外部が遮断されている密閉型と，熱気球のように底部が開放され浮体内部と外部がつながっている底部開放型 (以下，開放型) に分けられる。つまり浮体は，密閉型硬式，開放型硬式，密閉型軟式，開放型軟式の 4 系統の種類に分類できる。

ホタテガイの垂下式養殖で使われている浮子は ABS 樹脂を球形にブロー成型したもので，ホタテガイ養殖施設以外のコンブ養殖や定置網などにも多用されている。この浮体は耐圧密閉構造で定容積・定浮力特性を持つ密閉型硬式浮体に分類される。類型の浮体としては，金属製の円筒形浮体や，発泡ウレ

---

[1] ホタテガイの出荷時調査結果および出荷前調査結果：渡島支庁北部水産普及所

タンを充塡した稠密浮体があり，漁業以外にも浮力構造体として海洋土木関係で古くから頻繁に利用されている型式の浮体である。この浮体は，浮力を調節することは不可能である反面，破壊水深までは一定の浮力と流体力を保ち，水深依存性の無い物理特性を持つ。球形の密閉型浮体の流体特性に関する研究は，静水中での加振実験による分析 (F. Oder ら，1964；吉原ら，1978, 1981) や，造波水槽による実験的解析 (岩田ら，1986, 1987, 1988b, 1989a, 1989b；水谷ら，1990) など，多数の報文がある。

開放型硬式浮体は浮体内の圧気量を増減することで浮力調節が可能である。浮力は水深の影響を受けて減少するが，付加質量項と流体抵抗力の変化は大きくない。円筒形浮体の運動は，浮遊式構造物の波浪応答の基本特性に関する研究 (渡辺ら，1978, 1979, 1981) や，没水円筒浮体の水中での自由運動に関する研究 (井島ら，1981) で解析されている。同型浮体の浮力を制御する研究例は，海洋土木工事のケーソンの移設作業 (神崎ら，1983, 1984) や，岩手県と海洋科学技術センターの地域共同研究によって製作された沈下人工式海底 (海洋科学技術センター，1991；洪ら，1998)，潜水圧気型浮き防波堤 (岩田ら，1988a) などに見られる。

密閉型軟式浮体は開放型硬式浮体と同様に，浮体内圧気量を変えることで浮力調節が可能である。浮体形状は所定水深の内圧気量 (容積) によって一意的に変化するため，浮力と各種流体力には水深依存性が認められる。また，浮体の浮上に伴った過度の内圧増加による破壊を伴うことがある。このような軟らかい材料で作られた浮体の研究例は，の空気潜袋群を使った波の遮断に関する解析 (上床ら，1983, 1984, 1991；井島ら，1986) に見られる。

開放型軟式浮体は密閉型軟式浮体と似た特性を持つが，水深変動による破壊は生じない。浮力と流体力は前者と異なる特性を示す。

これらの浮体分類によれば，本研究で求めようとする浮力を外部から制御できる浮体の型式は，開放型浮体が適していると考えられる。一方，ヒラメの浮沈式網生け簀やギンザケの深度調節式網生け簀などでは，開放型硬式浮体が用いられており (マリノフォーラム 21, 1988；小野，1970)，この型式の浮体を複数連通させた自動浮沈施設の提案 (木村ら，1976) もされている。しかし，本研究の対象とする水深管理作業に用いる装置の浮体としては，取り付けや取り外し，作業船への積み込み，未使用期間の収納性から，浮力を自由に制御できる開放型軟式浮体が適しているものと考えた。しかしながら，この浮体に関する浮力特性や流体力特性に関する調査および実用例は見あたらず，装置設計から実用性の検証に至る研究開発を実施する必要が生じた。

1-4. 研究の構成

作業の省力化を図る場合に様々なアプローチが考えられるが，作業工程改善やそれに伴う機器の機能・性能を決定するには，先ず現行の作業内容について特徴を把握しなければならない。第 2 章では，現行の水深管理作業の実地調査から，当該作業の規定要因を分析し，改善点を明らかにした。その唯一的な解決方法として，浮力調節機能を備えた浮沈装置を用いた水深管理作業を提案し，この浮沈装置が満たすべき仕様を実地調査から決定した。特に水深管理作業では幹綱の引き上げ工程に多くの問題点が認められたために，新たな作業工程では幹綱の引き上げを要しない作業内容に改編した。また同時に，本方式による水深管理作業の実現に必要な浮沈装置の設計条件を，従来型施設における作業研究の結果に基づいて設定した。

第 3 章では浮力制御部の構成要素の仕様を決定するために行った実験と解析の結果について述べ，各部の機能と動作が第 2 章で設定した設計条件を満たすことを確認した。最初に，本浮沈装置の浮体の浮

力を船上から圧縮空気で制御するために，特殊弁の開発を行った。弁の動作機序を圧力状態に関して定め，これを実現するための複合弁体の基本設計を行い，所定水深における圧力状態を再現した室内試験によって，弁体の設計許容範囲の確認を行った。次に，使用金属材料の耐蝕性試験と，プラスチック材料の含水による寸法安定性試験を通じた検討を行った。同時期に，付着汚損生物が機構部に付着して弁体を誤動作させることを想定した生物付着試験も実施した。最終的に，試作した弁の応答特性に関する実験と力学的運動解析を行い，その安定作動領域を求めた。この特殊弁の仕様から他の構成要素であるゴムホースと空気供給機の仕様を決定し，各部の試作と作動特性の検討を行った。

第4章では第2章で定めた設計条件を基に浮体部の仕様を定め，圧縮空気による浮力変化を可能とする浮体特性を明らかにした。設計条件に適した浮体を選定した結果，開放型軟式浮体（以下，エアバッグ）を採用した。エアバッグは鉛直方向に制御し，波浪場中に静置することになる。しかし，水圧の変動が浮体内圧気容積を変化させることから，本型式の浮体による係留特性には強い水深依存性が現れる。このような浮体の物理的特性を得るために2系統の実験を行った。一つは浮体の浮力と形状の関係に関する相似模型を用いた静的実験であり，他は浮体の鉛直運動に関する流体力特性を知るための加振実験である。最終的に，得られた浮力特性と流体力係数を用いた垂下施設の係留特性を，従来型施設とエアバッグを装着した施設とのシミュレーションから比較検討した。

第5章では新方式の水深管理作業の実現性について，開発した浮沈装置を用いた各種試験から検討を加えた。浮沈装置全体の製作を行い，水槽試験でその動作確認試験を行った。次に，本装置の耐久性と動作確認および新方式の水深管理作業の実現性について，北海道噴火湾と青森県陸奥湾の養殖施設を利用した小規模な実海域試験を1養殖期間行った。さらに，省力化効果と養成物の成長に対する影響の有無を確認するために，従来方式の施設と浮沈システムによる新型施設に対する実規模での比較を，青森県陸奥湾で実施した。この結果，浮沈装置を用いた新方式の水深管理作業は，作業構成の本質的変更によって省力化と作業安全を向上させ得る体系に再編されており，生物育成にも悪影響の無いことが証明された。

第6章では総合考察として，開発した空気式浮沈装置と新方式の水深管理作業についてまとめ，実海域試験などから得られた本浮沈装置の特徴を生かした産業への応用性について検討した。

第7章では以上の内容から得られた浮沈装置の実用性とその展望について延べ，本研究を総括する。

2. 水深管理作業と空気式浮沈装置の設計条件

ホタテガイの垂下式養殖施設の構造や水深管理作業に関する調査を，北海道噴火湾の茅部郡森町において 1988 年に実施した。海上作業の分析の結果から，従来作業の技術的ボトルネックを特定し，この課題点を解決し得る新方式の水深管理方法を提案した。本章ではさらに，この新方式の水深管理作業を実現するために必須となる浮沈装置の設計条件の設定を行い，次章以降で展開する本装置の開発範囲を規定した。

調査年度である 1988 年の北海道噴火湾のホタテガイ養殖生産量は，北海道全体の 88% を占める 95,868 t，同じく経営体数も 68% を占める 1,919 であった[1]。特に湾内の茅部郡森町は，経営体数，生産量がそれぞれ 277 と 20,715 t と養殖勢力がもっとも高い。Fig. 1 に示したように 1997 年においても，森町の漁種別経営体数の 75% を占める 225 がホタテガイ養殖業の経営体数であり，生産量も 23,177 t を維持している[2]。このような傾向から，森町は湾内で最もホタテガイ垂下養殖が盛んな地区であり，安定的な漁家経営が成り立っていることから，養殖技術と生産管理技術もまた成熟していると考えられた。このため，当該養殖作業の調査対象として森町は最適な養殖地帯である。

Fig. 2 は噴火湾で使用されている垂下養殖施設の模式図である。この施設では，Fig. 3 に示すように本養成のホタテガイをテグス類[3] によって養成綱に取り付けて，Fig. 2 の 4 のように同図中の 1 に示す幹綱に垂下して養殖が行われている。幹綱の設置水深は，Fig. 2 の 3 に示す海面上の浮子と同図中の 1 に示す幹綱との間のロープ長さで，微少な浮力範囲で調整することも可能である。しかし，ホタテガイや付着物の重量増加に見合う浮力は，専ら幹綱に等間隔に取り付けた同図の 5 に示した「増し玉 (追加浮子)」

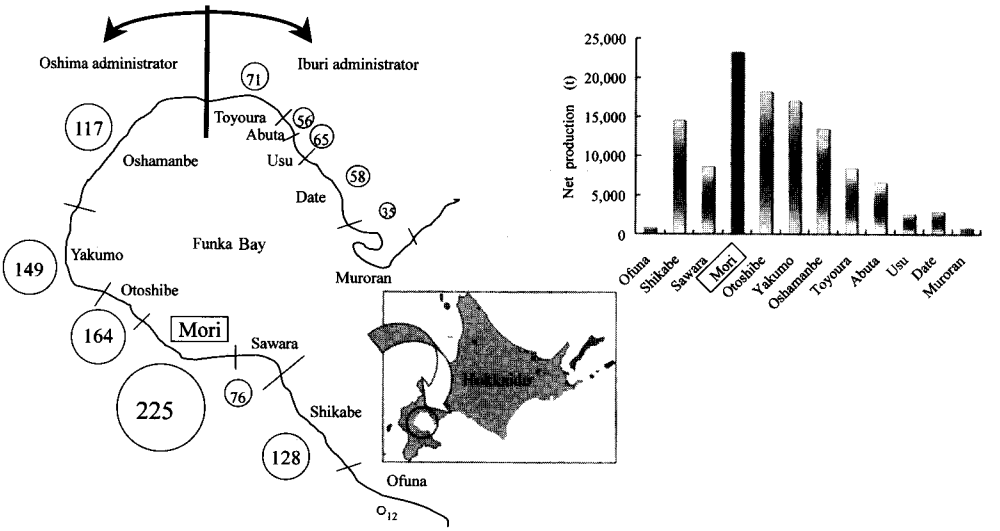

Fig. 1. Number of scallop aquaculture management units in a fishermen's union around Funka bay in 1997.

---

1) 北海道農林水産統計年報 (水産編) 昭和 63 年，農林水産省北海道統計情報事務所
2) 北海道農林水産統計年報 (水産編) 平成 9 年，農林水産省北海道統計情報事務所
3) プラスチック製のピン類の使用もある。

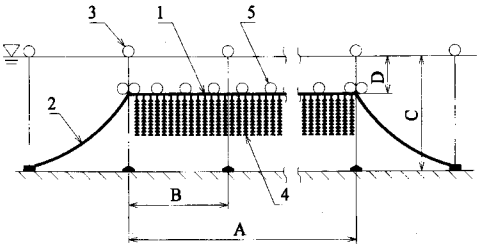

Fig. 2. Facilities to the forced scallop cultivation for an example.
1: Main line, 2: Anchor line, 3: Marker buoy, 4: Hanged scallops, 5: The buoy kepping on buoyancy. A: 50～300 m, B: 12～25 m, C: 20～50 m, D: 8～15 m.

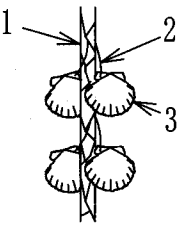

Fig. 3. Typical attachment condition of scallops by ear hanging methed.
1: Cultivation rope, 2: Nylon line, 3: Scallop.

の数を増減することによって維持される。このため増し玉の着脱による水深管理作業は，施設保持と貝の生育に欠かせない通年的な主要作業工程となっている。

2-1. 従来の水深管理方法と問題点

Fig. 4 は，森町における平均的な作業船を示したものである。森町の 1997 年における磯周りの船外機船を除く動力船勢力は 5 t 以上 10 t 未満に集中しており[1]，本船のクラスは，標準的なホタテガイ養殖で使用されている作業船と考えられる。当該地区地先のホタテガイ養殖施設の設置分布を Fig. 5[2] に示す。このように区画海面はほぼ全面，養殖施設で占有されているため，施設の乗り入れと作業は 10 t 以上の大型船では不可能に近い。水深管理作業の工程区分と時間および垂下物の経時的重量変化に関する状態を知るために，1988 年 3 月～4 月にかけて養成棚を 5 基所有する森町の平均的経営規模の漁家 2 軒に対する聞き取りと，VTR による作業分析を実施した。以下の結果は，各漁家の 4 回分の操業から得られた平均的な観測値である。

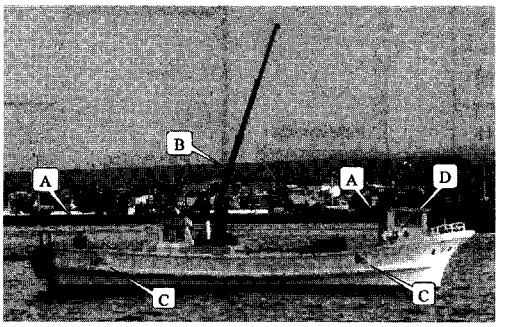

Fig. 4. Typical working ship for the scallop cultivation in MORI (7.8t, 60HP, FRP).
A: Vertical type capstan dram, B: Multistage telescopic motion cran, C: Main line guide with spur gear shape, D: Net hauler drum with a guide on the top.

---

1) 平成 9 年度森町現勢，森町企画統計係
2) 森漁業協同組合提供 (1994 年)

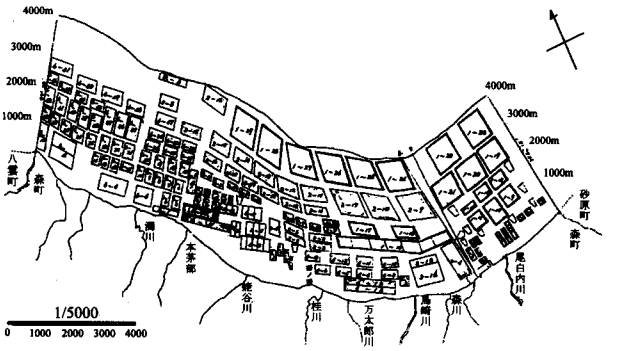

Fig. 5. Layout of sectors for the scallop cultivation in MORI area.

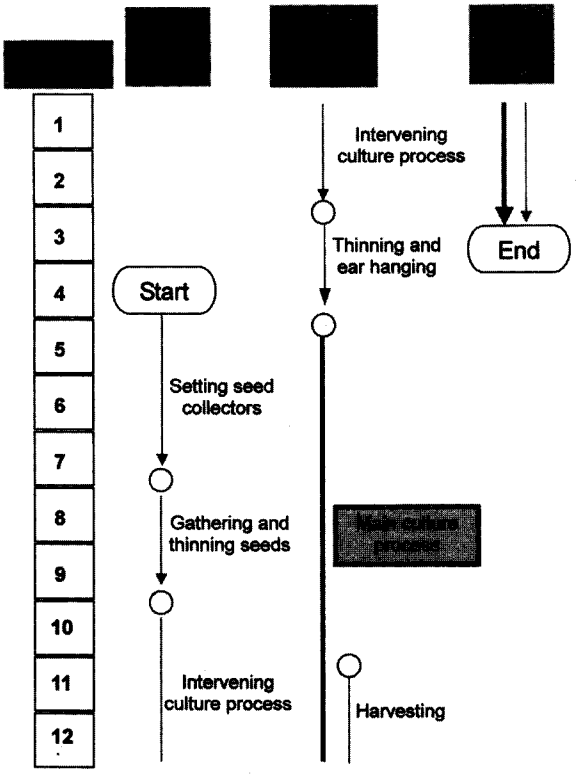

Fig. 6. Annual work schedule of a scallop aquaculture body by the ear hanging method (ie., Funka bay area at Hokkaido).

養成施設1基当たりの幹綱長さは200 mで，水深8～15 m付近に展張されており，養成綱はこの幹綱に0.25 m間隔で取り付けられていた。養成綱1本の長さは約12 mで，ホタテガイが250個程度耳吊りされ，水中重量9.8 Nの沈子が取り付けられていた。Fig. 6に示す稚貝採集から分散までの期間では養成綱1本の水中重量は29.4 N，出荷時の平均水中重量は117.6 Nであった。この結果から，付着物も含む幹綱1本当たりの水中重量は，耳吊り仕立て直後23,520 Nであったものが，11ヶ月後の収穫期にはその約4倍

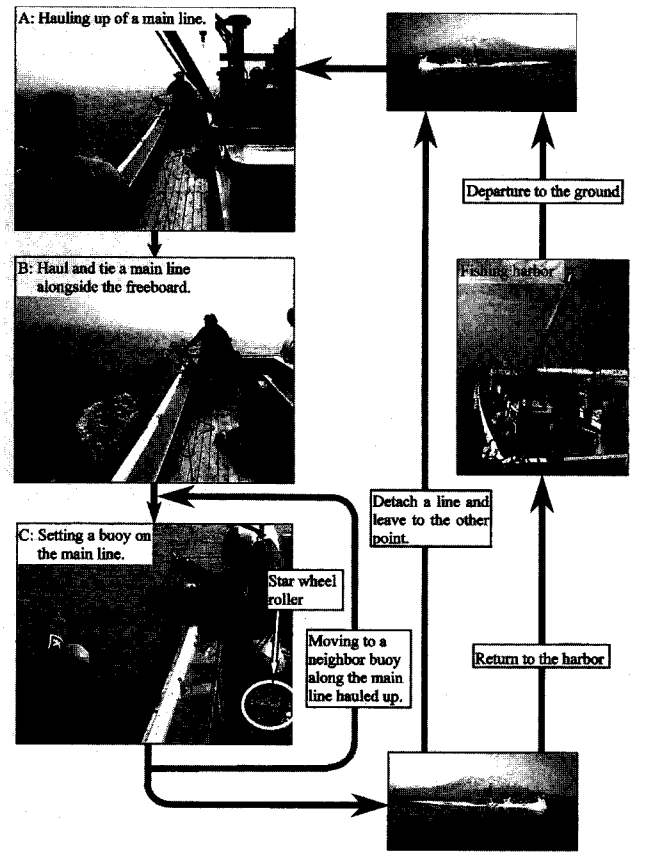

Fig. 7. Conventional work flow for keeping the facilities on the depth.

の 94,160 N となり，養成期間における垂下重量の増加は 70,560 N になることが分かった。この経時的な重量増加に伴い，作業者は適宜約 260 個の浮子（直径 390 mm，浮力 274.4 N）を順次幹綱に追加しながら，養成棚の水深を維持管理することになる。調査対象漁家は養成棚を 5 基所有していたので，浮子の追加取り付け総数は，年間 1,300 個程度になることが分かった。

水深管理作業の工程分析の結果を Fig.7 に示す。施設到着後に作業者は海面上に浮かんでいる Fig. 2 の 3 に示す浮子の浮き沈みの状態を観察して，増し玉を行う箇所を探し，Fig. 7 の A に示すように，当該箇所の幹綱をフックの付いたロープによってドラムウィンチまたはクレーンで巻き上げる。引き上げた幹綱は同図 B のように舷側に用意したロープで固縛する。このとき，同図 C にあるような舷側に取り付けて使う「てぼよけローラ」と呼ばれるスプロケット状の V 型ガイドを通して，幹綱をブルワーク高さまで引き上げることもある。幹綱を海中から引き上げ舷側に固縛する作業に要する時間は約 6 分である。次に作業者は幹綱引き上げ作業を開始するときに確認した，幹綱の沈下状態が解消できると思われる個数の浮子を，幹綱づたいに船を移動させながら同図 C に示すように取り付けていく。このとき，作業者は図のように，船縁から身を乗り出して中腰の不安定な姿勢で，幹綱に浮子を固縛しなければならない。この作業の浮子 1 個当たりに要する取り付け時間は約 1 分である。取り付け後，舷側に固定してある幹綱を作業者は約 1 分で解き放つ。さらに水深調節が必要な箇所へ船を移動して，A～C の作業を行

い，施設全ての水深調節を終えて帰港する。港から施設までの出船・帰港工程中の時間を除き，水深管理作業の主体行程であるA～Cの作業に要する延べ作業時間は，年間に追加する浮子の個数の1,300個から，約170時間であると推定された。浮子の個数に比較して作業時間が長い理由は，作業ごとに幹綱を海面まで引き上げること，施設1基当たりの水深調節箇所が幹綱全長にわたって散在していること等によるものである。もちろん，付着物が多ければ浮子の取り付け個数は多くなり，延べ作業時間もこれに比例して長くなる。

この水深管理作業について，幹綱引き上げに関わる点と，作業姿勢に関わる点に分けて以下のように問題点を整理した。

(1) 幹綱引き上げに関わる点

区画海面に散在する幹綱の全長にわたって，適当な間隔で浮子を追加取り付けするために，頻繁な幹綱の引き上げや浮子の取り付けおよび移動を繰り返すため，当該作業の時間当たりの生産性は低位にある。

幹綱を引き上げたとき，作業船は施設に係留されたFig. 7のBの状態となる。このとき，船体は幹綱を海面上に引き上げておくための浮力体として作用することから，引き上げ力の反力として現れる係留力の増加を受ける。作業船は幹綱の引き揚げ舷側に傾斜して静的平衡状態となるが，潮流や波浪が作用する上，係留系との連成運動による拘束力の動的変化によって，船体は極めて不安定に置かれる。したがって，Fig. 7のCに示す浮子の取り付け作業は，船体が傾斜し，復元力と余剰傾斜角が低下した状態で行われることになり，波浪環境によっては作業者の海中転落や作業船の転覆の危険性を孕んでいる。事実，近隣海面においてクレーンによる引き上げ作業中に作業船が転覆し，乗組員が行方不明となる海難事故が連続して起こっている。また，当該作業の省力化のために導入された伸縮型多段クレーンは船体規模に比して大型重量物であり，クレーンジブの角度によっては極端なトップヘビー状態をもたらし，懸架物と船体および係留系の運動と安全性の予測は困難である。このような，流体力変動と引き揚げに伴う張力変動を含む連成系を構成する，施設と船体の運動を取り扱った研究は少ない。しかし，図のAに示す幹綱の引き上げは，作業船に装備されたクレーンやドラムウィンチを用いずに人力で行うことはほとんど不可能になっている。

一方，ホタテガイの生育を促進させるためには，一定の設置水深を維持することが重要である。ホタテガイの適水温域は5～18°Cであるが，当該海域では夏場には表層水温が23°C以上になる。このとき，表層近くの幹綱を低温域に沈めるために，浮子の取り外し作業が行われるが，従来の作業工程ではホタテガイを表層の高水温に晒さざるを得ない。このため，夏場には迅速な水深管理作業が求められる。浮力調節が不適切に行われ，浮子を取り外し過ぎると，施設が海底近くまで沈下し，着底した養成綱下端のホタテガイがヒトデによって食害を受けたり，餌料プランクトンが密度の疎い水深層に設置されることで貧栄養状態となり成長不良などを生じる。このように設置水深とホタテガイの成長には明確な相関があり，作業適期毎の管理方法が異なるため，一律に施設規模や作業手順の特性だけで作業内容を変更することはできない。生物育成と施設形状の関係から，どのように作業内容が規定されるかについて以下にふれておく。

施設の幹綱張力は可能な限り高くすることが，ホタテガイに振動を与えず良好な育成環境におくことであると考えられている（佐藤ら，1978)。また，近年の量産化によって幹綱の単位長さ当たりの水中重量は増加する傾向にある。しかし，幹綱を強く張ったり養殖重量が増加すると施設の引き上げ力は大きくなり，余剰浮力に余裕がない小型船では，片舷係留状態による船体動揺の非対称性が増加し，限界傾

斜角が小さくなって危険な作業状態となる。この状態を解消するためには船体と装備の大型化が必須である。海域の海象条件によって施設規模が決まり，次いで幹綱張力の限界値や作業船や装備の大きさが制約されることになる。このことは，従来の水深管理方式では施設の大型化と量産化が引き上げ能力の増強を促し，このことが，作業船および作業装備の規模の増大につながることを意味している。噴火湾岸の沖だし 500 m～5,000 m の海域はすでに共同漁業権海面としてほとんどが利用されており，新規の養殖施設は沖合の深度の大きな場所にしか設置できないことから，漁場拡大に際してこのような設備導入の傾向がより強まると考えられる。しかしながら，これらの技術的変遷は作業工程の編成を変えるものではないので，生産性の向上は望めず生産コストだけが高まる危険が予知される。

(2) 作業姿勢に関わる点

作業者は，幹綱を固定したブルワークから身を乗り出し，Fig. 7 の C に示すような中腰の姿勢で浮子の着脱を行う。このとき，作業者は膝の関節部分を船縁の内側に当てて身体のバランスを取りながら船体動揺に合わせて作業を行う。長町は作業姿勢を 9 段階に区分し，段階ごとに「つらさ指数」を求めている (長町, 1986)。この作業姿勢区分に浮子の着脱作業の姿勢を当てはめると，無理な姿勢に相当する「つらさ指数」の上位にランクされ，エネルギー消費の目安となる姿勢維持時の酸素消費量と心拍数でも，中腰の作業姿勢を維持するだけで立位と比較して酸素消費量は 3 倍，心拍数は 1.5 倍となる (安河内, 1990)。また，足元が揺れているとき人間は反射的に姿勢を保とうとするので，動揺を受けながらの作業おいては，このような反射運動による連続的な疲労の蓄積が生じる (人間工学研究会編, 1985)。また，浮子を幹綱に取り付けているときには，作業者は両手がふさがれており身体のバランスを崩したとき，姿勢を保持するために支持物につかまることができない，極めて不安定な姿勢を強いられている。

作業姿勢を改善するためには，幹綱を舷側に固定せずに船上のクレーンを使って，ブルワークより高く吊り上げることが考えられる。しかし，このような状態では作業船の復原挺が小さくなって転覆の確率が高くなったり，養成中のホタテガイが海面上に露出して成長に悪影響を与える可能性がある。幹綱の引き上げ作業はクレーンやドラムウィンチによって力量的には改善されたが，Fig. 7 の A～C に示した作業工程そのものの改善には至っておらず，上記作業姿勢の労働安全面からの変更は全く成されていない。このため，幹綱引き上げ時の作業姿勢が抜本的に改善される作業システムの立案が望まれているものの，幹綱を舷側に固縛する従来的方法ではその改良は望み難い。

2-2. 新方式の水深管理方法と設計条件

幹綱を引き上げずに水深管理を行うためには，従来の作業を見直すことだけでは難しいことを前節に述べた。当該作業の改善は作業船と機械装備の改良だけではなく，施設構造の改編により達成することもできる。しかし，垂下式養殖施設は立体的に限られた海域を有効に用いた，単位面積当たりの生産量が高い特徴を有しており，新たな構造の施設を導入することは現実的な解決方法ではない。幹綱を引き上げずに浮力を増減することと，浮子の取り付け作業の改善は，「施設の引き上げを伴わないで，その浮力を調節できる方法」があれば実現する。緒論の「海中物体の浮沈作業」で述べたように，現在の技術では，施設に設置した浮力調節の可能な浮体を船上または陸上から操作し，幹綱を所在水深近傍においたまま余剰浮力を増減する手段が最も適していることになる。このような機能を備えた装置を用いることによって，これまで船上で行われていた作業は，装置操作だけの新たな水深管理作業に改編される。

海中懸架物に浮体を取り付け，その浮力を制御する方法は，硬式浮体の例としては鋼鉄製の箱や筒を単体の浮体とし，浮体内の空気量を変える方法 (Arthur Southerland JR., 1970) 軟式浮体の例としては

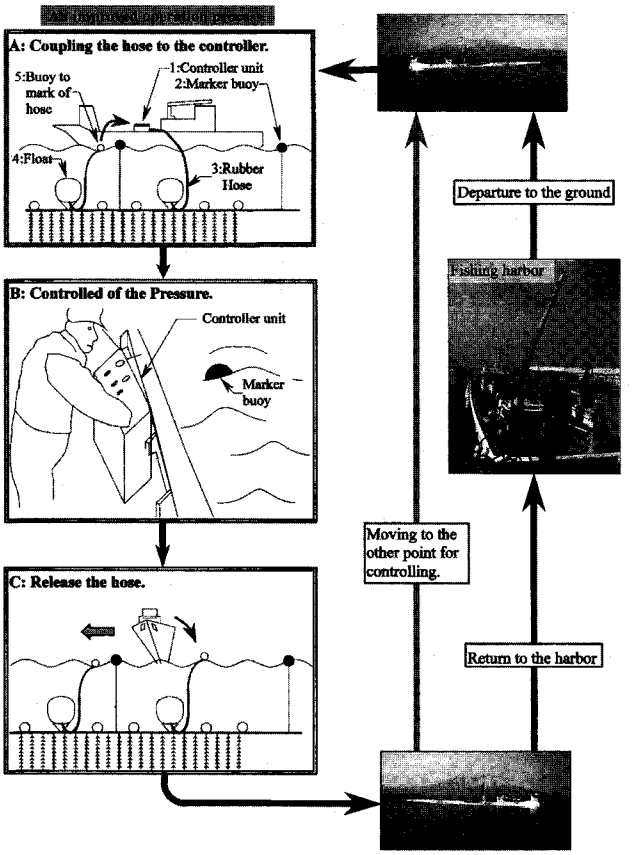

Fig. 8. Estimated new work flow for keeping the facilities on the depth.

浮力体として用いる可撓ホースを幹綱に平行に固縛して，その空気量を変える方法（加藤，1984；望月，1975）などがある。前者は重量や可搬性などの取り扱いに問題がある。後者はホース各部に水深の深浅ができると，水圧の高い部分から水圧の低い部分に空気が移動し，浅い部分の浮力は益々増加し，深い部分の浮力は益々減少して幹綱を水平に保つことはできなくなる。また，生け簀用硬式浮体において，これを連通し空気を給排気して浮力を変える方法（David Hardy, 1991）も考えられているが，これも同様の理由によって生け簀や施設の姿勢を安定的に変化させることができないため，実用化に至っていない。

水深管理作業に応用可能な装置が開発されていないために，本研究において，浮沈装置の仕様を決定し設計開発を行い，最終的に実操業での有効性を検証する必要が生じた。浮力調節装置の導入による水深管理作業の変化と新たに生じる作業工程を Fig. 8 に想定して示し，Fig. 9 には水深調節装置の配置概要を示した。

遠隔操作ができる浮力調節装置を使用した場合に想定される水深調節作業工程を以下に示す。漁場と漁港間の航走工程は Fig. 7 に示した従来方法と同じなので，ここでは省略する。

A) 送気ホース 3 の端部を固縛した浮子 5 を船上に取り上げて，ホースを船上の操作機 1 に接続する。

B) 近くにある目印浮子 2 を見ながら浮体 4 の浮力を操作機を操作し調節する。印玉が海面付近に上昇し所定の位置になったら操作を止める。

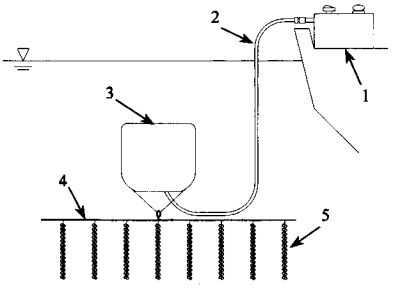

Fig. 9. Arrangement of the new facility with the adjustment depth.
1: Controller unit, 2: Rubber hose with one air path, 3: Float, 4: Main line, 5: Cultivation rope and hanged scallops.

C) 送気ホースを操作機から外し，次の浮力調節箇所へ移動する。

このように，新しい装置を使った水深管理作業は幹綱の引き上げ工程と浮子の脱着工程を全く必要としない作業内容となることから，前節に述べた従来式作業にまつわる不合理を解消することができる。このため海上作業の作業性や安全性を著しく改善できる作業装置であると期待される。その効果は第5章で確認する。

本章では新方式の水深管理方法に関する現地調査の結果とその分析から，従来作業のデメリットを改善するために必要な設計条件を検討し，開発する浮沈装置の基本的仕様を決定した。その内容を3項目に分けて以下に示す。

(1) 装置全般の機能

施設全体の水深保持のために必要な浮力は，幹綱に取り付けた浮力可変型浮体によって付与する。垂下物重量の経時的増加分に伴う施設の浮上力の変動は，船上の操作機から圧縮空気を給排気することで相殺する。1養殖期間（1年間）にわたって装置は無保守で使用でき，分解調節作業などの複雑な作業を要しない機構とする。船上や海中で使用することから高い耐暴露環境性と，生産物の食品安全性を考慮して，防汚塗装やコーティングなどを要しない耐食性の高い材料を用いる。

(2) 浮体部

本装置の浮体部は幹綱部に固縛し，操業期間中常時海中に沈下させておく。浮体の取り付け間隔は，垂下物重量と幹綱の変形を考慮して，7m程度とする（農業土木学会水産土木研究部会，1980)。森町の現地調査から幹綱7m間には養成綱が27本あり，養成綱1本当たりの水中重量は本養成期間中に約88.2 N増加するので，1浮体当たりの余剰浮力は2,381.4 N以上でなければならない。浮体の材質は，取り付け取り外し作業が行い易く，荷積みや未使用期間の収納性を考慮して，軽量で折り畳みが可能であり，補修の容易な防水布に順ずる軟質材とする。

このような軟式浮体では，緒論の「浮体の分類」に述べたように密閉型では，任意の深度から浮上すると内圧によって破壊する可能性が高く，深深度からの引き上げはできない場合がある。この現象は密閉容積内のバロトロピック流体の状態からも容易に予想され，特に水深15～10 m以浅での水深に対する容積変化は極めて大きい。このため，浮体内の圧力と外圧が常に釣り合うように，底に開放口を持つ構造を浮体に与え，浮上に伴い浮体内容積以上に空気が膨張したときや空気を過剰供給したときは，この部分から逃がすこととする。

(3) 浮力制御部

幹綱の最大設置水深である 15 m の範囲まで操作が可能なように，船上に設置される操作機と浮体部をつなぐホースの長さを決める。ホースの設置余裕を見積もって最大設置水深の 2 倍の 30 m を標準長とする。これにより，水深調節は水深 0〜30 m で可能とする。長さ 30 m であることと水圧が作用しても形状を保つことを考慮すると，ホースはインナーカーカスを持つ柔軟性のあるゴムホースとする。

海中に垂下したホースを人力で拾い上げることや，海中での流体抵抗力を考慮し，浮体制御のためのホースは 1 本で可能な限り外径が小さく，軽量であることが望まれる。1 本のホースで浮体内の空気を増減するために，ホース先端を浮体内に固定し，もう一端に切り離し時に作動する逆止弁を内蔵したワンタッチカプラの片端を取り付け，これを船上の操作機のワンタッチカプラ片端と接続して浮体内の空気を出し入れすれば良い。浮体浮力を増加させるときはこのホースに空気を送り込み，浮体浮力を減少させるときはホースから伝わる浮体内空気を大気解放すれば，浮体浮力の制御は可能となる。しかし，長期間海中に放置するため，作業船による切断などでゴムホースが破損した場合，ゴムホースを通じて浮体内の空気が放出されて施設が沈下してしまう事故が予見される。このため浮体内の空気を「増加・減少・保持」する機能を持つ弁を浮体内に取り付け，この動作を船上の操作機から遠隔制御することで浮体の浮力を制御することにした。

一方，操作機を船上に設置して使うことから，本装置は船の振動や舶用機械の発生する電気的雑音および海水の飛沫を常に浴びることになる。従って，浮体への空気供給に電気的制御を用いることは，振動除去，雑音除去，防水処理など多くの対策が必要となる。また，浮体内に取り付ける弁を電気的に制御するためには，電線をゴムホースに沿わせるか，内蔵させることが必要となり，海中での防水処理と絶縁処理などの対策も必要となる。電気的制御は応答性や制御性が他の媒体と比較して良好であるが，当該作業のような厳しい環境においては，信頼性において考慮すべき点が多い。この他の制御媒体としてはメカニカルな方法，油圧，空気圧がある。メカニカルな方法と油圧は，船上から浮体に取り付けた弁までワイヤーケーブルや油圧ホースなど，浮体に空気を送るゴムホースとは別系統の接続媒体が必要であり，船上の操作機との着脱が容易でないことや，流体力抵抗や重量が増加し作業負荷が大きくデメリットがある。浮体に空気を送るときに制御信号も重ね合わせて弁に伝える制御方法を採ると，1 本のゴムホースで「浮体内に取り付けた弁の制御」と「浮体の浮力増加源となる空気供給」が可能と考えられたので，本浮沈装置では空気圧制御を採用することにした。

以上の条件から，本装置の浮力制御部は「1 本のゴムホースによって空気を浮体内へ供給する，あるいは浮体内の空気を排出する空気圧動作機能」を備えなければならない。ゴムホースと操作機との着脱や浮体の浮力調節など，全ての動作は単純な操作で実現できることとした。さらに，施設の保全を考えて，誤作動が生じても浮体内に空気を入れる動作を優先させることとした。

3. 浮沈装置の浮力制御部

前章で定めた浮沈装置に要求される仕様条件から，浮体の浮力を調節する浮力制御部は，船上の操作機（以下，空気供給機）と浮体内に取り付け遠隔制御される弁（以下，水深調整弁），そして両者をつなぐ1本のゴムホースで構成されることになる。

本章では，これらの要求仕様に適合するように浮沈装置の構成要素毎のハードウエア設計と製作を行い，個々の性能試験と，浮沈装置全体の作動安定性に関する陸上試験を通じて，浮沈装置の安定作動領域を定めた。

3-1. 浮力制御部の各機能

浮力制御部は，空気供給機によって制御圧力をゴムホースを通じて水深調整弁に与え，浮体内の空気量を遠隔操作できる機能を，一つのシステムとして持たなければならない。

浮沈装置をシステムとして捉えた場合，空気供給機が制御入力部であり，ゴムホースが信号の伝播経路，水深調整弁が出力部となる。このため，本システムでは，初めに浮体部に要求される条件に適合するように水深調整弁を設計し，次に弁体の作動を補償するためのゴムホースの性能と仕様を定めて，最終的に空気供給機の設計を行った。

以下の小節には，制御弁の浮力制御部を構成する，空気供給機，ゴムホース，水深調整弁の各機能と検討内容を詳述する。また，装置は海中あるいは船上で使用するので，耐腐食性や耐候性などの耐環境特性を含めた部材の検討も行った。

3-2. 水深調整弁

水深調整弁は，前章の結果から，制御信号の伝達媒体と浮力媒体を共用させた圧縮空気を用いた圧力作動型弁（日本空気圧工業会，1986）とした。通常の圧力作動型弁は特定の圧力以上で回路が作動し，それ以下であれば作動しないことから，一つの圧力状態に対して一つの動作のみ対応している。このため，従来の圧力作動型弁を用いて水深調整弁を構成すると，作動状態数に対応した数の弁と制御回路を組まなければならない。しかし，水深調整弁には「1本ホースによって弁の開閉を制御する」要求があるため，新らたな概念に基づく制御弁の設計と開発が必要となった。

3-2-1. 水深調整弁の機能設計

浮体内に取り付ける水深調整弁は，1本のゴムホースから送られる空気で，浮体内の空気量を「増加・保持・減少」させる必要がある。先に述べたように，3つの作動状態を作り出すためには，3種類の圧力信号と，それに反応する弁体構造が必要となる。

一つの管路内に排他的に存在する複数の圧力状態に対して個々に反応する制御弁を動作させるためには，i) インパルス列数によって弁体の制御を行う流体制御素子（フルイデイスク）制御か，ii) 複数の作動状態に対応する作動圧力のクロスオーバー点での時定数制御（不感帯域の設定と制御），のどちらかを採用する必要がある。

前者は同一の圧力を用いて，インパルス信号の数だけを制御すれば良く，合理的な手段のように見える。しかし，本水深調整弁においては，弁体への送気状態と排気状態が交互に規則的に要求される訳ではなく，また，インパルス数によって3つの状態を作り出したとしても，大きなインパルス数で作動す

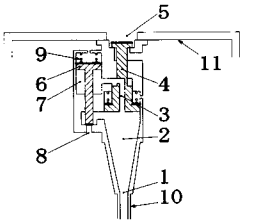

Fig. 10. Structure of the pressure actuation type valve.
1: Charging port, 2: Diffuser, 3: Pilot line, 4: Spool, 5: Exhaust port, 6: Plunger, 7: Plunger chamber, 8: Air inlet into air bag, 9: Spring, 10: Rubber hose, 11: Outer shell of a float.

る弁に対する信号は，小さなインパルス数で作動する弁にも感知されてしまい，誤作動を生じることになる。一般に記憶型流体素子には，制御信号流の他にバイアス流が必要であり，常時送気が不可能な場合には，機械的記憶機構を組み込まなければならない。これらのことを考慮すると，流体素子による ON-OFF 制御は本調整弁には不向きである。よって，空気管路内の供給圧力状態を信号として，3 系統の動作が行える水深調整弁の作動回路を，上記 ii) の制御原理に基づいて設計する必要が生じた。

管路内の圧力状態は複雑な回路構成となることを防ぐため，高圧・低圧・送気無し，のトライステートとした。また，前章で検討したゴムホースや弁体の故障・損耗に際して浮体内の空気が漏出しないことと，浮上動作が常に安全側にとられるようにするための，フェイルセイフ構造を空気回路に採用した。即ち，圧力信号の割付けは，浮体内の空気を低圧空気供給時に「増加」させ，高圧空気供給時には「減少」させ，空気の無供給時には「保持」させる，配分とした。このようにすれば，浮体と施設を沈降させる高圧側信号は，浮体を浮上させる低圧側信号によって作動する弁には感知されない。また，高圧側信号を低圧側信号として誤認し，水深調整弁が誤作動しても，これは浮上側に働くのでフェイルセイフとなる。さらに制御信号が無い場合は，常時浮体内の空気は保持されるので，弁体の損傷や管路内のトラブルがあっても，浮体と施設の浮力は維持され，これもフェイルセイフ側に働くことになる。

しかし，i) に関する作動制御上の問題と同じように，高圧側信号の立ち上がりは，低圧側信号としても感知されてしまう。このため，低圧側信号の感知感度と弁体の作動感度が，高圧側信号の作動圧力の立ち上がり状態（過渡応答）に対して低くなるような空気回路と弁体構造の設計を要した。

考案した水深調整弁の構造を Fig. 10 に示す。本制御弁は，複合弁構造となっており，高圧空気供給時に浮体内の空気を同図の 5 から排気するための 4 に示した「スプール」，低圧空気供給時に 2 のディフューザ室を通じて 8 から浮体内に供給空気を注入する 6 の「プランジャ」から構成されている。特に，スプール内に穿孔した 3 のパイロット管路によってディフューザの圧縮空気がプランジャ室に導かれる構造と，スプール作動時には，この管路が遮断される機構に特徴がある。弁体の作動状態は後に詳述する。

Fig. 11 は，浮力制御部が標準大気状態に置かれた場合の空気回路内の圧力分布を，模式的に表したものである。A は供給入り口であり，G は管路端部の圧力容器に該当する。B～F は管路形状が変化し空気の流れに損失を与える部分であり，B はディフューザ入り口部であり，C はディフューザ出口部である。このディフューザはホースから流れてきた空気塊を拡大させ流速エネルギーを圧力エネルギーに変える働きをし，この圧力によってスプールが動作する。D～F はパイロット管路であり，高圧空気が水深調整弁に供給されたとき，プランジャ室の圧力上昇を抑えスプールより速く動作させない働きをする。この

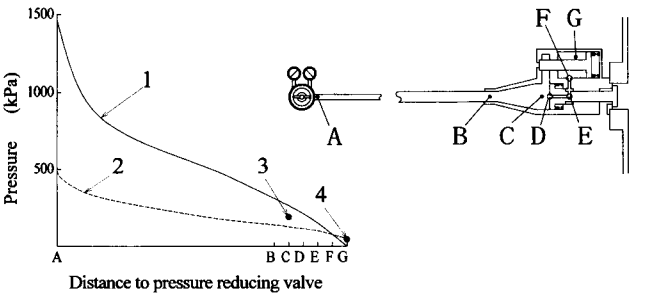

Fig. 11. Schematic diagram of the pressure decreasing through the air circuits.
A: Entrance to compressed air, B: Inlet of Diffuser, C: Outlet of Diffuser, D: Entrance to pilot line, E: Elbow on pilot line, F: Exit on pilot line, G: Plunger chamber.
1: On the case of High pressure (1,470 kPa), 2: On the case of Low pressure (490 kPa), 3: Working pressure of Spool (196 kPa), 4: Working pressure of Plunger (39.2 kPa).

圧力上昇を抑えるため圧力損失が大きく流量が少ない細管とした。途中のEはエルボ部でありここでも圧力損失は起こる。この管路内の流れを一次元定常粘性流体と仮定した場合，任意水深における回路内圧力 P_i は，管路抵抗の一般式を用いて(1)式として求めることができる（日本機械学会，1979)。ここに，空気供給機Aからの供給圧力は P_0，管路内の局所的空気比重量を γ_i，管路の抵抗係数を λ_i，該当管路の部分長を L_i，該当管路の内径を d_i，該当個所の局所流速を v_i，管路の連結形状の変化による損失係数を ξ_iである。

$$P_i = P_0 - \frac{1}{2g}\left(\gamma_i \sum \lambda_i \frac{L_i}{d_i} v_i^2 + \sum \xi_i v_i^2\right) \tag{1}$$

該当管路はFig. 11に示した，A～B, B～C, C～D, D～E, E～F, F～Gの6区分に分けた。各々の損失係数 ξ_i と抵抗係数 λ_i はその形状値と上流の圧力値によって決まる（日本機械学会，1979)。上式を用いて，前章の仕様条件からゴムホース長を30 mとし，その管路内径を6 mmと仮定して供給圧力を求めた結果，低圧側は490 kPa，高圧側は1,470 kPaが妥当であると予測された。この高圧側供給圧力の値は，市販の減圧器の一般的調整上限である2,450 kPaの60%程度であることから，部材の入手が行いやすい圧力範囲である。また，この圧力を常用圧とする民生用ゴムホースの製作最小内径は，丁度6 mmであることが分かった。

スプールとプランジャは，存在水深における水圧を弁体の背圧として，Fig. 10に示した弁体4と6の太線部分で受けることになる。このため，Fig. 11の3, 4の位置に示した各弁体の作動圧力は，この背圧と弁体の摺動抵抗およびバネ力と平衡して決められる。各弁体の作動圧力は水深に依存して変化することになるが，既知の設計変数である摺動抵抗とバネ力の値，および想定作動水深での圧力を背圧として与えれば求めることができる。

ここでは，各弁体の動作と管路内圧縮空気の関係について詳述し，各弁の特徴的な機能を示す。水深調整弁に高圧空気（1,470 kPa）を供給すると，プランジャ室内に空気が流れ込む直前の各部の回路内圧力状態はFig. 11の曲線1のようになる。このとき作動圧力に達しているスプールが作動して，5の排気ポートを開く。また，スプールは同時に3のパイロット管路を閉塞し，7のプランジャ室への空気供給を遮断する。スプールのこのような動作が，高圧空気を感知してプランジャが作動する前に終了すれば，プ

ランジャは動作せず，空気が浮体内部に供給されることはない。

一方，低圧空気 (490 kPa) を供給すると，作動圧力に達しないスプールは動作しないため，空気はパイロット管路を通りプランジャ室に供給されつづける。最終的にプランジャ室内の圧力がプランジャの作動圧力に達した瞬間に，プランジャが8の空気注入ポートを開く。この場合の，各圧縮空気管路内の圧力状態は同図の曲線2に例示した状態となる。

以上のような水深調整弁の機構設計により，3つの圧縮空気状態が一本のゴムホースを通じて浮体への給排気制御を可能とした。また，それぞれの状態は，本制御弁に求められていた上述のフェイルセイフ機能を満足することになる。

3-2-2. 使用材料の選定試験

本制御弁は養殖期間中連続して海中に浸漬される。弁体の動作性能を低下させないためには，機械要素に関する機械的強度の他に，吸水による寸法精度の保証と，塩水に対する耐食性を考慮しなければならない。

(1) プラスチック部材の吸水特性

本水深調整弁には，空気管路間の密閉性が必要とされると共に，浮体の余剰浮力を低下させないための軽量化も重要となる。このため，構成部材の寸法精度や組み立て精度を高めると共に，部品点数を減らし総重量を低減することが要求される。

しかし，微細な管路構成を変更して構成部品数を減少させると，前節で述べた本水深調整弁の性能を発揮できなくなる。よって，構造材には，許容寸法精度が満たされる加工性を持った，可能な限り軽量の材料を選出しなければならない。このため，本水深調整弁の主たる構造部品には，海水中での耐腐食性が高いプラスチックを採用した。

一般にプラスチックは吸水性を持っており，水中に長時間浸漬すると吸水に伴う寸法の変化を生じる。特に，一定の「すき間」が必要な摺動部では，このような寸法変化によって動作特性が急激に低下したり，空気管路内の密閉精度の低下による動作障害が十分予想される。このような理由から，本制御弁の構造部材には，吸水による寸法変化の低いプラスチック材料を用いなければならない。しかし，多種のプラスチック材料に対する吸水時間と寸法変化の関係はJISにおいても規定されておらず，実験的に確認を行って，部材選定を行う必要が生じた。

試験片として，半透明で剛性があり比重が0.9のポリプロピレン (PP)，機械的性質と加工性の良いABS樹脂 (ABS)，衝撃に強く耐寒性の良好なポリエチレン (PE)，機械的強度と耐疲労性が優れたポリアセタール (POM)，耐摩耗性・衝撃性・摺動性に優れた超高分子量ポリエチレン (UHMW)[1]，機械的強度・疲労特性・摺動性に優れた高機能性ポリプロピレン (FPP)[2]，の各1片の6種類を用意した (幡野, 1981；宗, 1983)。それぞれの試験片の大きさは50 mm×30 mm×5 mmである。

吸水試験の方法[3]は，試験片を電気炉内で50°Cに2時間加熱し，真空デシケーター内に2日間放置して乾燥させた後，乾燥時の試験片の厚み寸法を最小表示値1 μmのマイクロメータで1片につき6箇所測定した。また，質量は最小表示値0.1 mgの電子天秤で計測した。次に，電気炉内で50°Cに加熱したビーカー中の熱水に試験片を投入し，70時間浸漬した後，これを取り出して寸法と質量を同様に計測した。さらに，同じ試験片を240時間浸漬して計測を行った。

---

1) 三ツ星エンジニアリングプラスチック㈱産業用合成樹脂カタログ，8503000M11-9.
2) 徳山曹達㈱ポリファイン (高機能性摺動グレード) カタログ。
3) JIS K 7114 プラスチックの耐薬品性試験方法を参考にしたが実験条件は異なる。

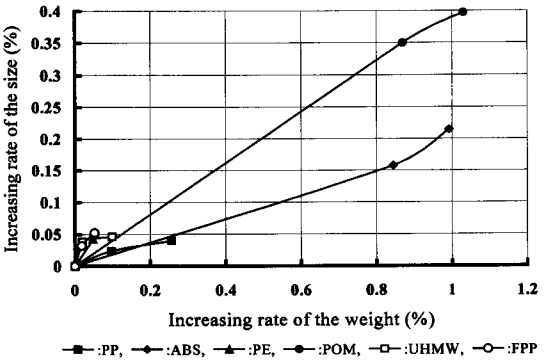

Fig. 12. Relations between the change rate weight and the change rate size.

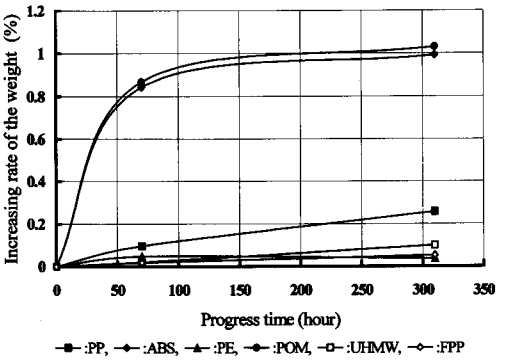

Fig. 13. The change rate of the weight.

測定結果は，寸法と質量を乾燥時の値を基準として無次元化し，増加比として求めた。Fig. 12 には吸水率に対する寸法変化率の結果を，Fig. 13 には浸漬時間に対する質量変化率の結果を示した。尚，1 片の寸法測定値のばらつきは±2 μm 程度であり，測定結果を平均した値である。この結果から，POM と ABS は質量変化と寸法変化が大きく，採用部材としては適当な材質ではないことが分かった[1]。他の材料も，吸水に従って寸法が増加する傾向にあるが，その増加は吸水率が低いので Fig. 12 に示すように許容寸法内にとどまることが判明した。これらのプラスチックの中で，機械的強度と潤滑性能が良いとされている材質は，UHMW と FPP である。また，量産化に即応できる，射出成形に対応しているものは，FPP であり，UHMW は押し出し成形である。

このため，部材の吸水による寸法変化の状態と，摺動性能，および製品化時点での利便性を考慮して FPP を基本部材に使用することとした。

(2) 機構部品に使用する金属材料の腐食試験

一般に耐食性の必要とされる金属部品には，ステンレス鋼が使用されるが，その材質グレードによっては腐食が生じることが広く知られている。特に，SUS304 を海水中で用いる場合には，「すき間腐食」と「孔食」に注意が必要である（玉田，1975)。このため，一般的に使用されている入手性・価格性能比・切削加工性の比較的良好なステンレス鋼部材（SUS304）と，耐腐食性の高い SUS316，SUS317，SUS329J (日本機械学会，1981）を腐食試験材料として選定し，参考に S45C を加えた 5 種類の試験片による腐食試験を行った。

すき間腐食の進行を調べるために，試験片は直径 40 mm，厚さ 5 mm の円盤状に加工し，同一材料を重ね合わせてボルトで固定し，それぞれ 3 組用意した。ボルトは試験片と同じ材質であることが好ましいが，入手可能な市販されている耐腐食性の高いボルト類は SUS316 までのグレードしか見あたらなかったため，これをすべての試験片に用いた。

---

1) 吸水に伴う許容可能な寸法の変化率について，直径 10 mm のプランジャ軸が摺動する機構を基にして検討を行った。この部分は精密な案内摺動であることから，軸の寸法許容差は－0.005～－0.0014 mm (g6) で，穴の寸法許容差は＋0.015～0.000 mm (H7) であれば良い考えた。軸は吸水性のないステンレス材料とし，g6 の中間値で製作されるとすれば，その寸法は 9.991 mm である。穴はプラスチック材料で H7 の中間値で製作されたならば，その寸法は 10.0075 mm となる。穴が吸水によって 0.1% 変化したときは約 9.9975 mm になり，すき間は 0.0065 mm である。さらに吸水し 0.2% 変化したときは約 9.9875 mm になり，すき間は－0.0035 mm で存在しなくなり，摺動はできなくなる。

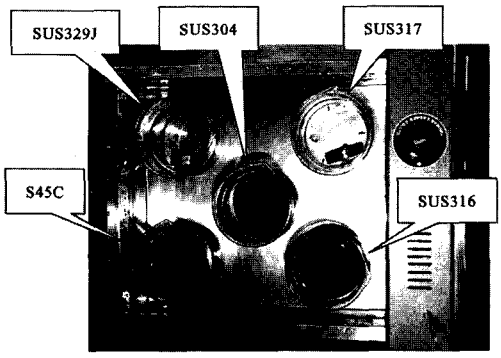

Fig. 14. Corrosion test conditions (the 30th day).

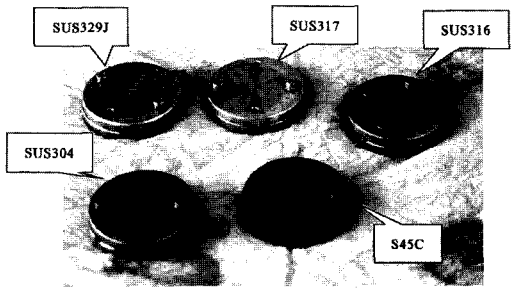

Fig. 15. The test pieces after 30 days.

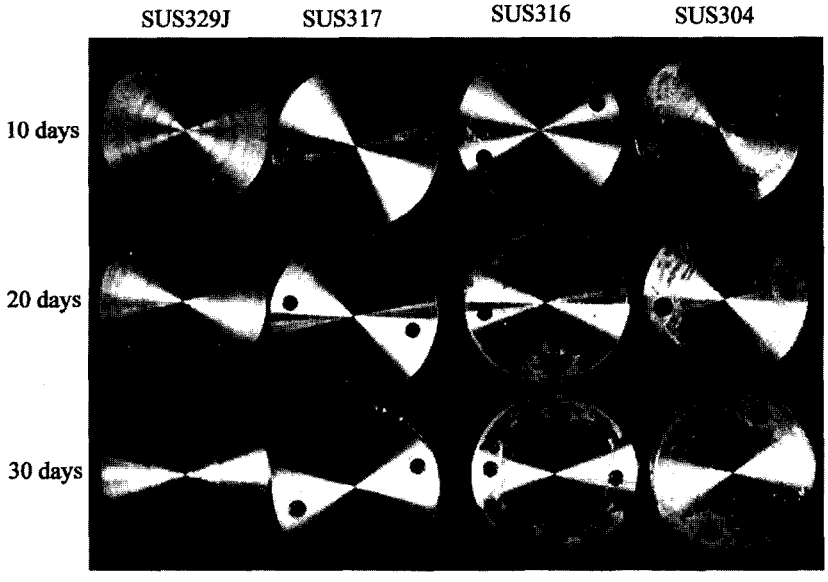

Fig. 16. The corrosion condition of the test pieces every 10 days.

試験方法は，短期間に耐腐食性を評価するための加速試験とした。Fig. 14 に示した海水の塩分濃度 (2.5～3%) より濃い 5% の食塩水を入れたビーカーを試験片の種類分用意し，さらに温度を 60°C に保持して，30 日間にわたって試験片を浸漬した。腐食の進行状態の観察は，10 日毎に 1 組ずつ試験片を取り出して行った。

Fig. 15 は試験最終日の 30 日目に取り出したときの試験片である。Fig. 16 は 10 日毎に取り出した試験片の合わせ面を上に並べて示したものである。S45C を除き，各試験片の外部表面には顕著な腐食は認められなかったものの，試験片同士が作るすき間部分には，SUS304, SUS316, SUS317 の順に腐食が認められた。

特に，SUS329J については腐食が認められなかったことから，弁体に使用する金属材料には，SUS329J を採用した。

3-2-3. 排気ポート部の生物付着試験

ホタテカイの垂下養殖施設には，カンザシゴカイ類やイガイ類，フジツボ類などの付着汚損生物が大量に付着し，特にイガイ類はロープ類の空隙や黒色の遮光面に好んで付着することが知られている。

一方，水深調整弁は，Fig. 10 の 5 に示すように，排出ポート部を海中に露出する構造となっている。もし，この部分にイガイ類などの外殻性付着汚損生物が着生すると，排気弁が開かなかったり，開いても生物を咬み込んで閉じることができない問題が生じることが予想された。

(1) 付着物の防除方法の現状

フジツボやムラサキイガイなどの大型付着生物の付着機構に関する知見は古くから蓄積されている(例えば Crisp D.J. ら，1954；Chipperfield, P.N.J., 1953)。多量の付着が問題となる比較的大きなフジツボ類やイガイ類に対する防除法の研究は盛んに行われ，TBTO (*Tri-butyl-tine-oxide*) などの利用で十分な効果を得ていた (梶原ら，1987)。しかし，近年，毒性物質の生体内蓄積と人体への影響が懸念されるようになり，有機金属系防汚塗料の使用は禁止された。このため，代替え塗料としては漁網防汚塗料では非金属有機化合物の使用，船底塗料では自己研磨型防汚塗料の改良や導電性を持たせた樹脂製塗料に電位をかける方法，などが利用されるようになってきた。また，自走する海中機器の生物付着防止では不活性ガス中に機器を収納する方法 (宮原ら，1988) も考案されているが，常に装置が海水中にある状態では使えない。一方，制限防汚 (梶原ら，1987；水産無脊椎動物研究所，1991) の考えに基づいた付着物の生態的・生化学的手法による生物付着量軽減方法では，自然界に存在する付着阻害物質の発見と利用 (Shigeyuki Mizobuchi ら，1993) なども進められている。また，天敵を利用する防除法 (橘高ら，1977；電気化学協会海洋生物汚損対策懇談会編，1991) も考えられているが実用性には乏しい。

このように，効果的かつ万能な防除方法は現時点までには見つかっておらず，従来からの物理的剝離が対策の主流となっている。本浮沈装置は，ホタテガイなどの養殖作業において使用されることから，毒性のある化学物質を用いた付着防止方法を用いることはできない。このため，海中暴露形状や材質を変えて，付着汚損生物の着生を極力低下させる適応的対処方法を採らざるを得ない。このため，排気ポート部の形状や使用材料を変えたモデルをテストプレートに乗せ，これを実海域に浸漬して，生物付着の少なくなる構造の検討を行った。

(2) 試験方法

ホタテガイ垂下式養殖業の主要生産地である，北海道噴火湾鹿部町沖における平成 7 年 8 月末～10 月末までの試験と，青森県陸奥湾横浜町沖で平成 7 年 10 月末～11 月末に行った試験の結果から，排気ポート部形状別に，生物付着度合いを定性的に判別した。

Fig. 17 の G に示したテストプレートは，直径 500 mm，厚み 5 mm の塩ビ板にエアバッグの生地である PVC ターポリンを塩ビ用接着剤で張り付けた円盤型平板であり，その上に，コントロールとしての初期設計形状の A タイプと，フランジ部の高さを変えた B タイプや，開口度を変えた C タイプ，およびフランジ部の材質を銅製リングに変えた D タイプと真鍮に変えた E タイプを図のように設置した。陸奥湾の試験では，噴火湾に比して海中のデブリタスが多いことが報告されていたことから，F タイプのようにネットで弁体部をカバーした排気ポートモデルも用いた。

テストプレートは養殖施設の幹綱から海面に対して排気ポートモデルが上向き水平になるように垂下し，所在水深がいずれも 5 m となるように敷設した。

(3) 試験結果と排気ポートの性状

噴火湾と陸奥湾における引き上げ直後のテストプレートの状態を Fig. 18 と Fig. 19 に示す。

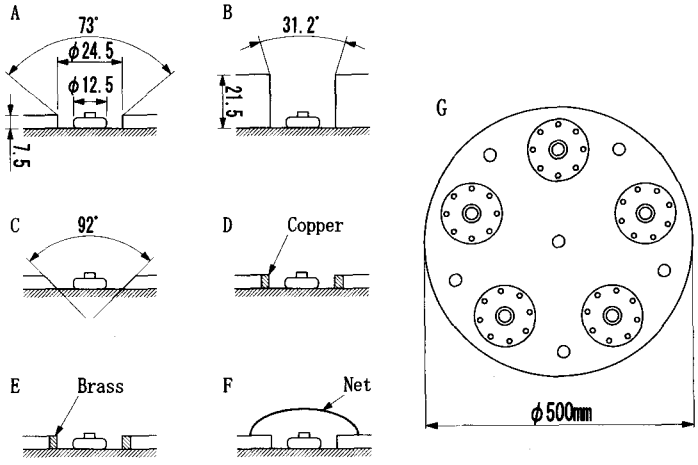

Fig. 17. Periphyton test unit.
A: Base model, B: Tall flange, C: Sloped flange, D: Copper ring within the edge, E: Brass ring within the edge, F: Cover net, G: Test plate.

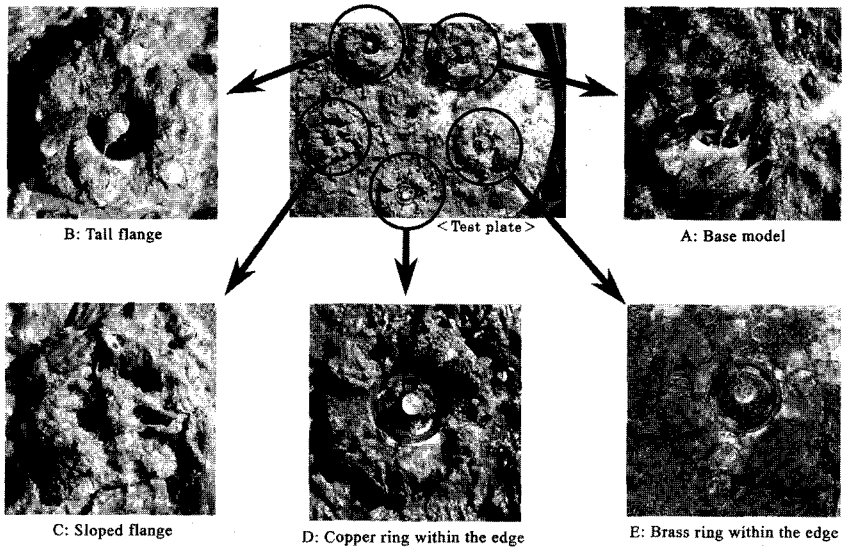

Fig. 18. Result of the periphyton (Funka-Bay, Shikabe, Aug.～Oct., '96.).

噴火湾での付着物は，Fig. 18 のように，バクテリアフィルムの他に群体ボヤ・ヒドロ虫・橈脚類・イガイ類・管虫類など多数種によって構成されていた。付着は，全排気ポートモデルで顕著に見られた。A タイプに対してフランジ部に傾斜を持たせた C タイプモデルには大量の付着が認められ，弁体部は完全に被覆されていた。また，フランジを高くした B タイプでは，弁体とフランジ間に小型のイガイの付着が確認された。一方，フランジ部の材質を変えた D, E タイプは，形状だけを変えた A, B, C タイプに比して弁体周りの付着が少なく，排気ポート部の黒色ゴム部材だけに付着が認められた。真鍮製リングを

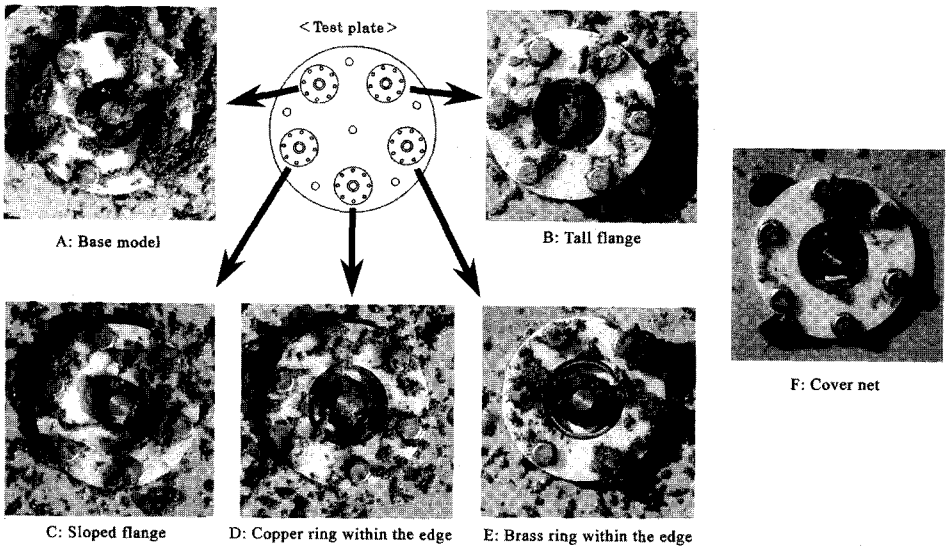

Fig. 19.　Result of the periphyton (Mutu-Bay, Yokohama, Oct.～Nov., '96.).

埋め込んだ E タイプの付着は，銅製リングを埋め込んだ D タイプに比して少ないように見えるが，テストプレート上の位置によって付着量が図のように異なっているために，定性的な判断では，その優劣はつけられなかった。いずれにせよ，金属製材料を用いたフランジ部の付着は，周辺の構造体の FPP 材やステンレス製ボルトへの付着に比して明らかに抑制されていることが確認できた。

陸奥湾での付着汚損生物相は，フジツボ類・イガイ類に代表される大型の甲殻類・貝類によって，秋から翌年の春先までに形成されることが，北里大学の研究報や県水試の報告書で知られている。このため，同湾における試験期間中には，バクテリアフィルム起源のデブリタスの他に，若干の小型イガイ類の付着程度しか認められなかった。このため，Fig. 19 に示したように，各モデル間での付着傾向の差は顕著には認められなかった。共通的に表面の凹凸部から付着が始まっていること，およびカバーネットを取り付けた F タイプの基部汚損は防げるものの，イガイとカンザシゴカイが弁体とフランジ部の間に付着して成長していることから，ネットなどの遮蔽物はかえって付着を誘発してしまうこと，などが判明した。

形状を変えたモデルでは，浸漬 1ヶ月後には，基本モデル A，フランジ部が高い B，フランジ部を傾斜させた C の順に付着物が少ないことが観察されたが，浸漬期間が経過するに従い，この差はなくなっている。

本試験の結果から，排気ポートの形状変更だけでは，長期間の付着生物の防除効果を期待することはできず，専ら，銅製ケルメット材料の使用が効果的であることが判明した。このため，生物汚損が著しく生じる海面で長期間の使用を行う場合には，切削加工の良い真鍮製リングを用いた E タイプの排気弁を利用することとした。

3-2-4.　水深調整弁の動作特性解析

これまでの試験から明らかになった情報に基づいて制作した水深調整弁の設計図を Fig. 20 に示す。この水深調整弁は，供給圧力の違いによりエアバッグ内の空気量を増減できる機能を持った，新規に開発

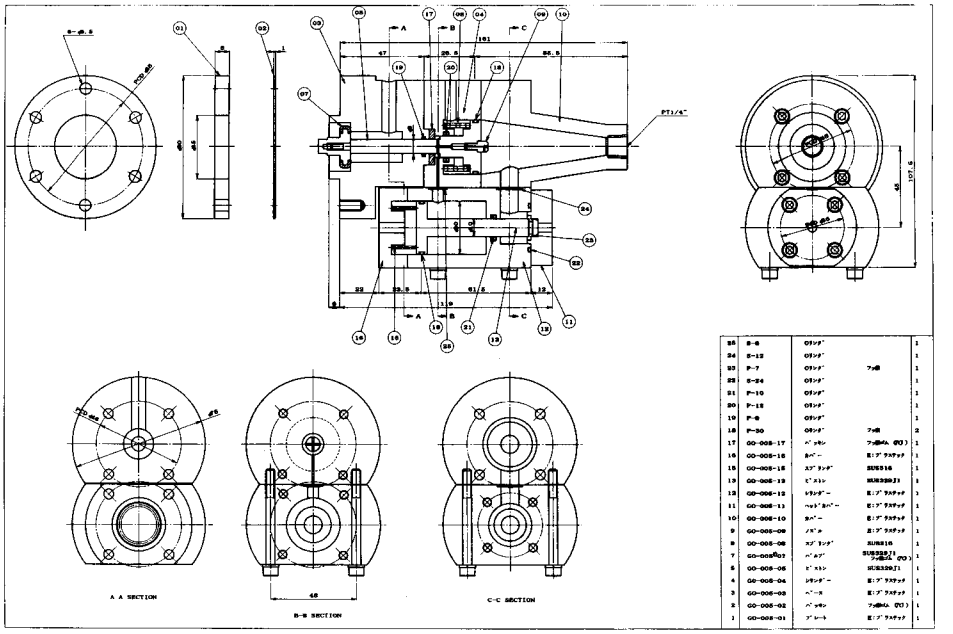

Fig. 20. Plan of the pressure actuation type valve.

した特殊弁である。浮沈装置による浮力調整は，この弁が安定動作しなければ，実現できない。水深調整弁の安定動作とは，高圧空気供給時にスプールが排他的に作動し，低圧空気供給時にはプランジャのみが作動する状態を意味している。しかし 3-2-1 節で述べたように，実際の作動圧力は水深によって変化してしまう。

本節では，水深調整弁の安定作動領域を定めるために実施した特性試験の結果から，水圧変化に関する水深調整弁の応答特性について述べる。

(1) 水深調整弁の動作実験

はじめに，水深調整弁の動作が，仕様条件である水深 30 m までの所在水深に対して保証されるかどうかを判定するために，模擬的な室内動作実験を実施した。

水深 0～30 m に水深調整弁が置かれている力関係を再現するために，Fig. 10 に示した 4 のスプールと 6 のプランジャの太線部分に水圧が作用すると考え，この水圧に相当する力をエアシリンダで弁体に与えることにした。水深調整弁には長さ 30 m，内径 6 mm のゴムホースを接続し，そのゴムホース端より圧縮空気を供給することとした。Fig. 21 に示す測定系によってスプールとプランジャの圧力と変位を各々測定した。圧力の測定位置は Fig. 11 のスプールではディフューザ部の C，プランジャではプランジャ室 G であり，各々の弁体の作動圧力ポイントである。測定と背圧相当の力をエアシリンダで加えている状況を Fig. 22 に示す。

Table 1 に，被測定回路に与えた水深相当の圧力に対するスプールとプランジャの作動圧力に関する実験結果と，各弁体のバネ力と Fig. 10 に示した弁体 4 と 6 の太線部分の背圧から算出した作動圧力を対比して示した。摺動抵抗を含めた作動圧力の算出を行っていないので実験結果がいずれも算出値より上回ることになるが，むしろ Fig. 22 に示すようにエアシリンダによって背圧相当の力を加えていることか

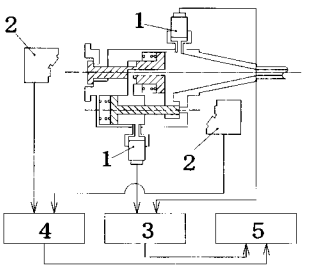

Fig. 21. Schematic diagram of the pressure control test.
1 : Pressure transducer, 2 : Laser displacement sensor, 3 : Amplifier for Pressure, 4 : Amplifier for displacement, 5 : Limner recorder.

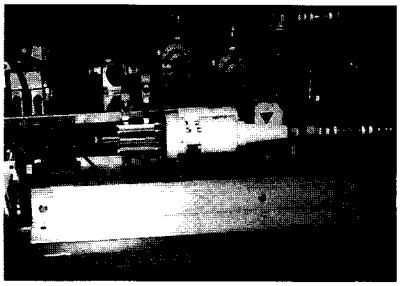

Fig. 22. View of the measurement.

Table 1. Measured working pressure (kPa) in the Spool and Plunger under the equivalent pressure as in a certain depth.

Depth (m)	Spool		Plunger
	Break away	Break off	Break away
0	196.0 (←)	284.0 (254.8)	127.4 (39.2)
10	313.6 (←)	421.4 (372.4)	225.4 (137.2)
20	421.4 (←)	539.0 (490.0)	323.4 (235.2)
30	539.0 (←)	666.4 (597.8)	372.4 (333.2)

Numeral in parentheses is the designed valve. The arrow in parentheses means same value as to the left.

ら，弁体が作動するときはエアシリンダのピストンも移動させることになり，このときエアシリンダのシリンダ室内の空気が圧縮されて背圧以上に圧力が高くなってから配管部に逃げるので，初期はダンパー状態となること，ピストン部に組み込まれているパッキン類の静止摩擦があることで，これらの抵抗分もスプールやプランジャが受けていたと考えられる。

実験の結果を Fig. 23 に示す。同図の I は高圧空気 (1,470 kPa) を供給したとき，同図 II は低圧空気 (490 kPa) を供給したとき，各々の水深は 30, 20, 10, 0 m に相当する，スプールとプランジャの圧力変化と弁体の作動距離を時系列として表示したものである。

図 I の高圧空気供給時から，スプールの圧力はスムーズに上昇することが分かる。その変位は水深が上昇するに従い急激に変位するまで時間が長くなり，その間はなだらかな変位が見られる。その間プランジャの圧力はスプールの変位が 2.5 mm になるまで上昇する。しかし，作動圧力に達しないプランジャは変位しない。そのプランジャの圧力上昇傾向は Fig. 11 の D～F の細管部分によって，スプールの圧力上昇傾向よりなだらかとなっており，設計通りの Fig. 11 の曲線 1 に示した圧力勾配関係が得られていると考えられる。

図 II から，何れの水深でも動作開始のときプランジャの圧力はスムーズに上昇するが，変位には水深が深くなるほど開始点が遅れる状態が見られる。また，変位の最大値は相当水深が深くなると小さくな

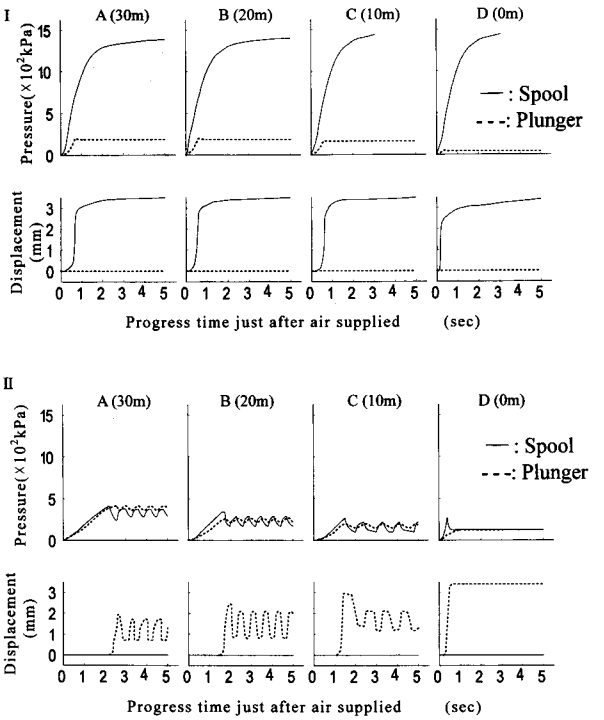

Fig. 23. Response of displacement and pressure in chamber.
A: Equivalent pressure condition as 30 m in depth, B: 20 m, C: 10 m D: sea level.
I: The supplied high pressure air (1,470 kPa),
II: The supplied low pressure air (490 kPa).

り，圧力の最大値は大きくることが分かる。さらに，同図からは最大変位後の圧力や変位には振動現象が見られる。この原因としては，プランジャの変位を維持しているプランジャ室の圧力が，Fig. 10 の構造図に示すように，パイロット管路を通じて注入ポートに逆流し，プランジャを最大変位状態に維持しつづける圧力を保てないことが考えられる。しかし，振動現象は見られるが，スプールは動作していないのでプランジャの動作開始の水深調整弁各部は Fig. 11 の曲線 2 に示す圧力勾配関係になっていると考えられる。

低圧空気供給時のプランジャの変位と各々の圧力に振動現象は見られるが，プランジャが Fig. 10 の 8 の注入ポートを開き続けているので，水深調整弁の空気を浮体内に流す機能は確保されていると考えられることから，この状態もまた正常動作として判別できる。他方，高圧空気供給時のスプールの動作においては Fig. 10 の 5 の排出ポートを開き続けていたことから，これも正常動作であると判断できる。よって，水深調整弁にとって作動しづらい実験方法ではあったが，水深 0～30 m にした設計範囲では安定な所定動作をすることが確認できた。

しかし，プランジャとスプールの圧力上昇と変位は，相当水深毎に異なっており，安定所定動作の決め手となる作動開始から各水深における最大変位までの変化傾向に顕著な差が見られる。

このため，水深調整弁をどの水深帯でも安定的に利用するためには，供給圧力の伝播と各弁の状態に関する統一的な関係を定式化し，次に行う水深調整弁の動作特性実験の解釈に先立って，理論的な見通

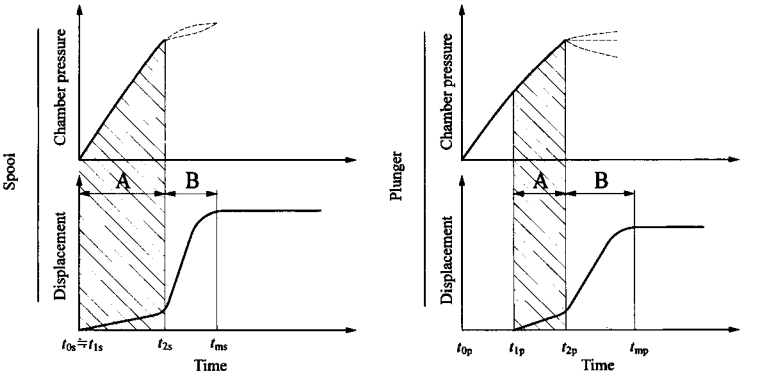

Fig. 24. Schematic diagram of the relationship between the displacement of the valve and the chamber pressure of each cylinder.
A : Slight displacement area, B : Large displacement area.
t_0 : At the moment of supplying air, t_1 : At the mount of displacement, t_2 : Condition turning, t_m : Settling time.

しをつけておく必要がある。また，この実験から，エアシリンダで水圧相当の力を水深調整弁に与える動作実験方法は適していないと考えられ，後述した動作特性実験では空気タンクの圧力を水深調整弁の背圧の作用する部分に導く方法をとることにした。

(2) 理論的解析

個々の弁体の運動と，制御弁全体の応答に関する作動状態を分けて考える。ある水深に設置された浮体内の水深調整弁に，一定圧力の空気を供給すると，各弁体に分配された圧力（以下，作用圧力とし，スプールの作用圧力を P_1, プランジャの圧力を P_3 とする）による力が，各弁体の慣性力やバネ力および摩擦力と動力学的に釣り合って運動を開始する。

圧縮空気供給時によって作動する一つの弁体が，同時的に供給圧力に感応してシステムの管路状態を変化させようとする他の弁体の作動以前に，自己の作動を完了できる変位量（安定変位）に達する時間（作動時間）が必ず存在する。水深調整弁が安定作動する条件は，個々の弁体の作動時間が相互に影響を及ぼさないだけのマージンを持っていることである。このように，水深調整弁の作動が安定か不安定であるかの判別は，各弁の作動時間の比較により推定し得るものと考え，個々の弁体の運動をそれぞれ解析した。解析手順は，はじめに運動方程式を導き，次に各作用圧力の関係式から圧力伝搬の時間遅れを記述し，パラメトリックな形で各弁体の作動時間を同一時間軸上に表現して各弁の作動順序の判定を行った。

Fig. 23 に示した動作試験の結果から，スプールとプランジャの作動開始時の各応答は，ともに，それぞれ 2 つの違った領域に分かれて現れたので，それぞれの領域ごとについて解析を行った。各弁体が独立に作動開始したときの圧力と変位の関係を模式的に Fig. 24 に示す。圧縮空気供給直後の過渡応答は，両弁共に，それぞれ 2 つの明確に異なる領域に分かれて現れる。管路の，パッキングを兼ねた摺動材である O リングの変形だけが支配的と考えられる図中に斜線を施した A の領域は「微小変位領域」と定義し，その作動時間の定義域を（$t_1 < t \leqq t_2$）と定めた。また，弁体がこの微少変位領域を越えて動き出す B の領域を，「大変位領域」として，同様に $t_2 < t \leqq t_m$ で定義した。

微小変位領域（$t_1 < t \leqq t_2$）での静力学的平衡式は

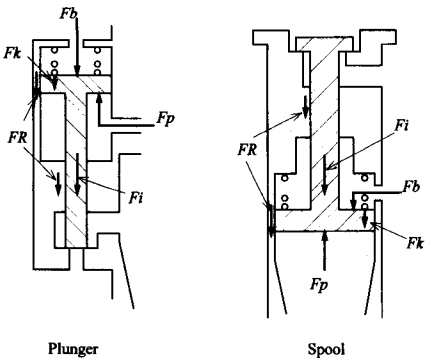

Fig. 25. Working forces to the valve.

$$Fp+Fb+Fk+FR=0 \tag{2}$$

であり，大変位領域 ($t_2<t\leqq t_m$) における動力学的平衡式は

$$Fi+Fp+Fb+Fk+FR=0 \tag{3}$$

となる。ここに Fig. 25 に示したように，Fi は慣性力，Fp は作用圧力による力，Fb は背圧による力，Fk はバネによる力，FR は摺動抵抗力を含む摩擦力である。

微小変位領域 式 (2) の Fp, Fb, Fk を一般形で表すと，

$$\left.\begin{aligned} Fp&=-A\cdot P(t)\\ Fb&=+b\cdot Pb\\ Fk&=+k(X+X_0)\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

となる。ここに，A は受圧面積，P は作用圧力，b は背圧面積，k はバネ定数，X と X_0 は変位量である。時間の関数となる変数には (t) を付けてこれを明示し，力の方向は下向きを正にとった。FR については後で詳述する。

パッキン類の取り付け位置は，弁体の設計図である Fig. 20 に表したが，この領域で弁体の変位が微小であるのは，O リングの特性による摺動部摩擦抵抗による効果が現れたためであると考えた。

圧縮空気を供給する前に水深相当の背圧をかけると，O リングはプランジャ，スプール共に下側 (軸力の正方向) に押圧されて移動し，変形しながら弁体を押し下げる。この場合，弁体は幾何学的拘束により，下方に変位することはできない。この結果，O リングはシリンダ面に横方向から圧力を加えて平衡状態に達し，このことが摺動抵抗の変化を引き起こす。この変位領域では，両弁体共に，背圧 (Fb) の印加による O リングの摺動抵抗の増加が作動圧の変化に支配的に作用している。また，弁体の変位に対する抵抗力には，O リング以外の箇所の摩擦力も加味した。立式に際しては，静的平衡が成り立ち，速度依存性や粘弾性および履歴効果が無視できる条件を与えた。力学関係の記号を表化して Table 2 に示す。

スプールは組み込み状態では，弁体は上部構造部のみで支持されている。弁上部には圧縮空気シール用のゴムが配置されているため，背圧作用下では圧縮されてバネ作用をすると考えられる。理論式でも，この状態を加味した条件付けを行った。この結果，微小変位領域での力学モデルは Fig.26 のようになった。ここに，δs は上部ゴム部がシリンダ上部に接してから，変位に従って離れるまでのストローク量で

Table 2. Nomenclature for the slight displacement.

		Spool	Plunger
Displacement in $t_1 \sim t_2$:	$X_0(t)$	$X_{0s}(t)$	$X_{op}(t)$
Displacement in $t_2 \sim t_m$:	$X(t)$	$X_s(t)$	$X_p(t)$
Working pressure:	$P(t)$	$P_1(t)$	$P_3(t)$
Back pressure:	Pb	Pb_s	Pb_p
Mass of the valve body:	m	m_s	m_p
Area with back pressure:	b	$(A_1\text{-}A_2)$	A_4
Pressure-sensitive area:	A	A_1	$(A_4\text{-}A_3)$
Dia. of the O-ring:	D_1	D_{1S}	D_{1P}
Thickness of the O-ring:	D_2	D_{2S}	D_{2P}
Spring constant:	k	k_s	k_p
Coefficient of slide resistance:	ν_1	ν_{1S}	ν_{1P}

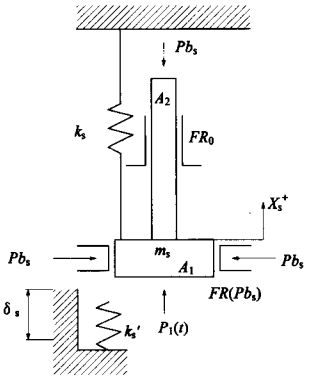

Fig. 26. Dynamics model for the Spool action during the slight displacement.

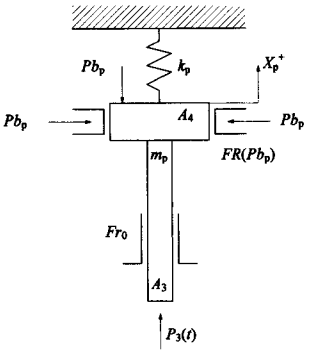

Fig. 27. Dynamics model for the Plunger action during the slight displacement.

ある。この値によって，微少変位領域の力学的状態を，さらに以下の2つの領域に分けて考えた。ここに，ε は微少変位全体の量である。

i)　$0 \leqq X(t) < \delta s$

式 (2) に新たにこのゴム弾性によるバネ定数 k' のバネ力 Fk' が加わる。

$$Fp + Fb + Fk + Fk' + FR = 0\,;\ Fk' = -k'(\delta s - X(t)) \tag{5}$$

一方 FR は，次のように記述できる。

$$FR = \begin{cases} F_{r0} - \mathrm{sgn}(F_{ext} + F_{r0}) \cdot \nu_1 \cdot D_0 \cdot Pb\,; & F_{ext} \neq 0 \\ F_{r0} & ;\ F_{ext} = 0 \end{cases} \tag{6}$$

ここに，F_{r0} は弁体支持部の定在的な摺動抵抗力，F_{ext} は，$Fp + Fb + Fk$，ν_1 は O リングの摺動特性変数，D_0 は $D_1 \cdot D_2$ で，D_1 は O リングの直径，D_2 は O リングの厚さ，sgn は記号関数[1] である。ゆえに，こ

[1] $\mathrm{sgn}(X<0) = -1$, $\mathrm{sgn}(X=0) = 0$, $\mathrm{sgn}(X>0) = +1$

Table 3. Nomenclature for the large displacement.

		Spool	Plunger
Total displacement :	ε	ε_s	ε_p
Viscous damping coefficient :	c	c_s	c_p
Slide resistance coefficient :	ν_2	ν_{2S}	ν_{2P}
Air spring constant :	k'	k_{s1}	k_{p1}
Initial chamber length in the Plunger :	L	L_0	L_1, L_2

の定義域内での静的釣合方程式は (7) 式となる。

$$(k+k')X(t)=A\cdot P(t)-b\cdot Pb-[F_{r0}-\mathrm{sgn}(F_{ext}+F_{r0})\cdot \nu_1\cdot D_0\cdot Pb]-(k\cdot X_0-k'\cdot \delta s) \qquad (7)$$

ii) $\delta s \leqq X(t) < \varepsilon$

この定義域内での静的平衡方程式は，δs, k' が存在しなくなるので，(7) 式は

$$k\cdot X(t)=A\cdot P(t)-b\cdot Pb-[F_{r0}-\mathrm{sng}(F_{ext}+F_{r0})\cdot \nu_1\cdot D_0\cdot Pb]-k\cdot X_0 \qquad (8)$$

となる。

プランジャ部の微小変位領域での力学モデルを Fig. 27 に示す。(2) 式と (6) 式より，支配方程式は (8) 式だけとなる。

大変位領域 大変位領域は Fig. 24 の B の $t_2 < t \leqq t_m$ で表した時間領域で定義される。各弁体への作用圧力は，t_2 になるまでランプ的に上昇するが，t_2 からは弁体の変位により各空気室内の圧力が連成して変化すると考えられる。この場合，細管から補給される圧縮空気の供給速度に比して，弁体の運動速度の方が比較的に速いため，各空気室のエンタルピはこの区間中は保存されるものとして考えた。

また，計測実験では，等価水深背圧を印加するために背圧回路は空気タンクに繋がれる。このため，弁体の運動によって Fig. 25 の背圧のかかる部分が密閉状態となって，その圧力も変化する。また，摺動部はプラスチックでできていることから，摩擦抵抗は速度依存性を持つと考えられる。各空気室の圧力変化は等エントロピー変化として，これらの条件から運動方程式を次のように導出した。Table 3 に，本領域の解析に用いる記号を示し，スプールに関する力学関係を Fig. 28 に表した。図中の k_{s1} は，背圧部分の空気室の状態変化による空気バネのバネ定数である。また，ディフューザ出口室の部分は，実際にはディフューザに直結している。このため，ディフューザの内容積は，弁体の変位による容積膨張に比べて非常に大きく，また，常時圧縮空気供給が行われることから，弁体の運動による空気室圧力の状態変化は小さくなるものと考えられる。このため，空気室容積は一定として考えた。

式 (3) の Fi, Fp, Fb, Fk, FR を一般形で表すと (9) 式になる。

$$\left.\begin{aligned} Fi &= m\ddot{X}(t) \\ Fk &= k(X(t)+\varepsilon+X_0) \\ Fp+Fb &= \frac{\gamma\cdot b\cdot Pb}{Ls}X(t)-(A\cdot P(t_2)-b\cdot Pb\text{-}A_3) \\ FR &= \nu_2\cdot D_0\cdot Pb+c\cdot X(t) \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

さらに，上式を整理すると (10) 式となる。

$$m\cdot \ddot{X}(t)+c\cdot X(t)+(k+k')X(t)=Fp_0-Fk_0-\nu_2\cdot D_0\cdot Pb \qquad (10)$$

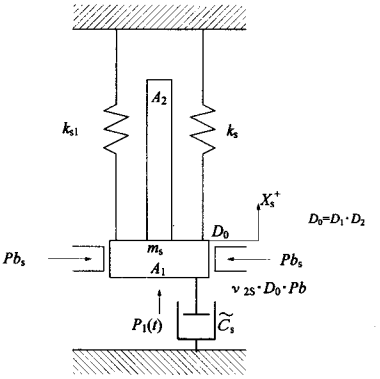

Fig. 28. Dynamics model for the Spool action during the large displacement.

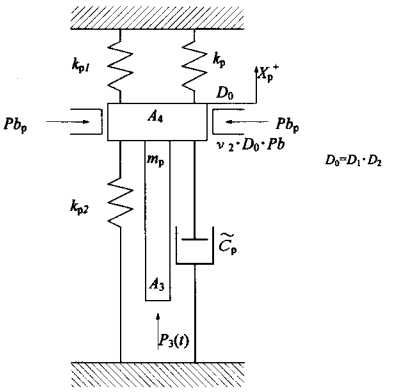

Fig. 29. Dynamics model for the Plunger action during the large displacement.

ここに，$Fp_0=AP(t_2)-b\cdot Pb-A_3$, $Fk_0=k(\varepsilon+X_0)$ である。

(10) 式を $\omega\cdot n^2=(k+k')/m$, $\kappa=c/2m$, $F_{ext}'=Fp_0-Fk_0-\nu_2\cdot D_0\cdot Pb$ とし，$X(t)$ について解くと次のようになる。

$\kappa^2-\omega\cdot n^2<0$ ならば減衰振動であり，

$$X(t)=\frac{F_{ext}'\left[1-e^{-\kappa t}\left(\cos\sqrt{\omega\cdot n^2-\kappa^2}\,t+\frac{\kappa}{\sqrt{\omega\cdot n^2-\kappa^2}}\sin\sqrt{\omega\cdot n^2-\kappa^2}\,t\right)\right]}{(k+k')} \tag{11}$$

$\kappa^2-\omega\cdot n^2>0$ ならば過減衰となり，

$$X(t)=\frac{F_{ext}'\left[1-e^{-\kappa t}\left(\cosh\sqrt{\kappa^2-\omega\cdot n^2}\,t+\frac{\kappa}{\sqrt{\kappa^2-\omega\cdot n^2}}\sinh\sqrt{\kappa^2-\omega\cdot n^2}\,t\right)\right]}{(k+k')} \tag{12}$$

である。

$X(t)$ はこのように $\kappa^2-\omega\cdot n^2$ の正負によって運動様式が変化するので，実験結果毎に場合分けが必要である。また，背圧の状態変化については次式のようになる。

$$Pb[b(L_0-\varepsilon)+V_0]=Pb[b(L_0-\varepsilon-X(t))+V_0]^{\gamma} \tag{13}$$

ここに，$Pb(t)$ は弁体運動後の背圧，V_0 は背圧室中の変化しない部分の容積で，γ は比熱比である。これを $X(t)=0$ の近傍回りで局所線形化すると，

$$Pb(t)\fallingdotseq Pb[1+(\gamma/Ls)X(t)] \tag{14}$$

となる。ここに，$Ls=V_0/b+(L_0-\varepsilon)$ である。

プランジャの力学モデルを Fig. 29 に示す。図中の k_{p1} は背圧部分の空気室の状態変化による空気バネのバネ定数であり，同様に k_{p2} はプランジャ室の空気バネのバネ定数であるので，空気バネの定数を $k'=k_{p1}+k_{p2}$ と表記した。この場合，プランジャ室内へのパイロット管路からの圧縮空気補給は僅少であると仮定した。これらの仮定に基づくと，その運動方程式は，スプールの場合と同様に，(3) 式で表せる。ただし，

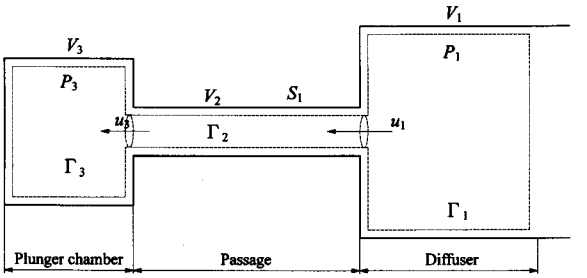

Fig. 30. Symbol marks in every air circuit.
V : Capacity, P : Pressure, u : Velocity of compressed air at the boundary, S : Sectional area.

$$\left.\begin{aligned} Fi &= m \cdot \ddot{X}(t) \\ Fk &= k(X(t)+\varepsilon+X_0) \\ Fp+Fb &= \gamma \cdot \left[\frac{A \cdot P(t_2)}{L_2+\varepsilon}+\frac{b \cdot Pb}{L_1-\varepsilon}\right]X(t)-(A \cdot P(t_2)-b \cdot Pb+S_3) \\ FR &= \nu_2 \cdot D_0 \cdot Pb+c \cdot \dot{X}(t) \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

である。

上式を整理すると (10) 式となるが，この場合の各変数は，

$$Fp_0=A \cdot P(t_2)-b \cdot Pb+S_3,\ Fk_0=k(\varepsilon+X_0),\ k'=\gamma \cdot \left[\frac{A \cdot P(t_2)}{L_2+\varepsilon}+\frac{b \cdot Pb}{L_1-\varepsilon}\right]$$

であることに注意を要する。

これを $X(t)$ について解くと，$\kappa^2-\omega \cdot n^2<0$ ならば (11) 式で，$\kappa^2-\omega \cdot n^2>0$ ならば (12) 式で表されることになる。

作動流体の基本方程式 圧縮性流体の基本方程式は次のように表すことができる。この場合の，領域の割り付けと記号を Fig. 30 に模式的に示した。

$$\rho_t+(\rho u)_x=0 \tag{16}$$

$$\rho \cdot u_t+\rho \cdot u \cdot u_x+P_x=0 \tag{17}$$

$$P \cdot \rho^{-\gamma}=\text{const} \tag{18}$$

$$P \cdot \rho^{-1}=C^2 \cdot \gamma^{-1} \tag{19}$$

$$u=-\psi_x \tag{20}$$

ここに，ρ は流体の密度，P は圧力，u は流体の速度，γ は断熱指数，$C=\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$ で局所音速，ψ は速度ポテンシャルを表す。さらに添字 t と x は変数の偏微分を表す。

流体解析では，ディフューザ出口室，パイロット管，プランジャ室の 3 つの領域にわたって等エントロピ流れを考慮し，非粘性の渦なし 1 次元流れであるとした。このときの，熱力学的状態変化は断熱変化と考えた。

基本方程式の (17), (18), (19), (20) 式を上記の条件に基づいて展開すると次式が得られる。

$$\frac{(\psi_1-\psi_3)+(u_1^2-u_3^2)}{2}=C_1^2\,\frac{\left[1-(P_1/P_3)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}{(\gamma-1)} \tag{21}$$

(16), (18), (19) を Γ_1 の初期条件にあてはめて，領域積分を行うと，

$$P_1(t)V_1{}^{\gamma}=P_1(0)V_1-\int_0^t(S_1\cdot u_1)^{\gamma}P_1(t)dt \tag{22}$$

となる。また同様に，Γ_3 は次式となる。

$$P_3(t)V_3{}^{\gamma}=P_3(0)V_3-\int_0^t(S_1\cdot u_3)^{\gamma}P_3(t)dt \tag{23}$$

ここで，$\phi_{13}=\psi_1-\psi_3$ の関数形は Monju-Ampere の方法などで数値的に得られるが，解析的には，特殊な条件下でのみしか得られない。しかし，パイロット管内の流れはディフューザ室とプランジャ室の圧力変化に対して応答速度が十分に速いために，ある微小観測時間内では定常的な流れとして捉えることができる。このため領域間の流れ関数差は無いもの仮定できることから，$\phi_{13}=0$ として解析できる。この結果，次の解析対象領域の支配方程式が導かれた。

$$\left(\frac{\dot{P}_1}{P_1}\right)^2+\left(\frac{\dot{P}_3}{P_3}\right)^2+\frac{2C^2}{(\gamma-1)}\left[1-\left(\frac{P_1}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]=0 \tag{24}$$

以上の弁体の運動方程式と作用圧力の関係式を連成させて解くことで，弁内に任意の圧力の空気を供給したときの各弁の作動時間関係を，パラメトリックな形で同一時間軸上に表現することができることになる。

(3) 動作特性実験と結果

相当水深別に，各弁体の作動特性を時間当たりの変位量として計測した。特に，本実験は，ゴムホースや空気供給機内で圧縮空気の減衰や応答遅れが生じないように，直接水深調整弁に圧縮空気を流す Fig. 31 のような圧縮空気回路を構成し，水深調整弁単体での動作特性実験となっている。

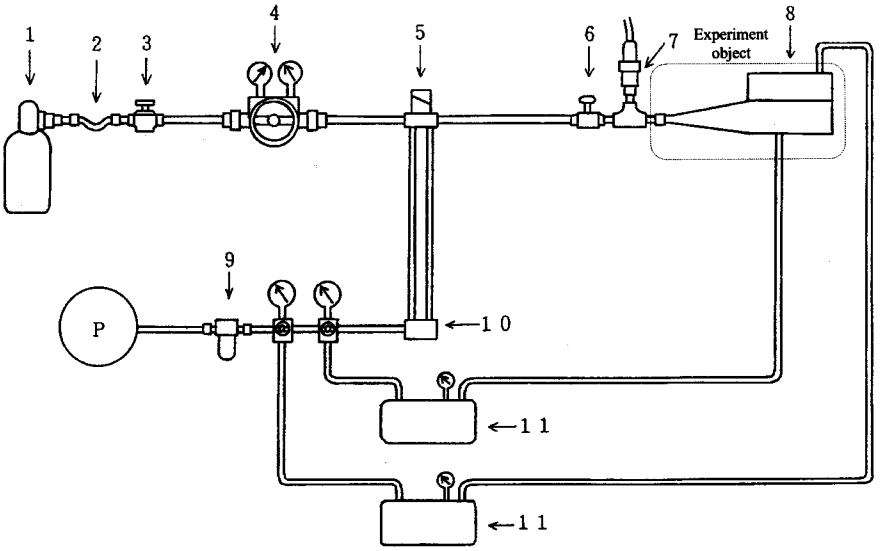

Fig. 31. Arrangement of the experiment devices.
1: Pressure vessel, 2: Hose, 3: valve, 4: Reducing valve, 5: Actuator valve, 6: Flow control valve, 7: Pressure transducer, 8: Pressure actuation type valve, 9: Filter, 10: Electronic valve, 11: Air tank, P: Air compressor.

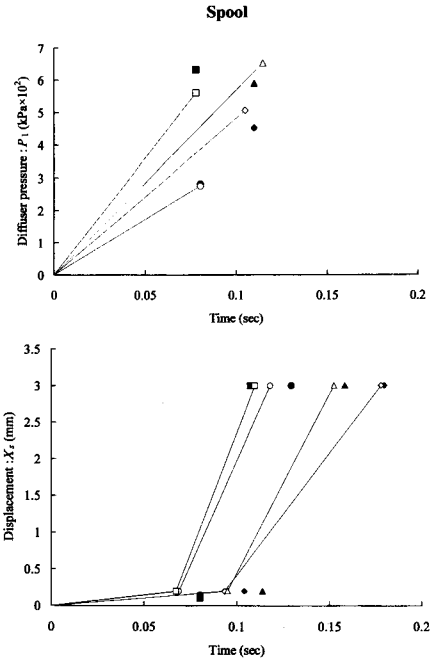

Fig. 32. The result of the experiment value and the calculation of the Spool.
■ : Average of the measured value of under the equivalent condition of 30 m in depth, ▲ : 20 m, ◆ : 10 m, ● : 0 m.
□, △, ◇, ○ : Calculated value by Eg., (7), (8), (10).

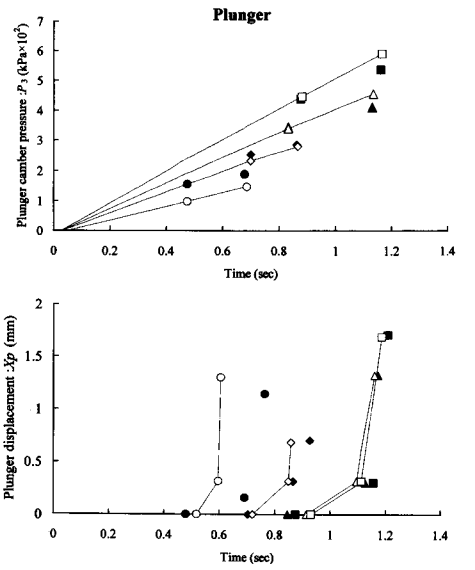

Fig. 33. The result of the experiment value and the calculation of the Plunger.
■ : Average of the measured value of under the equivalent condition of 30 m in depth, ▲ : 20 m, ◆ : 10 m, ● : 0 m.
□, △, ◇, ○ : Calculated value by Eg., (8), (10).

計測は水深 0〜30 m 相当の圧力 Fig. 31 の 11 に示す空気タンクで水深調整弁に加えながら，ディフューザ入り口に直接圧縮空気を供給して行った。供給圧力は 4 段階に変化させて与え，各設定条件について 3〜5 回行い，再現性を保証した。弁体部の変位計測は Fig. 21 と同様とした。

Fig. 32 は，スプールの実測結果を黒抜きのマーカ点で示し，シミュレーションの結果は白抜きの点と実線で示した図である。同様に，Fig. 33 は，プランジャについての実測結果とシミュレーション結果を表している。また，各弁の作動時間の実測値と理論値を Table 4 と Table 5 にまとめて比較した。

両弁の作動に対するシミュレーションはおおよそ実測値の傾向と一致していることが両図の結果から理解できる。しかしながら，作動時間が僅少であるスプールと 0 m 水深相当でのプランジャの微少変位領域において，実測値とのズレが生じている。

これは，スプールの動作は作用圧力 $P_1(t)$ の立ち上がりと同時に微小変位領域に入る。変位しはじめる瞬間では，P_1 は 0 kPa よりわずかに上昇した値となり，FR は弁体に対して上向きの軸力を作用させる。(8) の理論式は弁体のホース側を自由端と考え，弁体に作用するバネと背圧による力を排気ポート部のゴムシール部が受け持つとして記述した。しかし，相対的に小さな力 (小さな圧力) がスプール作動圧を受ける部分に加わっても，すぐに動作した実験結果となり，さらにスプールの軸と接触している細管をふさぐ部分にシール用ゴム材が組み込まれているなどの要因で，微小変位領域においては理論と実験の一致をみなかったと思われる。

Table 4. Each duration of the Plunger by a second.

Depth (m)	$t_0 \sim t_1$		$t_1 \sim t_2$		$t_2 \sim t_m$	
	Calculated	Measured	Calculated	Measured	Calculated	Measured
0	0.50	0.45	0.07	0.21	0.61	0.65
10	0.69	0.66	0.12	0.17	0.85	0.83
20	0.89	0.81	0.16	0.29	1.10	1.11
30	0.90	0.84	0.17	0.29	1.11	1.13

Table 5. Each duration of the Spool by a second.

Depth (m)	$t_1 \sim t_2$	
	Calculated	Measured
0	0.085	0.08
10	0.109	0.105
20	0.13	0.114
30	0.11	0.08

プランジャの作動は実験値とシミュレーションではばらつきは大きいものの，Table 4 の作動時間比較からも，その傾向はほぼ一致している。微小変位と大変位の両領域で設けた仮定による推論は妥当であったと考えられる。

大変位領域での実現象はシミュレーションからも十分表現できる。このため，この領域における弁体の運動は，線形運動方程式に示したような時定数で制御することができ，設計パラメータの変更によって作動完了時間を自由に変更できることが分かった。しかし，水深依存性を含む摺動部の材料力学的な非線形性が強く現れる微少変位領域については，その時定数を標記の方程式で求めることは難しい。特に，応答の早いスプールの微少変位時間と，背圧がかからないことから O リングなどの摺動材の粘着力が強く現れるプランジャの微少変位では，精度良く時定数を決定することは困難である。

ここで作動時間の長さを両弁について子細に検討してみると，微少変位領域の継続時間が大変位領域の時間に対して大きいことが分かる。このことは，微少変位領域の時定数を精度良く決定しなければ，弁体の全時間領域における動作を安定化できないことを意味している。逆にこの特性が改善されて，大変位領域よりも作動時間が短くなれば，基本設計通りの「素直な制御」ができることになる。このため，摺動部の非線形性を除去するための構造部材の変更と空気回路の若干の手直しが必要と考えられる。この点は，6-1-1 節で改めて示す。

Fig. 34 は本実験で Fig. 31 の 7 で測定した供給ポート部圧力に対する，スプールでは安定動作下限，プランジャでは安定動作上限の作動圧力を相当水深別に示している。各弁の作動圧力は平均値で示してある。その分散はプランジャでは 2～0.02 kPa，スプールは 0.00 1kPa でわずかであった。各水深相当において，各弁体が独立に安定作動するための供給ポート部での供給圧力差は約 100 kPa であり，供給ポートで 100 kPa シフトさせるように供給圧を制御する必要があることが確認できた。但し，本実験においては 49 kPa 刻みのステップ的に供給圧力を変化させているために，圧力値が直線的にならなかった。これは Fig. 31 の 4 の減圧器では 49 kPa でしか安定的に圧力を調節できなかったためである。リニアに供給圧力を変化させることができれば，Fig. 34 の近似直線に圧力値は近づくと考えられる。また，供給圧

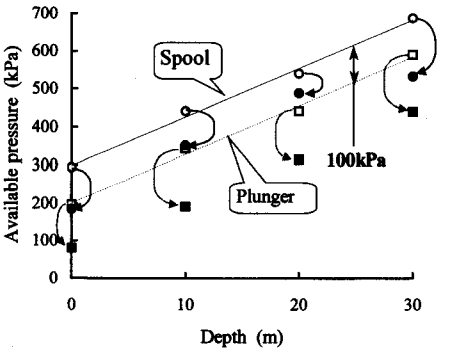

Fig. 34. Trend of the available pressure to a depth for working the valve.
○, □: Supplied pressure, ●, ■: Working pressure.

力は直線的であったがスプールの作動圧力は相当水深が上昇するに従い，増加傾向が鈍っているのが分かる。それに対しプランジャはほぼ直線的であった。

以上の実験結果は，両弁が良好な作動を示した場合のものであることから，Fig. 32 と Fig. 33 を比較すると，スプールの作動終了時刻 (t_{ms}) はプランジャの作動開始時刻 (t_{Ip}) よりも余裕を持って早い位置に配置されていることが分かる。各弁の時定数に関して厳密には本理論解は当てはまらないものの，このような，両者間の時刻関係については有益なシミュレーション情報を与えることができていると考える。

3-3. 空気供給機とゴムホース

水深制御弁の設計条件が決定したことから，制御弁空気供給機には，水深調整弁を動作させるための信号となる高圧または低圧の圧縮空気を供給することと，低圧空気供給のときは浮体内に十分な流量で空気を送る機能が要求される。また，第 2 章で述べたように，機械装備の脆弱な小型漁船での応用も視野に入れた設計が必要となる。

一方，圧縮空気信号の伝達媒体であるゴムホースは，空気供給機から出力される信号圧力を減衰させずに水深制御弁に伝達する機能と，長期間の海中浸漬に耐えられる耐暴露性能を備えていなければならず，海上作業の特殊性によって，可搬性と収納性およびハンドリングの良さも要求される仕様となる。

3-3-1. 空気供給源

圧縮空気は，作業船の主機関動力または舶用発電機による電力をエアコンプレッサに通じて得るか，圧縮空気を既に充塡した空気ボンベを利用するかの方法でしか，簡便には得られない。

エンジン動力をコンプレッサに直結して用いる方法では，航走中にコンプレッサを運転したとしてもアキュムレータや圧力制御回路を要し，その負荷によって機関出力の低下を招く。また，作業停泊時だけにコンプレッサを運転したとしても，動力伝達回路を切り替えるクラッチ機構の増設が必要となる。機関室容積が小さな多くの沿岸漁船では，既に主機関軸にドラムウィンチやクレーンなどの補機駆動用ユニットが組み込まれているために，これらを装備することはスペースとコスト的側面から見ても困難である。一方，沿岸漁業で用いられる漁船搭載型発電機の能力は最大実効値が 5 kw 程度であり，発電中の電圧降下を考慮し出力電力の約半分の 2.7 kw で市販されているコンプレッサを運転したとしても，出力される圧縮空気は 735 kPa 程度の最大吐出圧力で毎分 0.21 m^3 [normal] の吐出量しか発生できない。

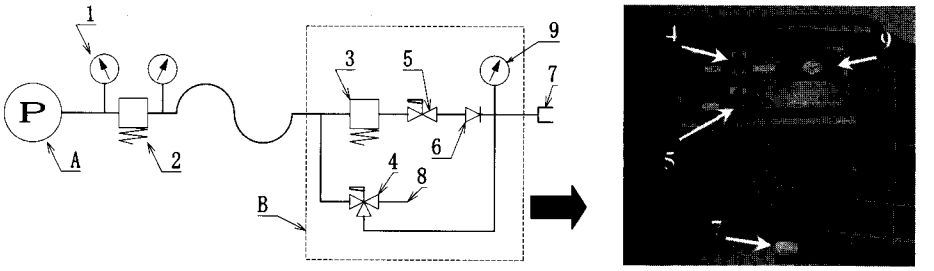

Fig. 35. Air circuit of the Supplier.
A : Pressure Vessel, B : Air Supplier.
1 : Pressure gauge, 2 : High-pressure regulator, 3 : Low-pressure regulator, 4 : Three port hand valve, 5 : two port hand valve, 6 : Check valve, 7 : Self-sealing coupling (socket), 8 : Exhaust port, 9 : Pressure indicator.

これらの条件を勘案して，動力支援の無い1t未満の作業船やコンプレッサの設置スペースの無い既存の作業船でも浮沈装置の使用が可能となるように，電源や動力を用意する必要の無い，空気ボンベを圧縮空気源に使うこととした。一般のボンベの充填圧力は最大14,700 kPaなので，直接この圧力を使用することは構成部材の破壊を招いたり，耐圧設計を行うことになり利便性は低くなる。このため，ボンベの空気出口に1段目の減圧器を取り付けて，水深調整弁の高圧側圧力と等しい1,470 kPaの2次圧を空気供給機内に供給する設計とした。

3-3-2. 空気供給機

空気供給機の外観と回路構成をFig. 35に示す。空気供給源の空気ボンベはAで，空気供給機は破線で囲ったBである。空気供給機は，前章で解析した水深調整弁の安定動作領域に合わせた高圧と低圧の空気供給回路構成とし，操作性を考慮して，操作バルブ1ヶにつき1動作が実現できる設計とした。

空気供給機は，Aの空気ボンベから一段目の減圧器2の出力である高圧側作動圧縮空気1,470 kPaを操作バルブ4を通して沈降用信号として直接バイパスさせる回路と，さらにこれを3に示した2段目の減圧器で490 kPaの低圧空気とし，これを浮上用信号として操作バルブ5から管路に伝える回路の，2系統の回路構成とした。

浮上・沈下・保持の各操作が船上で簡単に行えるように，レバーを90°回転すれば作動する構造とし，9の圧力計で作動空気圧状態をモニターできるようにした。ゴムホースとの着脱は，耐腐食性を考慮した高密度ポリエチレン製のワンタッチカプラで行い，空気供給機側に7カプラソケットを取り付けた。また空気供給源側にもワンタッチカプラを取り付け作業船への搬入・搬出の際に空気供給源と分離できる設計とした。ケースの主材質はSUS304とし，内部の配管部品には主にSUS316を使用して耐暴露性の向上に努めた。

3-3-3. ゴムホース

信号伝達媒体である圧縮空気を通気させるゴムホースは，海中の流水抵抗による「吹かれ」を最小とするために，可能な限り外径が小さいものが適している。しかし，高圧側圧縮空気が1,470 kPaであることから，圧縮空気通気時の内圧によって膨張したり，内径が小さすぎて管路抵抗が増加し，供給流量が補償できないものは，圧縮空気信号の管路内遅延を生じさせて，水深制御弁の誤動作を引き起こす。

このため，第2章の仕様条件と前節に示した水深制御弁の動作解析の結果から，長さ30 m，内径6 mmのゴムホースを選定した。水深調整弁の節でもふれたように内径6 mmとしたのは，長さ30 mで高圧空

気を流したときに膨張の少ないゴムホースの製造限界の内径であったためである。

ゴムホースは，それ自体張力を受けられる構造ではないので，強度メンバーとして化繊ロープを沿わせて使用する。エアバッグから延びたホース端にはワンタッチカプラのプラグ部がついており，沿わせたロープは浮子に繋ぐ。Fig. 8 にも示したように，作業者はこの浮子を海面から拾いロープをたぐり寄せ，ゴムホース端のワンタッチカプラのプラグ部を空気供給機のソケット部に接続するだけで良い。ゴムホースの材質は耐候性に優れた NBR を用い，圧力による膨張を防ぐため一層目と二層目の間に繊維をインナーカーカスとして編み込んだものを用いた。

これによりゴムホースの外径は 12 mm となったが，このゴムホースの内容積膨張量は 1,470 kPa のときに 0.72 cm^3/m であり，内径の拡大率は約 0.05% である。

3-4. 浮力制御部の機能試験

3-2 節では，水深調整弁の動作を確認する目的で，空気供給源に直結して弁体の動作を計測した。

一方，実操業では，本節で決定した，空気供給源—空気供給機—ゴムホースに至る空気圧管路を通じて，圧縮空気信号が水深調整弁に伝わることになることから，これらの空気圧損失を考慮した浮力制御部全体のシステム的応答特性を確認しておかなければならない。本節では，浮力制御部全体の機能を，模擬的な陸上試験から検証した。

試験装置の回路構成と外観，水深調整弁の作動測定状況，水深相当の力を加える圧力系を Fig. 36 にまとめて示した。試験方法は前節の実験と同様であるが，新規に設計製作したゴムホースと空気供給機に最大充塡圧力 14,700 kPa, 3 m^3 [normal] の空気ボンベを取り付けて，実機と同一の機器構成で計測した。

全システムの作動状態の良否判定は，プランジャが動作したときはスプールが動作していないことを変位の状態で判断し，同じくスプールが動作したときはプランジャが動作していないことで判断した。

試験の結果は Fig. 37 に図化して示した。図の横軸は相当所在水深を，縦軸は圧縮空気供給圧力を示し

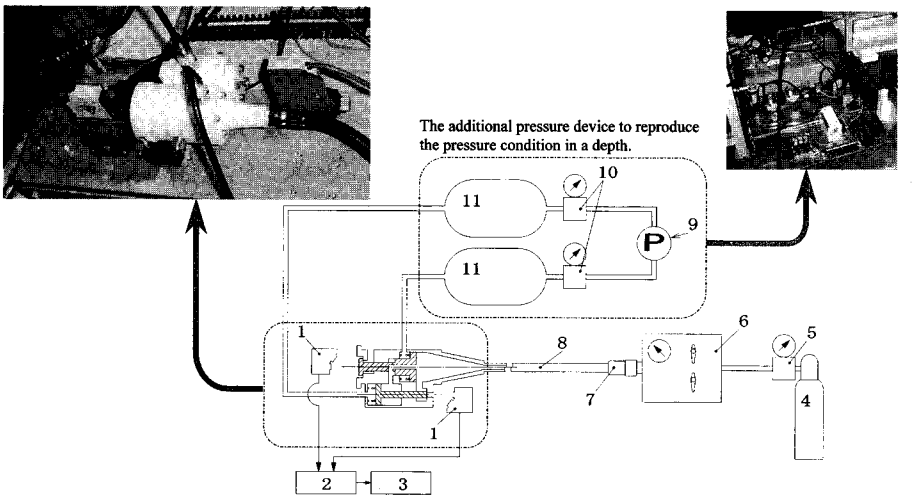

Fig. 36. Apparatus for checking availability of the buoyancy control system.
1: Laser displacement sensor, 2: Amplifier for displacement, 3: Liner recorder, 4: Pressure vessel, 5: Reducing valve, 6: Air supplier, 7: Self-sealing coupling, 8: Rubber hose, 9: Air compressor, 10: Reducing valve, 11: Air accumulator.

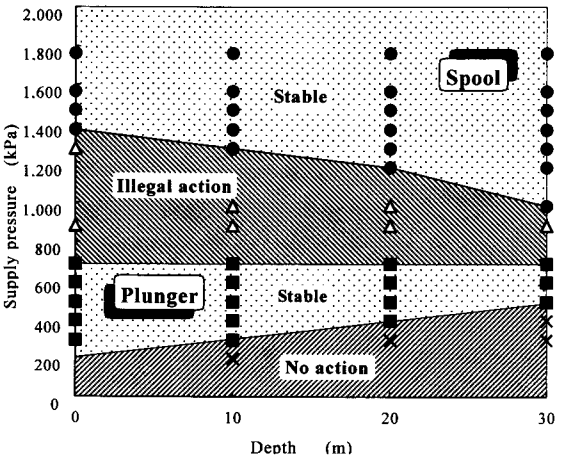

Fig. 37. Confirmed stable zones of the valves to the supplied pressure and a settled depth.
●: Spool, ■: Plunger, ×: No action, △: Illegal action.

ており，図中の罰点印（×）は双方の弁が作動しなかった領域を示し，黒抜きの四角（■）はプランジャのみが作動した領域，黒抜きの丸（●）はスプールのみが作動した領域，白抜きの三角（△）は制御弁が誤動作をおこした領域，をそれぞれ意味している。

この実験結果から，プランジャは供給圧力が490～686 kPaの範囲で正常動作することや，スプールは供給圧力が1,372 kPa以上で正常動作すること，および390 kPa以下ではプランジャの作動が認められないことが分かった。他方，686 kPa～1,270 kPaでは，スプールとプランジャの両方が作動する現象が見られ，安定動作は得られなかった。不安定動作はスプールの場合，たとえば水深10 mで供給圧1,176 kPaのとき，スプールが動作しようとしたとき，本来であればパイロット管路を瞬時に遮断しプランジャ室への空気供給が止まる動作を，作動圧が低いのでスプールの変位速度が遅く遮断に時間がかかり，この時間にプランジャの圧力が上昇しプランジャが動作してしまう状況であった。

この安定動作が得られない現象の詳細については，浮力制御部の空気回路全体を非定常圧縮空気流れとした解析が必要であるが，Fig. 11に示したプランジャが作動するときの圧力曲線1とスプールが作動するときの圧力曲線2との間隔が狭まり，同図のプランジャ作動圧力3とスプール作動圧力4は変わらないので，両方のポイントに両曲線が近づくことで不安定動作が発生すると考えられる。スプールでは安定動作を行う下限圧力が相当水深が深くなるに従い低くなる現象が見られる。弁の機構部は変わらないので背圧によって，高圧空気供給時はプランジャの動きが押さえられる傾向にあることが分かる。それはFig. 23のIに示した各水深におけるプランジャの圧力最大値が，水深に対し比例的に増えていないことからも推察できる。Fig. 34の供給圧力にはその傾向が現れなかったが，同図の作動圧力にはその傾向が現れているので，水深が深くなるに従いスプールの作動圧は低くなり，それによって，供給圧力が低くなると考えられる。一方，プランジャでは安定動作を行う上限圧力は相当水深が変わっても686 kPaと変化が示されていないが，実験で与えた供給圧力のステップが98 kPaであったことから一定になったと考えられる。しかし，Fig. 34の実験結果やFig. 23のIIに示す実験結果から，相当水深が深くなると作動圧力が上昇しているので，実際には水深が深くなると供給圧力は増えると考えられる。また，不安定動作領域は水深が深くなるとその幅は狭くなり，やがてスプールの安定動作領域とプランジャの安定

動作領域が重なり合うように見えるが，プランジャの安定動作する圧力下限も上昇するので，スプールだけの動作領域となる。

浮力制御部は，設計水深 0～30 m の範囲内では，所定の動作をすることが確認できた。また，空気供給機が供給する圧力も，高圧は 1,470 kPa，低圧は 490 kPa の設定で，浮力制御部を安定的に作動させられることも確認できた。

供給圧力は最大 1,764 kPa まで行ったが，管路各部の空気漏れは認められず，機密性が補償された。耐食性を含めた耐久性やハンドリングなどについては，室内で模擬的試験が行えないので，実海域における実証試験から検証した。これらの詳細は第 6 章で述べる。

4. 浮沈装置の浮体部

浮体部は第2章の設計条件で軟質材で底に開放部を持つ構造の浮体とした。この浮体は緒論で述べた4種類に分類した浮体の一つである開放型軟式浮体に相当する。この開放型軟式浮体（以下，エアバッグ）の特徴を明らかにするためTable 6に他の3種類の浮体との比較を示す。この表からエアバッグは浮体内容量を変えることが可能で，それに伴い浮力制御も可能であるが，水深が変化し水圧が変わると浮体内の空気圧力はその変化に追従し，それに伴い浮体内容積も変化し浮力が変化する浮力の水深依存性を持っていることが分かる。さらに，軟式浮体はその形状を浮体内の空気容積によって保っているので，水深が変わることで空気容積が変化すると，浮体形状も変化しそれにより流体力が変化する流体力の水深依存性を持っていることも分かる（山下ら，1991)。

垂下養殖施設はFig. 2に示すように浅海波の影響を受ける水深20～50 mの海域に敷設されている。このような水深に鉛直方向の力学的関係に水深依存性を含むエアバッグを浮力維持や水深調節用に用いる場合，浅海波の影響を受け鉛直方向の運動が発生したとき，浮体内空気体積の増減が起こり余剰浮力が水圧（水深）に対して変動し，他の浮体に見られない係留特性を示す。しかしながら，エアバッグのような軟式構造で主に鉛直方向に運動する係留系の特性に関する研究開発事例はほとんど見あたらないのが現状である。実海域における浮沈装置の機能を保証するために，施設に取り付けたエアバッグの鉛直方向の動きを予測し，海域や懸架物等の特性に合わせた制御や設計を行うべきである。このため，エアバックの形状と浮力の水深依存性を明らかにする静的特性の解析と，エアバッグの各種流体力係数を求める水槽内での正弦加振実験による動的特性の解析を行った。最後に，エアバックとその係留系の持つ特性を明らかかにするために，これらの解析から得られた諸関係に基づいて，施設に取り付けたエアバッグの動きをシミュレーションした。

4-1. 浮体部の検討

エアバッグは沈座船の引き上げ作業や，海中でダイバー作業の支援器具として用いられ実績のある，㈱ナショナルマリンプラスチック製の最大浮力2,600 Nのアクアリフターを改良し使用することとした。Fig. 38に浮体部の構造を示す。

この浮体の特徴は熱気球のように底部が開放されていることにある。これにより空気を過剰に供給したときや，深い水深から浮上し内部の空気がそれにより膨張しても，底の開放部から余剰空気がオーバーフローして浮体内圧力と水圧のバランスが保たれるので，浮体が破裂することはなく仕様以上の浮力に

Table 6. Classification of a float by the function.

Property	Material	Hard		Soft	
	Closure/Disclosure	Close	Open	Close	Open
Buoyancy of depended on a depth		×	○	○	○
Flow resistance of depended on a depth		×	×	○*	○
Possibility of control buoyancy		×	○	○*	○

○: Yes　×: No
*: Applicable condition is limited.

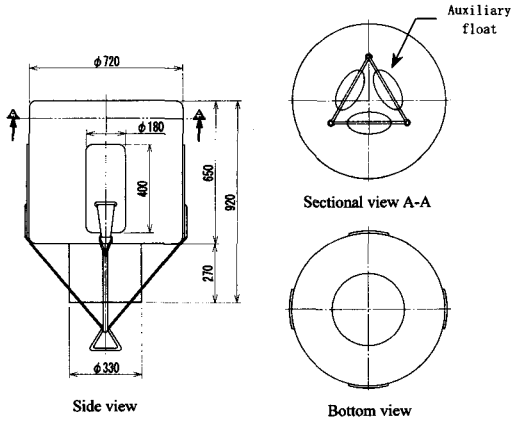

Fig. 38. Structure of the Air Bag.

なることがない。材質は帆布に耐候性が良好である塩化ビニールを塗布した PVC ターポリンで，軽量でかつ柔軟性があり折り畳んでの移動や収納ができ，10 cm 以下の軽微な破損は現場補修ができる取り扱いが容易な浮体である。また，浮体の上部にはエアバッグ内の空気量を増減する水深調整弁および，空気が充填されていないときの転倒防止用としてウレタン製の補助浮体（楕円体形状，浮力 29.4 N）3 個を取り付けた。施設への取り付けは Fig. 38 の Side view に示す吊綱下部の三角環を幹綱にロープで固縛する方法とした。

4-2. 浮体部の水中形状と浮力特性

エアバッグは取り扱いが容易で浮力制御できる浮体ではあるが，浮力と流体力は水深依存性があるので，使用上注意が必要であり明らかにしなくてはならない。

エアバッグは浮力（浮体内の空気容積）によって浮体形状が変化する特性を持っている。浮体形状は係留特性に関わる浮体の流体力と密接な関係をもっているので，本節ではエアバッグの運動特性の解析に重要である浮力特性と浮体水中形状の関係を，相似模型を用いた水槽実験から明らかにする。

4-2-1. 実験方法

実験はエアバッグの次元方程式を決め無次元化形状値を求めた。次に，求めた相似則からエアバッグの模型を製作し，静水中でこの模型の浮力を変えながら形状を測定した。

(1) 無次元方程式の導出

Fig. 39 に示すように，エアバッグは浮力体となる本体と本体底の開放部に取り付けられたスカートおよび吊綱から構成される。D と L は本体の最大直径と長さ，H は本体中心の最上部と上縁部との高さ，d と E は生地の厚みと伸び率，Ds と Ls はスカートの直径と長さ，La は本体上部縁から吊綱の取り付け位置までの距離，Lb は吊綱の長さである。また，エアバッグの浮力に関するパラメータである Va と Vw は浮体内の空気容積と内包される水体積を意味し，P は空気圧力を，Z と Z_D は浮体最上部から計った内水面の高度と浮体内水面の深度を示している。さらに，エアバッグの主形状を定める D と L から，設計最大容積 V_{full} と設計最大投影断面積 A_{max} が定義され，A は任意浮力のときの浮体の鉛直方向の投影断面積である。

これらの物理量のうち，浮体の形状パラメータと吊綱のパラメータである D, Ds, Ls, La, Lb は L で

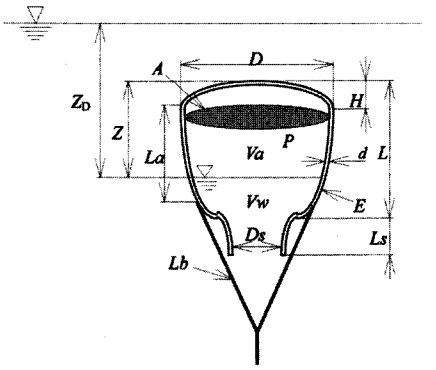

Fig. 39. Shape and buoyancy parameters of the float.
D, *L*: Maximum diameter and length of the main body. *Ds*, *Ls*: Diameter and length of the skirt. *La*, *Lb*: Installed position and length of the hanging rope.
A, *H*: Maximum cross-section area and distance of the head edge. *Z*, Z_D: Internal water surface level from the top and internal water surface level from the surface.
d, *E*: Thickness and elongation rate of the float material. *Va*, *Vm*: Air and water volume. *P*: Air pressure.

代表でき，*P* は水面から浮体中心最上部までの水深が一定ならばによって一意に定まり，水面から浮体中心最上部までの水深が変化するときは Z_D でによって一意に定まるので，静水中のエアバッグの形状と浮力に対する支配方程式は (25) 式で表せる。

$$\phi(L,\ H,\ A,\ d,\ Va,\ Vw,\ Z,\ E)=0 \tag{25}$$

エアバッグの水中形状と浮力の関係を表す無次元パラメータは，*d* については全模型で d/L が 0.2～0.4% であり物理的現象に対する影響は少ないと考え，実物と等しくし，また相似化が困難である浮体部材料パラメータの *E* も実物と等しくすれば，次元方程式 (江守，1985) から次のように導ける。

$$Va^*=\frac{Va}{V_{full}},\ Vw^*=\frac{Vw}{V_{full}},\ A^*=\frac{A}{A_{\max}},\ H^*=\frac{H}{L},\ Z^*=\frac{Z}{L} \tag{26}$$

ここに，Va^* は無次元化浮力，Vw^* は無次元化浮体内水体積，A^* は無次元化断面積，H^* と Z^* はそれぞれ浮体上部の鉛直方向の膨張率とエアバッグ内の無次元化水面高さである。特に空気体積 *Va* は浮体浮力に比例するが，これを設計最大容積である設計最大浮力で無次元化した Va^* は浮力比 (無次元化浮力) を表している。このため本研究では，浮力のパラメータを空気体積から導かれる量として Va^* で記述する。また，Vw^* と Z^* は無次元化形状値である A^*，H^* と共に，浮体内の空気量によって変化することになる。

(2) 相似模型と実験方法

式 (26) の無次元パラメータから，実験で使用する相似模型を，実験装置や使用水槽の制約を考慮した上で，Table 7 に示す縮尺と寸法で製作した。

実験装置の概要を Fig. 40 に示す。実験に先立ち，各相似模型の浮力 *Fs* と重量 *Fm* の測定を行い，Fig. 40 の 5 に示す実験室の天井クレーンから同図 1 の水槽底部に取り付けた固定式滑車を介してワイヤーロープで同図の模型 2 を牽引し，水中に没するように設置した。

Table 7. Scales and dimensions of the air bag models used in series experiment in still water tank.

Scale	Main Body*1			Skirt*1		Hanging rope	
	D [m]	L [m]	V_{full} [$m^3 \times 10^{-3}$]	Ds [m]	Ls [m]	La [m]	Lb [m]
1/1*2	0.72	0.65	264.65	0.33	0.27	0.49	1.10
4/5	0.57	0.52	132.69	0.22	0.18	0.39	0.92
2/3	0.48	0.43	77.81	0.22	0.18	0.33	0.74
3/5	0.43	0.39	56.64	0.20	0.16	0.30	0.68
1/2	0.36	0.32	32.57	0.17	0.14	0.24	0.59

*1 Structure made of PVC-tarpaulin, thickness : 1 mm, specific gravity : 1.12, tensile strength : 64 N/mm², elongation percentage : 15%.
*2 The full-scale model is not in use for the experiment.

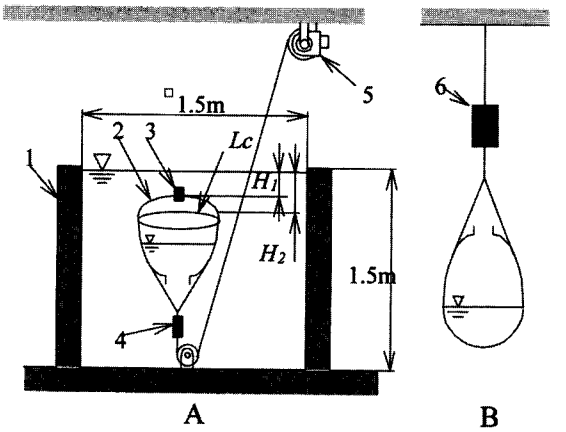

Fig. 40. Schematic diagrams of the experimental apparatus.
A : Laboratory tank experiment. B : Mass measurement.
1 : Water tank. 2 : Air bag. 3 : Pressure gauge. 4,6 : Tension gauge. 5 : Heavenly crane. Lc : Around length of the float. H_1, H_2 : Distance from the water surface to the top and maximum cross-section area.

次にエアバッグのスカートを十分に開き，浮体内部に外部から所定の浮力が得られるまで空気を注入し，水槽水面が安定するまで静置した。その後エアバッグの余剰浮力 F を Fig. 40 の 4 の水中ロードセルで測定し，同時に同図 3 の圧力センサで空気室内の圧力 P，浮体の最上部を基点とする浮体上部の水深 H_1 と上縁部の水深 H_2，および浮体上部の最大周長 Lc を測定した。

水中での計測が終了した後，同図の B に示すように，エアバッグのスカート部を密閉してから水中より引き上げ，エアバッグに内包されていた水の重量 Fw を Fig. 40 の 6 のロードセルで測定した。

Va, Vw, A, H および Z は γ を水の比重量として，これらの測定値から (27) 式を用いて誘導した。

$$Va=\frac{F-Fs}{\gamma},\ Vw=\frac{Fw-Fm}{\gamma},\ A=\frac{Lc^2}{4\pi},\ H=H_2-H_1,\ Z=\frac{P}{\gamma}-H_1 \tag{27}$$

更に，これらの誘導量から各無次元化パラメータを (26) 式によって求め，これを無次元化浮力 Va^* に関してまとめた。

4-2-2. 実験結果

Fig. 41 は全相似模型の実験結果を横軸に浮力，縦軸に内包水の重量をとって表したもので，図中の○は縮尺比 1/2, △は 3/5, ◇は 2/3, □は 4/5 の模型を示している。全相似模型に共通して，空気量が増加すると内包水量は減少する傾向にあった。

Fig. 42 に，空気量によって変化した浮体形状と内包水量の関係を模式的に示した。同図の A に示す空気量が少ない場合では，風袋が鉛直方向に引き延ばされ，比較的多くの内包水が浮体内に留まっていることが観測された。次に，同図 B に示す設計最大容積の半分程度まで空気を注入した場合では，浮体上部が急速に拡張して設計最大投影断面積に近づき，内包水は，空気によって浮体下部の開口部から排除され，また同時に，水平方向の拡張によって生じた浮体内容積の増加分だけ補給される。更に，同図 C の

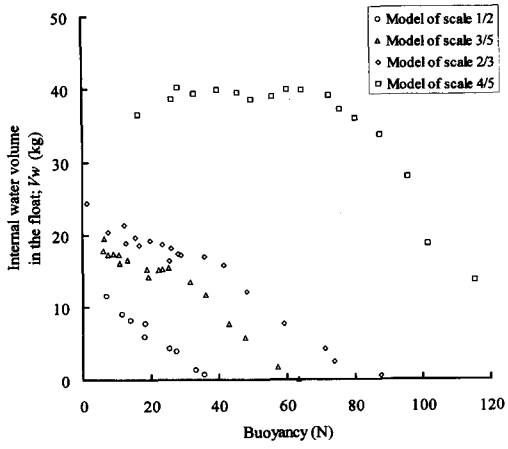

Fig. 41. Relationship between the water volume and the buoyancy measured.

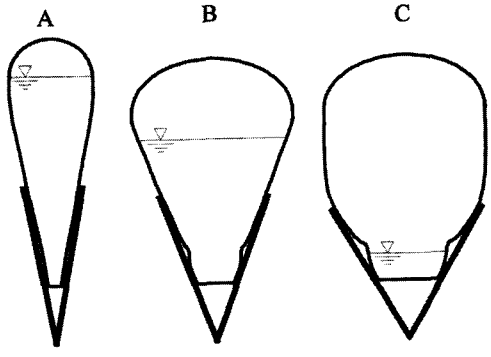

Fig. 42. Typical shape change of the float with the air.
A : Initial condition, B : Transit, C : Gas fully poured.

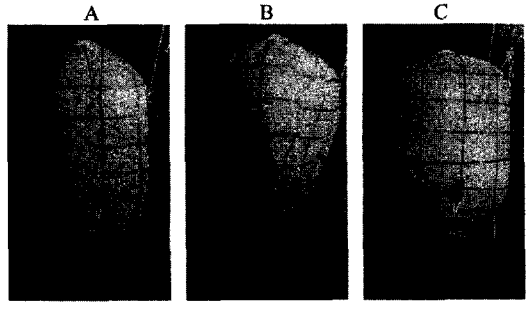

Fig. 43. Photographs of the transitions of scale-2/3 model.
A, B, C : Buoyancy of 107,270,845 (N) respectively to Fig 42.

空気量が設計最大容積に近づいた場合では，浮体は円筒型となってその上部形状は変化せず，内包水は空気によって排出されるだけになる。この状態を縮尺比 2/3 の模型について水中撮影したものが Fig. 43 で，同図の A は Va^* が 16%，B は 37%，C は 113% の場合の形状状態を示している。

このように特異な，浮力に対する内包水量や形状変化がエアバッグに特有な性質であるかどうかを検討するために，Fig. 41 に示したデータを (26) 式で定義した無次元化量に変換して Fig. 44 に示した。図中の□は全相似模型に対する無次元化内包水量 Vw^* を，○は無次元化浮体内水面距離 Z^* を表している。図中の小枠から引き出した矢印が示す位置は，Fig. 43 に示した水中写真の各状態に対応したデータ点である。同図から，Vw^* は Va^* の増加につれて漸減し，空気がエアバッグ内に半分程度入った状態を境界として急速に減少することがわかった。この境界値を定量化するために，任意の Va^* で区分した Vw^* の 2 つの領域毎に 1 次関数を当てはめ，両領域の偏差二乗和が最小となる Va^* を以って Vw^* の特性が変化する境界値とした。同図中の実線はこの方法によって得られた 2 本の推定直線であり，回帰式は (28) 式で与えられる。しかし，浮体と Fig. 40 の 4 に示すロードセル等の水中重量を支えるには，余剰浮力 (Va^*) が 2% 必要であり，それ以下では浮体が沈降するので浮力の計測ができない。このため，以下の実験式の定義は Va^* が 2% 以上となる。境界値の位置を図中の■印で示したが，その Va^* の値は 44% である。この境界値は全模型に共通して同一であり，Fig. 42, Fig. 43 に示した浮体上部の直径が最大となった状態に対応している。

$$Vw^* = \begin{cases} 29.91 - 0.13\,Va^*\,;\ 2\% \leqq Va^* \leqq 44\% \\ 39.82 - 0.35\,Va^*\,;\ 44\% < Va^* \end{cases} \tag{28}$$

一方，Va^* によって顕著な変化を示した Vw^* に対して，浮体内水面高さ Z^* も任意の境界値で Va^* の分割を試みたが，有意な差が認められなかったので Va^* の全領域で Z^* は直線回帰するとした。Z^* の Va^* に関する回帰式を (29) 式に示す。

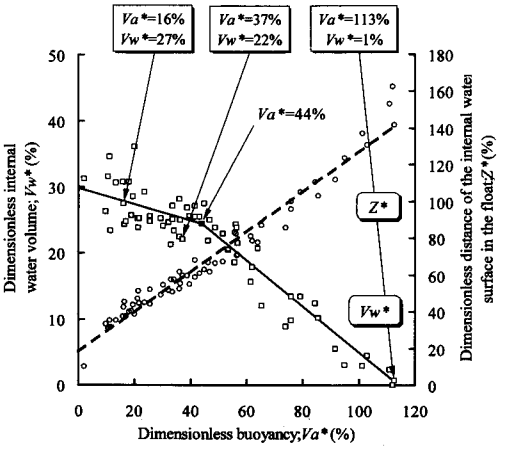

Fig. 44. Relation of the dimensionless water and air volume (Vw^*, Va^*) and the inner water level (Z^*).
□: Vw^*. ■: Transition point of Vw^*.
—: Analytic result of Vw^*.
○: Z^*. - - -: Analytic result of Z^*

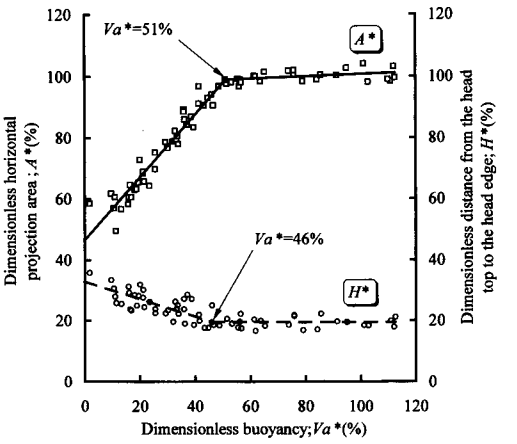

Fig. 45. Maximum projection area (A^*) and the head edge (H^*) to the air volume (Va^*).
□, ■: A^* and its transition point.
—: Analytic result of A^*.
○, ●: H^* and its transition point.
- -: Analytic result of H^*.

$$Z^*=18.19+1.09Va^*\ ;\ 2\%\leqq Va^* \tag{29}$$

Fig. 45 は，Va^* に対する A^* と H^* の変化を，全相似模型について示した図である。同図の□で示した A^* の遷移傾向は，Vw^* と Va^* の関係と同様に，Va^* が特定の値で変化しているが，Va^* がこの境界値より大きくなると A^* は設計最大投影断面積にほぼ等しい値を示す。この傾向は，同図の○で示した H^* の遷移にも認められ，Va^* がこの境界値より大きくなると H^* はほぼ一定の値を示す。A^* と H^* の境界値は，それぞれ Fig. 45 の■印と●印で示した点にあり，その Va^* は 51% と 46% となった。各パラメータに対する回帰式を (30) 式および (31) 式に示す。

$$A^*=\begin{cases}46.54+1.03Va^*\ ;\ 2\%\leqq Va^*\leqq 51\% \\ 97.24+0.03Va^*\ ;\ 51\%\leqq Va^*\end{cases} \tag{30}$$

$$H^*=\begin{cases}33.02-0.29Va^*\ ;\ 2\%\leqq Va^*\leqq 46\% \\ 19.54\qquad\qquad\ ;\ 46\%< Va^*\end{cases} \tag{31}$$

以上の解析結果から，エアバッグ内の水面高さが空気量に比例して増加するのに対し，浮体の幾何学的パラメータである投影断面積と浮体上部の鉛直方向の膨張率は，空気量が計画最大容積の 40～50% になるまで，それぞれ増加または減少傾向を示し，この境界値以上になると一定になることがわかった。また，内包水量は空気量の増加につれて減少する傾向を示すが，この傾向も空気量が 40～50% の領域を境として変化する。以上述べてきた浮力と水中形状の特性は，本研究で使用した模型と同じ相似則を持つエアバッグに普遍的な特性であると考えられる。

4-2-3. 考　察

浮体の抵抗係数と慣性力を計算する上で重要となる最大投影面積と浮体内水量は，浮体内の空気容積 (浮力) によって変化するが，エアバッグのような軟式浮体と，硬式浮体ではその傾向が異なる。

(1) 形状と内包水量

硬式浮体では形状は不変であるため，空気量の変化に従い，浮体内水量が減少し，無浮力状態では浮体内水量は容積比で 100%，最大浮力状態では 0% となる。一方，軟式浮体であるエアバッグでは，Fig. 44 と Fig. 45 に示したように外部形状および内包水量は空気容積が最大容積の 45% 近傍を境界として変化し，硬式浮子とは異なる特性を示す。特に浮力が少ない領域では，内包される水量が硬式浮体よりも少ないことから，浮体の慣性力は，この領域では大幅に減少するものと考えられる。

(2) 内水面高さ

エアバッグ空気容積の増加に伴う内水面高さ変化の特性について考察するために，エアバッグの最大直径と長さに等しい円柱型 (Zc)，逆円錐型 (Zt) および球型 (Zs) の底部開放型硬式浮体の浮力と内水面高さの理論値を比較したものが Fig. 46 である。図の各軸は無次元化浮力 Va^* および内水面高さ Z^* で，L_{full} は浮体上部から吊り綱の結節点までの長さである。各硬式浮体の Z^* は Va^* に対して (32) 式で表せる。

$$\left.\begin{aligned}&Zc^*=Va^* \\ &Zt^*=\frac{\sqrt[3]{\alpha(\alpha^2-3\alpha+3)Va^*-1}+1}{\alpha}\ ;\ \alpha=L/L_{full} \\ &Zs^*=\cos\left(\frac{\theta}{3}+\frac{4}{3\pi}\right)+0.5\ ;\ \cos(\theta)=1-2Va^*\end{aligned}\right\} \tag{32}$$

図中のエアバッグの浮体内水面の Z^* 切片は理論的には 0 を示す筈であるが，浮力と内水面高さの関

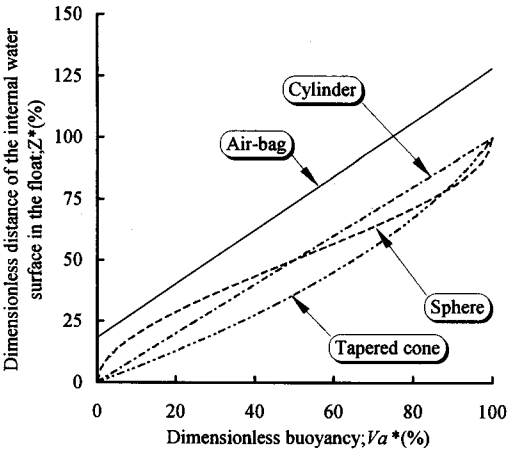

Fig. 46. Calculated dimensionless distance ($Z*$) of the surface water in the float to the air volume ($Va*$) of the other rigid-floats.

係を実験式 (29) を用いて表しているので，前述の通り浮力 2% 以下の状態では推定できないので，見かけ上の値である。浮力特性が推定不可能である 2% 以下の領域を除くと，エアバッグの空気量に対する内水面高さの変動は，底部開放型硬式円柱浮体の特性に近いことが分かる。しかし，空気によって外部形状が変化し，底部のスカート部まで空気を充塡可能であることから，いずれの硬式浮体にも当てはまらない特性を示していると考えられる。

相似模型を用いた実験から得られた以上の特性は，同一の形状比をもつエアバッグについて共通しており，エアバッグの運動抵抗や付加質量に関係するパラメータは空気容積によって一意的に変化することが明らかとなった。

4-3. 浮体部の浮力と運動特性

浮体と係留索によって構成された係留系の実験や解析は，これまで数多く行われてきた。しかし，エアバッグを用いた係留系には，鉛直方向の力学的関係に水深依存性を含むことから，他の係留系には見られない係留特性を示す。本節では，この特徴的なエアバッグの鉛直方向の係留運動に着目した分析を行い，実施設におけるエアバッグの取り付け方法や設計仕様の検討に必要となる，その流体力特性を考察した。

エアバッグによる係留系に支配的に働く力は，波浪を起源とする水圧変動および流体力変動に求められる。2-2 節に基づき 4-1 節でエアバッグの浮力を 2,600 N と決めた。このため，波浪中での運動状態を実物大で再現するには，極めて大がかりな実験が必要となる。このため本節では，模型則を用いた複数の縮小模型によって実海域におけるエアバッグが受ける流体力を再現し，縮尺の大小によらないエアバッグに特有の動力学的特性の分析を行った。

4-3-1. 理論的解析

水中で運動する物体には慣性力や抵抗力などの他に，物体は周りの水も伴って運動することになり，あたかも質量が付加された状態になる。また，まわりにある水に影響を与えながら運動し，その影響を自分自身も受ける。

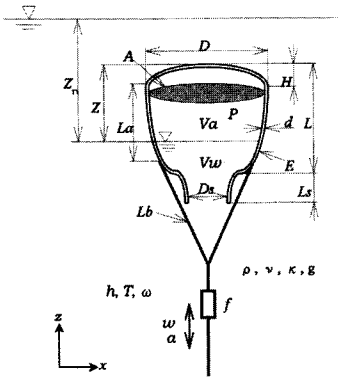

Fig. 47. Parameter for the oscillation experiment.
h : Amplitude of oscillation, T : Period, ω : Angular frequency, w : Vertical velocity, a : Vertical acceleration, f : Tensioning force, ρ : Density of water, ν : Kinematics viscosity, κ : Ratio of specific heat, g : Gravitational acceleration.
* Other marks are same as Fig. 39.

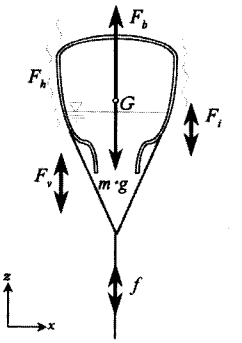

Fig. 48. Air bag vertical direction movement model in the still water.
F_i : Force of inertia, F_ν : Fluid resistance, F_h : Basset effects, F_b : Buoyancy, m : Air bag mass, g : Gravitational acceleration, G : Center of gravity, f : Tensioning force.

静水中における没水球の加振実験で F. Oder ら (1964) は，この運動の関係を付加質量力，抵抗力，運動の履歴効果である Basset 効果で記述することによって，付加質量係数 C_m，抵抗係数 C_d, Basset 係数 C_h を求めた。

本節では，同様な現象が現れる静水中で加振されるエアバッグの運動に，この方法を適用して各流体力を求め，その流体力係数を算出することとした。

対象とするエアバッグ模型に関する形状および実験条件のパラメータを Fig. 47 に示す。

解析対象とした静水中で鉛直方向に正弦加振されるエアバッグの力学関係を，Fig. 48 に示す。解析にあたり，エアバッグ内の空気は等エントロピ的に変化し，鉛直方向 (z 方向) 運動が卓越し，水平方向 (x 方向) 運動成分を本研究では無視する。また，加振振幅は水深に対して微小であるとし，水深が変化しても投影断面積 A の変化は無視できるほど小さく，懸架ロープのたるみは無視した。

よって，Fig. 48 に示す鉛直方向に強制的に加振されているエアバッグの運動は，エアバッグの運動による慣性力を F_i，エアバッグが受ける水の抵抗力を F_v，エアバッグの運動による Basset 効果を F_h，浮力の水深依存性による復元力を含むエアバッグの余剰浮力を F_b，加振外力を F_{ext} とし，振動の平衡水深 (z_0) まわりで構成すると (33) 式で記述できる。

$$F_{ext}=F_i+F_v+F_h+F_b \tag{33}$$

ここに，F_{ext} は索張力 f である。慣性力である F_i の成分は次のように記述できる。

$$F_i=m\frac{d^2z}{dt^2}+\rho C_m V_{full}\frac{d^2z}{dt^2} \tag{34}$$

右辺第 1 項はエアバッグの慣性力で，エアバッグに内包される水はエアバッグと伴に加振されると考えると，質量 m はエアバッグの質量とエアバッグに内包される水の質量であり $\rho Vw+(W_{air}/g)$ である。第 2 項はエアバッグの運動に伴って起こる付加質量力である。z は加振の鉛直方向変位である。上式を整理

すると次式を得る。

$$F_i=\rho\left[Vw+\frac{W_{air}}{\rho g}+C_m\ V_{full}\right]\frac{d^2z}{dt^2} \tag{35}$$

(33) 式の右辺第2項の抵抗力 F_v の成分は次のように記述できる。

$$F_v=\frac{1}{2}C_d\ \rho A\frac{dz}{dt}\left|\frac{dz}{dt}\right|dt' \tag{36}$$

F. Oder ら (1964) は没水球の加振実験で Basset 効果 F_h を次の式で求めている。

$$F_h=C_h\ R^2\sqrt{\pi\mu\rho}\int_0^t\frac{\ddot{z}(t')}{{}_0\sqrt{t-t'}} \tag{37}$$

ここで，R は静水中で加振する球の半径，μ は水の粘性係数 ($\mu=\rho\nu$), t' は時刻 t からの微小時間経過後の時刻を示しめす。上式をエアバッグに適用するため $R^2\sqrt{\pi\mu\rho}$の部分を A で表現すると次式を得る。

$$R^2\sqrt{\pi\mu\rho}=\frac{A}{\pi}\sqrt{\pi\nu\rho\cdot\rho}=\rho A\sqrt{\frac{\nu}{\pi}}$$

$$F_h=C_h\ \rho A\sqrt{\frac{\nu}{\pi}}\int_{t_0=0}^t\frac{\ddot{z}(t)}{\sqrt{t-t'}}\ dt' \tag{38}$$

エアバッグの余剰浮力 F_b は次のように記述できる。

$$F_b=\rho gVa+(W_{air}-W_{water}) \tag{39}$$

Va は水圧によって変化する。平衡水深 (z_0) まわりで線形化すると浮力 ($F_{b(z_0)}$) の線形化式として次式を得る。

$$F_b=\rho gVa_0-\frac{z}{\kappa(z_0+(\rho g)^{-1})}+(W_{air}-W_{water}) \tag{40}$$

上式の第1項と第3項の和は加振前の f と等しいので，加振中は第2項の値が z の変化に従う。

以上で静水中のエアバッグの鉛直振動運動が記述できる。尚，Va の量に相応して変化する各式中の Vw, V_{full}, A は前節の実験結果 (Fig. 44, Fig. 45) を使う。実験では F. Oder ら (1964) の実験にならって正弦加振を行うことから，ある時刻 t における加振の変位 z，速度 $\dot{z}$，加速度 $\ddot{z}$は次式で求められる。

$$z_{(t)}=\left(\frac{h}{2}\right)\sin(\omega\cdot t) \tag{41}$$

よって，F_t, F_v, F_h, F_b は各々次のように変形される。

$$F_i=-\frac{1}{2}\rho h\omega^2\left[Vw+\frac{W_{air}}{\rho g}+C_m\ V_{full}\right]\sin(\omega\cdot t) \tag{42}$$

$$F_v=\frac{1}{8}C_d\ \rho h^2\ \omega_2\ A\ \cos(\omega\cdot t)|\cos(\omega\cdot t)|=\frac{1}{16}C_d\ \rho h^2\ \omega^2\ A[1\pm\cos(\omega\cdot t)] \tag{43}$$

但し，複合正は $0\leqq t<t/4$, $3t/4\leqq t<1$，複合負は $t/4\leqq t<3t/4$ である。

$$F_h = C_h \rho A \sqrt{\frac{\nu}{\pi}} \int_{t_0=0}^{t} \frac{\ddot{z}(t')}{\sqrt{t-t'}} dt' = C_h \rho A \sqrt{\frac{\nu}{\pi}} \int_{-\infty=0}^{t} \frac{-\left(\frac{h}{2}\right)\omega^2 \sin(\omega \cdot t')}{\sqrt{t-t'}} dt'$$

$$= -\frac{1}{4}\rho h \omega^2 C_h A \sqrt{\frac{\nu}{\pi}} \sqrt{\frac{\pi}{2\omega}} (\sin(\omega \cdot t) - \cos(\omega \cdot t))$$

$$= -\frac{1}{4}\rho h \omega^{\frac{3}{2}} C_h A \sqrt{\frac{\nu}{2}} \left(\sqrt{2}\cos\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{4}\right)\right)$$

$$= -\frac{1}{4}\rho h \omega^{\frac{2}{3}} C_h A \sqrt{\nu} \cos\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{4}\right) \tag{44}$$

$$F_b = \rho g \mathrm{Va}_{(t=0)} - \frac{h \sin(\omega \cdot t)}{2\kappa(z_{(0)} + (\rho g)^{-1})} + (W_{air} - W_{water}) \tag{45}$$

F_i, F_v, F_h の各運動成分は加振周期の $\pi/4$ 毎に零値を交番的に示す。このため，加振周期に対して $\pi/4$ 毎に計測した索張力から F_b の値を引いた値によって，各成分力は C_m, C_d, C_h を未知数とする簡単な1次式で表せる。よって C_m, C_d, C_h は (33) 式に (42)～(45) 式を代入した3元1次式群の最小2乗推定量として求めることができる。

4-3-2. 実験的解析

波浪場や流れ場におかれたエアバッグの受ける慣性力や流水抵抗力などの流体力特性は，水深 z と浮体内の空気量 Va によって変化する。水深や浮体内空気量別に実物のエアバッグを用いた実験を通じて，流体力係数である C_m, C_d, C_h の特徴について Reynold's 数や Keulegan-Carpenter 数など流体の無次元化量について整理すれば，エアバッグの流体力学的な特徴を求めることが可能である。この知見は，エアバッグによる係留系の動的安定性を数値シミュレーションによって再現する場合に有効であり，浮沈装置を実海域へ敷設するときの設計仕様と設置方法を定める上で重要な手がかりを与える。しかし，水深数十 m にわたって水深や加振速度や振幅を変えた計測を行うことは，実験装置を製作することが実際上不可能であり，実現は困難である。このため，各流体力係数を求めるためには，加振力や水槽の大きさを小さくした模型実験を行う必要が生じた。

一方，4-2 節の静的実験の解析結果から，所定水深におけるエアバッグの運動抵抗や付加質量に関係するパラメータは浮体内の空気量 Va によって一意的に変化することが分かっている。このため，浮体内の空気圧力 P は水深によって変化するものの，エアバッグの力学的平衡関係は Va によって一意に求められることから，Va が同一であれば，水深の深浅を問わず同一の流体力が作用すると考えられる。よって，エアバッグの動力学的流体パラメータは，比較的水深の浅い鉛直水槽内に水没させたエアバッグの鉛直加振実験の計測結果から計算することができる。

実験に先立ち，エアバッグの鉛直方向運動を無次元化して，求めた相似則からエアバッグの系統模型を製作した。静水中でこの模型の浮力を変えながら正弦加振させ，模型内の空気圧と索張力を測定した。その後，前節の関係式から C_m, C_d, C_h を算出してこれを整理して，エアバッグの流体力特性を調べた。

(1) 無次元化

形状相似より，Fig. 47 に示した物理量のうち，浮体の形状パラメータと吊綱のパラメータである D, Ds, Ls, La, Lb は浮体直径 D で代表でき，P は水面から浮体内水深によって一意に定まる。これらを考慮し，*Buckingham* の π 定理に基づき，鉛直方向に運動するエアバッグの力学的相似則が成り立つように，物理的支配方程式を求めると次のようになる。

$$\phi(D,\ d,\ Va,\ Vw,\ h,\ w,\ a,\ T,\ Z,\ P,\ \rho,\ g,\ \nu,\ \kappa,\ t,\ E) = 0 \tag{46}$$

上式より次式に示す無次元量 (π) が誘導される。

$$\left.\begin{aligned}&\pi_1=\frac{Z}{D},\ \pi_2=\frac{h}{D},\ \pi_3=\frac{d}{D},\ \pi_4=\frac{Va}{D^3},\ \pi_5=\frac{Vw}{Va},\ \pi_6=\frac{P}{E},\ \pi_7=\frac{t}{T},\ \pi_8=\kappa,\\&\pi_9=\frac{w^2}{gD},\ \pi_{10}=\frac{wD}{\nu},\ \pi_{11}=\frac{\rho w^2}{P},\ \pi_{12}=\frac{wT}{D},\ \pi_{13}=\frac{w^2}{aD}\end{aligned}\right\}\tag{47}$$

上式の π_9〜π_{13}はそれぞれ Froude 数[2] (以下 Fr 数), Reynold's 数 (以下 Re 数), Euler 数, Keulegan-Carpenter 数 (以下 K.C. 数), Ac. 数であり, Fr 数と Re 数が含まれるため, このままでは全ての π を満足する模型則は見いだせない。しかし, 対象とする現象のうち Fr 数は浮体が水没している状態であることから, これは造波抵抗に関するものではなく, むしろ水深に依存する浮力と慣性力に関するパラメータと考える方が妥当である。よって Fr 数中に現れる代表長さ D は, 水深 Z に置き換えて, 空間的に模型則を緩和した。さらに, 模型実験では浮体を正弦加振させることから, 振幅と周期および変位速度の代表値 (最大値) の関係は,

$$w_{\max}=\left.\frac{d[h\ \sin(\omega t)/2]}{dt}\right|_{\max}=\frac{\omega h}{2}\tag{48}$$

となるので, 速度に関する π の項には $w_{\max}=\omega h/2$ を, 加速度に関する π の項には $a_{\max}=\omega^2 h/2$ を代表値として用いる。以上の関係から, π_9〜π_{13} は次のように変換される。

$$\left.\begin{aligned}&\pi_9=\frac{w_{\max}{}^2}{gZ}=\frac{(\omega h)^2}{2gZ},\ \pi_{10}=\frac{w_{\max}\,D}{\nu}=\frac{\omega hD}{2\nu},\\&\pi_{11}=\frac{\rho w_{\max}{}^2}{\rho gZ}=\frac{(\omega h)^2}{4gZ},\ \pi_{12}=\frac{\omega hT}{2D}=\frac{\pi h}{D},\\&\pi_{13}=\frac{w_{\max}{}^2}{(\omega^2 h/2)D}=\frac{2h}{D}\end{aligned}\right\}\tag{49}$$

ここに $T=2\pi/\omega$ である。エアバッグの水中での鉛直方向運動を表す無次元パラメータは, d については全模型で d/D が 0.2〜0.4% であり物理的現象に対する影響は少ないと考え, 実物と等しくした。また, 相似化が困難である E は d/D の影響が少ないとこの影響も少なくなるので, 実物と等しくした。

以上の仮定と代表値から, 模型に関するパラメータには“′”をつけて表わすと次のような無次元化量間の関係が得られる。特に無次元化量には明示的に“*”をつけて表した。

$$\left.\begin{aligned}&\pi_1=\frac{Z}{D}\Rightarrow\frac{Z}{D}=\frac{Z'}{D'}\Rightarrow D^*=Z^*\\&\pi_2=\pi_{12}=\pi_{13}\Rightarrow\frac{h}{D}=\frac{h'}{D'}\Rightarrow D^*=h^*\\&\pi_3\Rightarrow\frac{d}{D}=\frac{d'}{D'}\Rightarrow D^*=d^*\end{aligned}\right\}\Rightarrow D^*=Z^*=h^*=d^*\tag{50}$$

上式から K.C.数の π_{12}, Ac. 数の π_{13} は, 形状相似によって相似側が満たされていることが分かる。

$$\left.\begin{aligned}&\pi_4=\frac{Va}{D^3}\Rightarrow D^{*3}=Va^*\\&\pi_5=\frac{Vw}{D^3}\Rightarrow D^{*3}=Vw^*\end{aligned}\right\}\Rightarrow\qquad D^{*3}=Va^*=Vw^*\tag{51}$$

$$\pi_6=\frac{P}{E}=\frac{\rho gZ}{E}\Rightarrow E^*=Z^* \qquad \text{(Const)} \tag{52}$$

$$\pi_8=\kappa \qquad \text{(Const)} \tag{53}$$

$$\pi_7=\frac{t}{T}\Rightarrow \qquad T^*=t^* \tag{54}$$

$$\left.\begin{aligned}\pi_9&=\frac{\omega^2 h^2}{2gZ}\Rightarrow Z^*=\omega^{*2}\cdot h^{*2}\\ \pi_{11}&=\frac{\omega^2 h^2}{4gZ}\Rightarrow Z^*=\omega^{*2}\cdot h^{*2}\end{aligned}\right\}\Rightarrow Z^*=\omega^{*2}\cdot D^{*2} \tag{55}$$

上式によって Fr 数の π_9 と Euler 数の π_{11} は同じ相似量を表していることが分かる。

$$\pi_{10}=\frac{\omega hD}{2\nu}\Rightarrow 1=\omega^*\cdot h^*\cdot D^*\Rightarrow \qquad 1=\omega^*\cdot D^{*2} \tag{56}$$

ここで，全ての力学的・幾何学的相似則を満たそうとすると，(50) 式の結果である $D^*=Z^*=h^*$ と，(55) 式の結果である $Z^*=\omega^{*2}\cdot D^{*2}$ に矛盾が生じて，各無次元量は 1，即ち実物模型でなければ相似則は満たされないことになる。

しかし，$D^*=Z^*=h^*$ は水深と形状に関する単純な幾何学的相似に置き換えることができる。よって，水深に合わせたエアバッグモデルの大きさと加振振幅を変更すれば全ての模型則が成り立つことになる。このようにして，$Z^*=\omega^{*2}\cdot D^{*2}$ に現われた相似則の矛盾はスケール別モデル毎に水深と加振振幅を変えることによって緩和することができる。

これらの相似関係から最終的にエアバッグの力学的特性は，π_4 と π_5 からの Vw/Va 比，π_{10} の Re 数，π_{12} の K.C. 数によって特徴づけられることになり，各スケール毎に設定した加振条件から得られる。流体力係数はエアバッグの持つ統一的傾向と考えることができる。

(2) 相似模型と実験方法

Table 8 は北海道沿岸の垂下式養殖施設のある海域での 1/3 有義波高の報告[1] であり，各海域の波の分類は波長と水深から浅海波に該当する。本実験においても本表に基づいて浅海波の海域でエアバッグが標準的設置水深 10 m のときの条件を与えて各モデル別に実験条件を設定した方が，実海域の使用状態における流体力係数を求めやすい。

しかし，実験に用いた加振機の能力は加振周期：$T=2.5\sim25$ sec, 最大振幅：$h=0.5$ m, 最大加振力 980

Table 8. Significant wave $H_{1/3}$ (1973).

Observation point	Wave height (m)	Period (sec)	Wave length (m)	Depth (m)
OKUSIRI	5.0	9.0	99.8	15
KAFUKA	4.2	7.2	80.9	20
FURUBIRA	6.5	12.0	224.6	20
BIKUNI	7.1	10.4	168.7	20
SYAKOTAN	6.5	12.0	224.6	40
Covered range	4～7	7～12	80～220	15～40

[1] 北海道地方の港別沖波諸元 (昭和 48 年)，北海道水産部振興計画課。

Table 9. Conditions of experimental.

D^*	h (m)	Z_D (m)	ω (Hz)	T (sec)	L (m)	Z_D-Z (m)
1/1	0.500	1.50	0.050	20.0	0.65	$0.600\pm h/2$
4/5	0.400	2.34	0.078	12.8	0.52	$1.624\pm h/2$
2/3	0.333	3.38	0.113	8.8	0.433	$2.776\pm h/2$
3/5	0.300	4.17	0.139	7.2	0.39	$3.627\pm h/2$
1/2*	0.250	6.00	0.200	5.0	0.325	$5.550\pm h/2$

*The 1/2-scale model is not in use for the experiment.

Nであり，使用する水槽の水深も6mであることから，実験条件に大幅な制約がある。このため，前小節の相似則を用いても本表の海域に相当する実験を，全てのパラメータに対して行うことはできない。よって，浅海波の条件に当てはまるように加振機能力と水槽の大きさから，先ず1/1の自己相似モデルの実験条件設定を行い，他の縮尺モデルは1/1モデルに与えた条件から相似則に従って，Table 9に示すように与えた。同表の各実験条件は前小節の無次元化量の代表値から次のように算出した。

$$h'=h\cdot D^*,\ Z'=\frac{Z}{D^{*2}},\ \omega'=\frac{\omega}{D^{*2}},\ T'=T\cdot D^*,\ L'=L\cdot D^* \tag{57}$$

尚，Table 9の1/1モデルの実験条件は浅水波の鉛直方向水粒子速度を求める理論式から，実海域で計測されている平均波長150m，平均周期10sec，平均設置水深30m，エアバッグの水深10mとすると，波高は3.5mに相当しており，実測平均波高5.0mよりは若干小さな値となっている（農業土木学会水産土木研究部会，1980)。しかし，本実験では静止流体中でエアバッグだけが振動することになるのに対し，実海域においては波浪場中の水粒子とエアバッグが共振する周波数以下であれば，3.5m以上の波を作用させたことと同じ条件を与えたことになる。実海域の平均周期が10secであるのに対して相当する実験周期が20secであるのは，エアバッグの水深地点で水粒子の鉛直方向移動振幅1mを実験では50%を加振振幅0.5mとしたため，(57) 式の第4項によって相似化された結果である。Table 8から大きくはずれない浅海波に相当する実験条件がTable 9に定められたと考える。

加振実験に先立ち，各相似模型の浮力と重量を計測した。実験はFig. 49のAに示すように直径5m，水深6mの水槽中に，ロードセルを取り付けた系統模型を水槽底部の滑車を介し，先端が加振装置に取り付けられたワイヤーロープで懸架した。実験条件範囲内であれば加振装置はこのロープを介して，模型に波形変位の生じない正弦加振を与えられることを予備実験から確認した。得られた模型則に従う加振実験の系統模型と設置水深を，模式的にFig. 49に示す。

エアバッグ内の空気量（浮力）と水深をFig. 49のBに示した条件設定した後に加振を開始し，加振中のエアバッグの索張力，およびエアバッグ内部の空気圧の変化を同図の3に示すロードセルと4の圧力センサで計測した。

4-3-3. 実験結果

測定データはFig. 50のAに示すドットで表したイメージで得られる。図中の縦線は加振の0クロス点を加振機のレバー部に取り付けたセンサの信号によって取り出したものであり，時系列データの時刻情報を与えている。図の下側が変位量（水圧）を，上側が張力値を示している。このような電圧信号を各々校正して整え，解析のために同図Bのような系列に再収録し直した。同図中の曲線は，測定データのノイズ成分を緩和するためにかけた，重みづけ21項移動平均の値である。

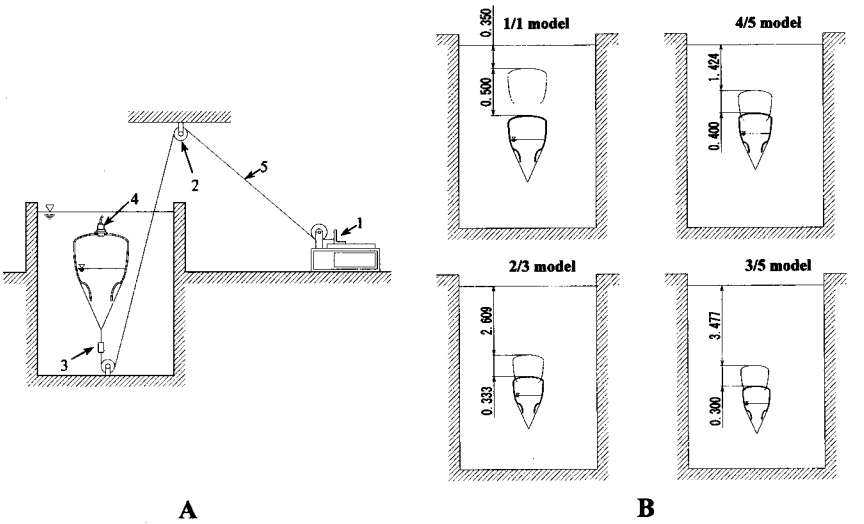

Fig. 49. Schematic diagram of the perpendicular oscillation test according the model theory.
A : Arrangement of the experiment device,
B : Location and oscillation range of the scale models.
1 : Oscillation machine, 2 : Pulley, 3 : Tension gauge, 4 : Pressure gauge to get the inter air pressure, 5 : Stainless steel wire cable (ϕ 6 mm).

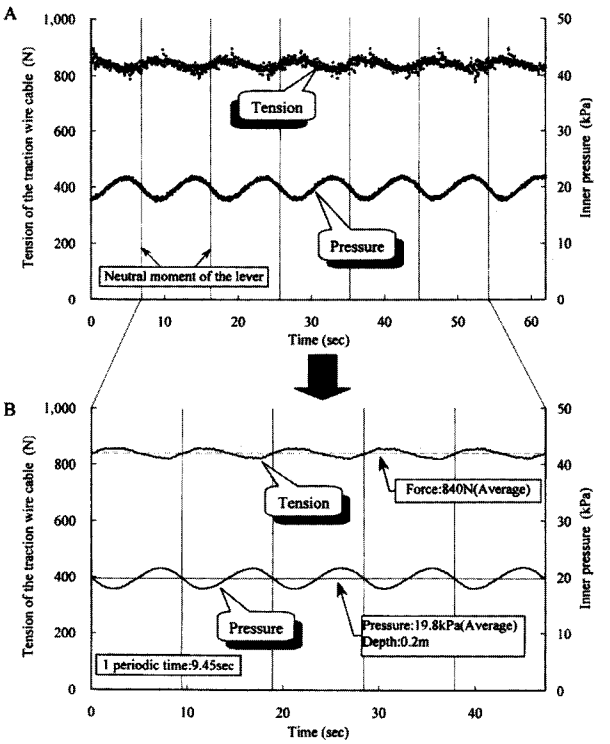

Fig. 50. Scheme of the frequency analysis of the acquired digital data by moving average method.
A : Measured value, B : Smoothed curve by moving average.

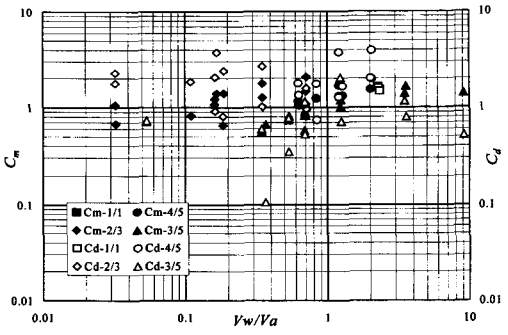

Fig. 51. Variation of C_m and C_d with Vw/Va.

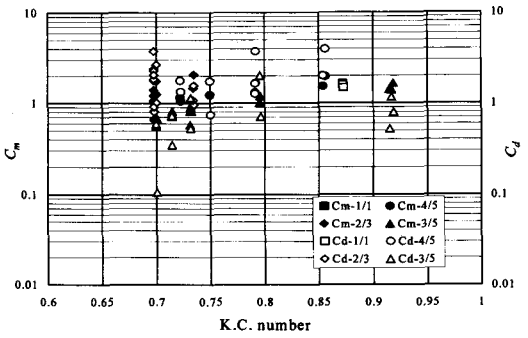

Fig. 52. Variation of C_m and C_d with K.C. number.

高周期成分を除去した張力の移動平均値から位相ずれを最小残差法で推定し，(33) 式の F_{ext} に相当する測定張力値 F_{mes} から (45) 式の余剰浮力 F_b を引いたものを「慣性力＋全流体力」である $F_i+F_v+F_h$ と見なし，静特性実験から得られた Va から得られる形状特性値を (42)～(44) ら式に代入して，各々の流体力係数は，前小節で示したように 3 元 1 次式群の最小 2 乗法によって求められる。

この結果，C_m は 0.6～2.1，C_d は 0.1～3.9 の範囲で得られたが，これらの値は極めて大きいバラツキを示した。また，Basset 効果による流体力 F_h は，の大きさ ($\nu=1\times10^{-6}$) によって他の流体力に対して 1/1,000 程度の大きさとなることから，エアバッグの運動では無視できる値であることが分かった。このため以下の解析では，主に C_m, C_d に関する特性だけについて着目した。

C_m, C_d を，エアバッグに内包される水の量と空気量である π_4 と π_5 から求められる無次元量 Vw/Va に対して表したものが Fig. 51 である。この図からも判別できるように，索張力 F_{ext} が小さく加振速度の速い小型モデルにおいて C_m, C_d のバラツキは顕著に現れている。同図で Vw/Va が小さいときは Va が大きく，$Vw/Va=0.04$ 付近のエアバッグ形状は Fig. 42 の C に示す円筒型になっている。逆に，Vw/Va が大きいときは Va が小さく，$Vw/Va=9$ 付近では Fig. 42 の A に示すエアバッグが引き延ばされた形状となっている。さらに，$Vw/Va=0.55$ 付近は Fig. 42 の B の逆円錐形状となっている。これらの形状には大きな違いがあり，エアバッグの後流領域の形成が異なったために，C_m, C_d の値に明らかな差異が現れると考えられる。しかしながら，両係数の示す全体的な傾向は，形状による差がなかったことを示している。

Fig. 52 には K.C. 数に対する C_m, C_d を示した。加振振幅 h と代表長さ D の無次元量である π_{12} の K.C. 数は Table 9 の実験条件では 0.7 付近である。それ以上大きいものは，Fig. 51 に示した $Vw/Va=0.55$ より大きい場合であり，エアバッグの浮力が小さい状態に関する値を示している。K.C. 数に関する C_m, C_d については，値のバラツキが大きく明瞭な傾向は論じられないが，それぞれの値は一定に近いことが全体の傾向から判断できる。このため，Vw/Va に対する傾向と同様に，浮体形状や加振周期によらず一定の C_m, C_d を示すものと考えられる。

Fig. 53 は加振最大速度 $w_{\max}$, Fig. 54 は Re 数に対する C_m, C_d, を表している。両流体係数は加振周期 T や加振速度 $\dot{z}$ が大きくなると減少する傾向を示す。同図から Re 数は 10,000～40,000 の範囲であるので，静止水中で動くエアバッグの後流は乱流となっていると考えられる。但し，実験条件の制約によって Re 数の計測範囲は狭く，今回の実験から得られた Re 数に対する C_m, C_d の傾向が，任意の速度領域において成り立っているかは定かではない。

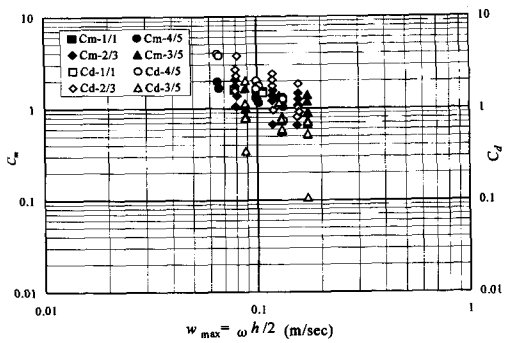

Fig. 53. Variation of C_m and C_d with w_{max}.

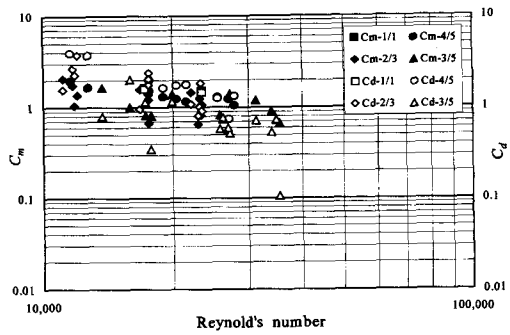

Fig. 54. Variation of C_m and C_d with Reynolds's number.

C_m は，Fig. 52 からバラツキは大きいが K.C. 数の大きさによらずほぼ 1.1 の値を示し，C_d はバラツキが C_m よりさらに大きいが，Fig. 52 から K.C. 数に対してほぼ 1.5 を中心に分散していたので，本実験条件範囲での留系のシミュレーションでは C_m は 1.1, C_d は 1.5 を用いることにした。

4-3-4. 考　察

全模型において，基本周期に変化は見られなかった。また，浮体が満気状態になるにつれて各種流体力係数はポテンシャル理論から得られた球形浮体の値に近づいたが，抵抗係数は全模型にわたってバラツキが大きく，円柱や立方体の受ける抵抗力に近い平均値を示した。

加振変位と張力位相関係が逆相となるため，浮力分を張力から除いた後に得られる流体力を正確に求めるためには，今回得られた張力データの S/N 比は低すぎ，加振周期と振幅が長いケースに対する流体力係数しか求められなかった。また，微小な値となった C_h は，(44) 式からも他の力と比べて非常に小さい値であったことが分かった。今後の実験では，何等かの方法でエアバッグの振れまわり運動を制限し，牽引ワイヤーロープ長を短くした後，電圧信号を電気的なノイズフルターを用いて処理する必要があると考える。このように実験方法の検討が必要であるが，Re 数が等しい限り流れは相似であるので，Fig. 54 の Re 数に対する C_m, C_d がほぼ同一範囲に存在する傾向を示しているので，本実験条件範囲に限って各模型の相似性は保たれていると考えられる。

F. Oder らの実験結果では，加振変位と測定された流体力間の顕著な位相ずれが $0 \sim \pi/4$ の間に認められるたものの，各変位は同相となっている。これに対して本実験から得られた変位（水深の変化）と測定張力の関係は，どのモデルを用いても逆相となっており，大きな位相ずれは生じなかった。このことは，実海域の波浪データに基づく今回の実験条件範囲内では，エアバッグの運動に対して動的な流体抵抗力である F_i, F_v, F_h よりも，むしろ F_b で表した静的な力（浮力）の効果が支配的に働いており，エアバッグの設計と現場への応用では，浮体容量と設置時の空気量を重点的に管理すれば良いと推察された。

4-4. 浮体部の係留特性の解析

延縄式養殖施設の係留状態に大きな影響を与える幹綱端点周りの力学的平衡関係について，数値シミュレーションに基づく大域的解析を行った。

力学モデルはエアバッグと同等の物理的パラメータを与えた仮想的な等価球形浮子についても与え，エアバッグの特性と比較した。定式化に際しては，現状の養殖施設の設計仕様を考慮し，水深はアンカー

Table 10. Calculation condition about the construction of a considered facility and equivalence buoy.

Facility	The Depth of sea.	30 m
	The stabled height from the bottom.	20 m
	Anchor line length.	100 m
	Interval of cultivation ropes on a main line.	0.25 m
	Interval of floats.	6 m
	Under water weight per a cultivation rope.	117.6 N
	The horizontal tension of main line.	6,919 N
	Buoyancy of the air bag per a unit.	1,411 N
Equivalent buoy	Equivalent Diameter.	0.5 m
	Equivalent projection area.	$187.5\times10^{-3}m^3$
	Weight.	53.9 N
	Equivalent buoyancy.	1,793 N

ロープに比して小さく，鉛直方向の復元力が線形近似できるものとした。解析は，鉛直方向に運動する自励振動系における相平面解析を中心に行い，微小振幅波中の強制振動系について RKG5 法による数値シミュレーションを行った。

4-4-1. 解析対象と支配方程式

一端のアンカーロープとその端点上の浮子の釣り合いについて解析を行った。解析対象施設は，Table 8 に示された海域に設置されている標準的条件のホタテガイ垂下式養殖施設とし，その仕様は Table 10 に示す。また，解析対象のエアバッグは Table 7 の 1/1 モデルである。

基礎方程式は 4-3 節と等しいが，ここではエアバッグの静的な浮力特性を明らかにするための自律系と，外力との応答関係を調べるための基礎的な強制振動系に分けて与えた。

一般にアンカーロープが浮子に与える下向きの沈降力は，ロープがアンカー点において海底付近に近づきながら立ち上がる程大きく，その大きさは浮体一係留索系のカテナリー関係から求められる。本シミュレーションで用いた係留索の形状と力学関係は，トートカテナリーに対する放物線ケーブル理論で近似した。また，係留索の静的平衡水深は浮子の余剰浮力とロープおよび養成綱 1 スパン分の沈降力から求められ，動的な安定点はこの周りに存在することになる。

推定に用いた波浪外力は微小振幅波で表される浅海波の作用に起因するものとして考えた。Table 9 の記号を用いて海底深 Z_h 度における水深 Z_s でのその鉛直方向速度成分 w を表すと，以下のようになる。

$$w=\pi\frac{h}{T}\frac{\sinh(k(Z_s+Z_h))}{\sinh(k\cdot Z_h)}\cos(\omega\cdot t) \tag{58}$$

ここに $\omega=2\pi/T$, $k=2\pi/L$ とする。

4-4-2. 解析結果

エアバッグの浮体体積と断面積は，内部の空気量をパラメータとする水深依存性を示すことが 4-2 節の浮力と浮体形状で明らかになったが，この特性は Table 6 にも示すように軟式浮体に共通する性質である。

しかしながら，底部開放型であるエアバッグでは，設計浮体体積を超える空気の供給があっても底部

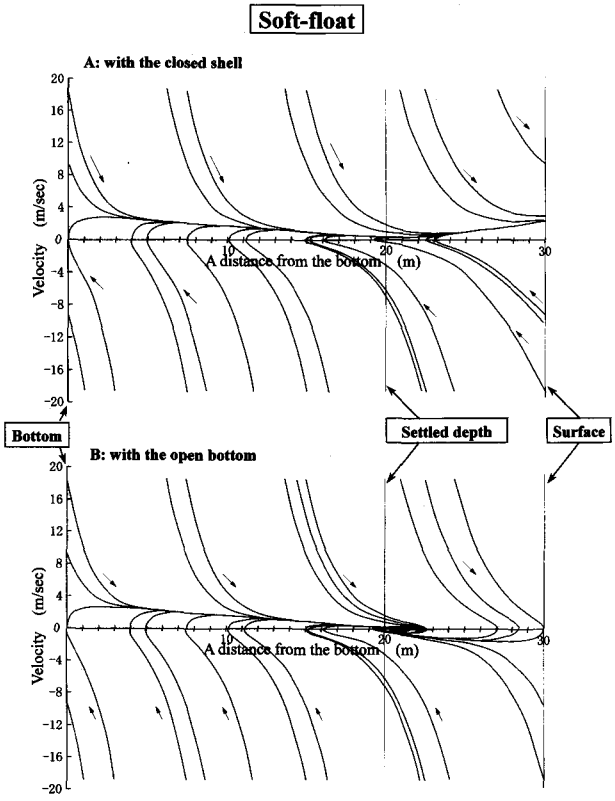

Fig. 55. Calculated trajectory of the virtual soft float on the phase plane under the condition as table 10.

開放部から空気が排出される構造 (Fig. 38) となっているため，ある水深で力学的平衡関係が分岐して，運動状態が変化してしまう非線形的要素も持っている。この現象を相平面上で示した図が Fig. 55 である。同図の A は密閉型軟式浮体，B はエアバッグの例で，エアバッグが底部開放型であることから平衡水深 (エアバッグの吊り綱を含め 9 m 点) で周期アトラクターが存在するのに対し，密閉型軟式浮体では存在しない。両図は平衡水深で釣り合いを保っている浮子一係留系を相平面上の任意の点で解放した場合の，トラジェクトリーを表したものであり，左端が海底面，右端が海面を示している。横軸は海底面からの高度をとっており，従軸は各高度における浮体の鉛直方向速度を表している。

密閉型軟式浮体は平衡点を運動の原点としない限り，その近傍で僅かな速度成分を持つため，どの様な状態からでも水面に浮上してしまう可能性が高い。特に平衡水深が浅いほど，(41) 式に表す浮力の水深依存性が運動に支配的に作用する。このため，密閉型軟式浮体を一定水深に維持することは点リペラー性が強く現れる結果から，通常の密閉型硬式浮体に比較して困難であると考えられる。一方，深度 9 m の平衡状態となっている開放型軟式浮体であるエアバッグは，水深 7～8 m 間で僅かに Fig. 47 の *Ds* からエアブローして浮力を減ずるため，それ以上の浮上は行わず 9.3 m 深程度で平衡する。よって，施設係留のために軟式浮体を用いる場合は後者の開放型軟式浮体を採用すべきである。

(1) 垂下重量の変化による係留特性

Fig. 56 と Fig. 57 は平衡水深でエアバッグおよび，エアバッグと等価な形状特性を持つ硬式浮体の大

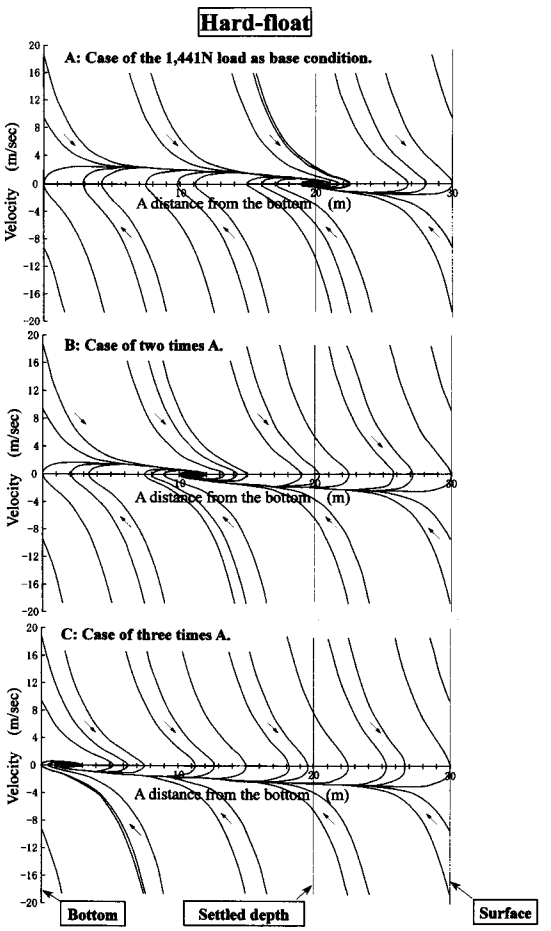

Fig. 56. Calculated trajectory of the hard float on the phase plane under the condition as table 10.

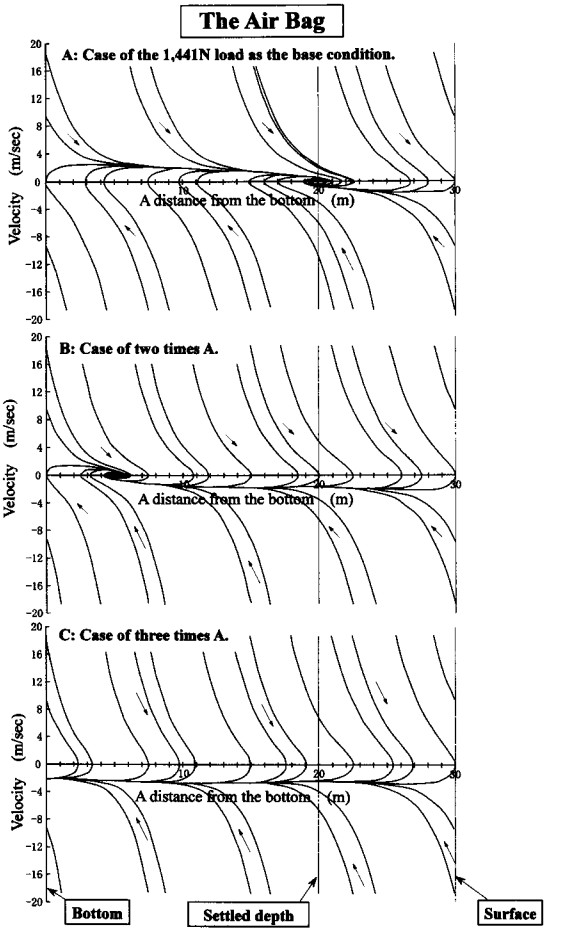

Fig. 57. Calculated trajectory of the air bag on the phase plane under the condition as table 10.

域的挙動をそれぞれ相平面解析した図である。図中 A の場合の曲線は局所線形化した係留方程式を，施設の設置水深 30 m，幹綱の離底距離 20 m，垂下物重量 1,411 N を平衡させる状態で解いた場合の特性曲線群であり，B はその 2 倍の荷重が作用した場合，C は 3 倍の場合について計算したものである。各軸の意味は Fig. 55 と同一である。

平衡点での Fig. 56 の A の密閉型硬式浮体は直径 0.5 m，浮力 1,960 N 程度の大きさであるが，海面に初速度 0 m/sec で置いたとき，沈降速度 2 m/sec で沈降し，海底面に静かに置いたときは 1.5 m/sec で浮上し，水深 10 m に存在する平衡水深に収束する。垂下物重量が 2 倍になった B の場合，全体のトラジェクトリー形状は変化しないが，平衡水深が 19 m ラインにシフトする。さらに，垂下物重量が 3 倍になった同図 C では，平衡水深は海底近くの水深 28 m 付近に移るが，係留系に対してはまだ余剰浮力を与えることができている。

一方，Fig. 57 に示したエアバッグは，設定水深以浅では膨張した浮体内部の余剰空気が海中に放出されるため，Fig. 56 の A に示すような密閉型硬式浮体と同様なトラジェクトリーをたどる。ただし，平衡

水深まわりの収束速度は密閉型硬式浮体の6割程度となっており，振動減衰は硬式浮体程早くはない。これは見かけの減衰力項が小さく，振動エネルギーの発散が起こりにくいことを意味しており，浮力の水深依存性が減衰力を打ち消すように働いていることを示している。よって流体力が作用した場合には，浮体の動的安定領域が狭くなる可能性がうかがえる。同図のBとCは各々垂下物重量が2倍と3倍になった場合の解析結果であるが，平衡水深が密閉型硬式浮体よりも深くなっている。これは復元力として働く浮力が平衡水深の増加に伴って指数的に減少するためである。特に重量を3倍にしたCの場合は，相平面内のどの位置にあってもエアバッグは海底面に転落し，施設に浮力を与えることはできなかった。このことから，エアバッグによる係留は垂下物重量の増加に対して，硬式浮体よりも浮力に関する余裕が小さくなる傾向にあることが分かった。

(2) 波浪による係留特性

前節のシミュレーション結果は静的平衡の特徴を表したものである。本小節はこの静的平衡に達しているエアバッグによる係留系に波浪外力を与え，最も振動振幅が大きくなる固有振動周期における施設の状態をシミュレーションで再現してみた。

Fig. 58, Fig. 59は波高3.5 m, 7 mの浅海波が波浪外力として作用した場合のエアバッグのトラジェクトリーを示したものである。波形勾配は3.5%と14%であるが，同一の勾配でも波高が高くなるとトラジェクトリーの最下点水深が大きくなっており，エアバッグの水深依存性が効いていることが推測できる。また，波形勾配が14%の場合を見ると，エアバッグが沈降しはじめると，波浪周期の長い方 (14 sec) がより早い速度で海底面に近づいていく。何れの場合でも，平衡水深にあったエアバッグが沈降するにつれて平衡深度を回復するまでの位相が遅れて行き，徐々に振幅上限深度が増して施設が沈降してしまう様子が伺われた。この傾向は波長が短く波高が高い程顕著に現れ，波周期にはあまり影響されないことが分かる。

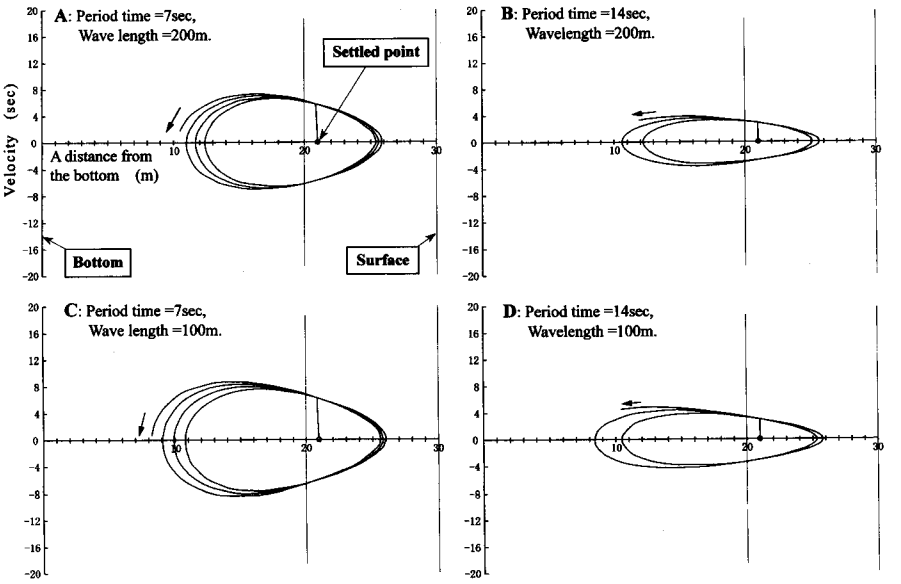

Fig. 58. Trajectory of the moored air bag faced on a wave height (3.5 m) without surplus buoyancy at the settled level (20 m).

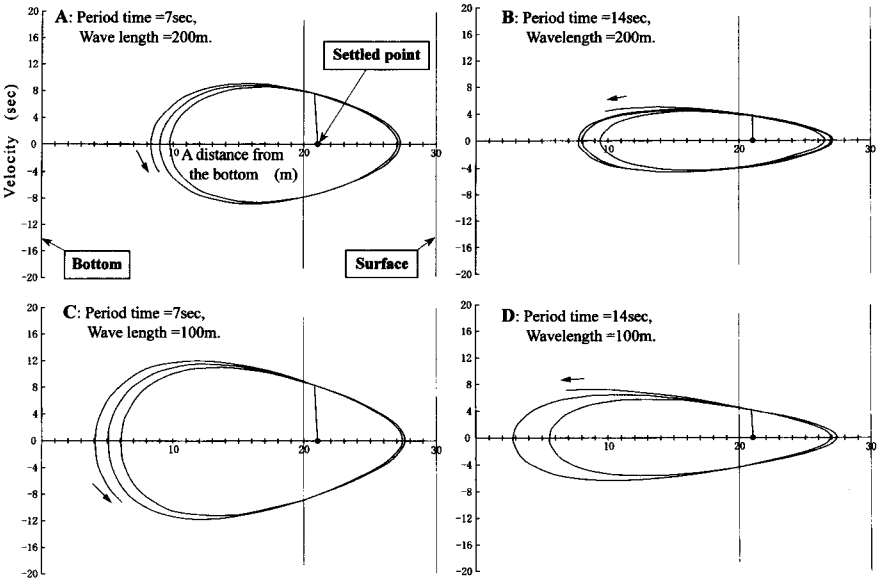

Fig. 59. Trajectory of the moored air bag faced on a wave height (7.0 m) without surplus buoyancy at the settled level (20 m).

結局，波浪場中の水粒子運動がエアバッグの鉛直運動に影響を与え得る水深に置かれた本タイプの係留系は，動的にも不安定な状態に移行し易い傾向にあることが分かった。

4-4-3. 考 察

相平面解析から，流体力学的特性による運動に卓越して，浮力の水深依存性がより強く現れるエアバッグの特徴が定性的に求められた。このことからエアバッグによる係留系によって適正水深を維持するためには，浮体の海底転落に際しても施設が浮上可能となるように，余剰浮力を初期的に与えておく必要があることが明らかとなったと考える。またこのことは，垂下物の重量増加に対して敏感な平衡水深のシフトを予め防止することにもつながる。一方，平衡水深から浮上を開始しても，Fig. 55 の A のような密閉式硬式浮子が示す急激な「吹かれ」はエアバッグの場合は生じない。しかし，軟式浮体である以上，水深に対する浮力感度の高い 20 m 以浅の深度に置かれたエアバッグは，僅かな内部空気量の増加によって平衡水深が海面側に大幅に変わる。

以上の実験と解析を通じて，エアバッグを用いた延縄型養殖施設を係留するためには，垂下物重量よりも大きな余剰浮力をエアバッグに持たせ，この余剰浮力を相殺するようにカウンターウェイトを海底面まで垂下したペンデントロープに取り付けて，幾何学的拘束を与えておく必要なることが分かった。また，ペンデントロープ自体に長さ方向に適当な重量勾配を持たせておけば，前節で述べた浮力項 F_b の水深増加 (減少) に対する非線形型的減少 (増加) 効果を相殺することもできると考えられる (岡島ら，1997)。このため，所期の水深に幾何学的に施設を維持するだけでなく，任意の水深にこれを移動させることも可能と思われるが，その場合の水深維持特性に関する分析は今後の課題である。

以上の本係留系に対する特徴と，一定の施設水深にこれを敷設する方法の妥当性は，次章で行った実規模施設の実海域試験から検証されるべき内容となった。

5. 浮沈装置の実海域試験

本章では，前章までに行ってきた構成要素毎の設計と性能試験に基づいて，浮沈装置を試作し，その動作を浅水深の水槽試験により確認した。この試験で所定の装置動作を確認できたので，垂下式養殖施設を用いた実海域での耐久性試験および動作試験を実施した。1養殖期間にわたって行った結果，浮沈装置と係留系とを組み合わせた浮沈システム（以下，浮沈システム）は当初の設計基準を満たすとともに，第2章で規定した新しい水深調節作業に充分適用できる可能性のあることが分かった。

最終的に，この海域試験で明らかにされた部材の腐食に関する問題に対処した後，作業環境が最も厳しい冬場の操業において，省力化効果とホタテガイの成長に関する試験を実用規模で実施した。

5-1. 浮沈装置の仕様と水槽試験

前章までの分析結果を基に，個々の要素機能を組み合わせた浮沈装置の設計仕様を決定し，プロトタイプモデルを製作した。このモデルの動作性能を水槽試験で確認した後，実垂下養殖施設に通年取り付けて，機械性能の劣化の有無や使用環境下での課題の摘出を行った。

5-1-1. 浮沈装置の仕様と浮力調節機構

前章までに決定した浮沈装置の仕様を Table 11 にまとめて示し，Fig. 60 にそのシステム構成を示した（松村ら，1991；宮嶋ら，1988）。この仕様に基づき動作確認用のプロトタイプモデルを製作した。Fig. 61 は使用例の模式図であり，船上に設置した空気供給機を操作してエアバッグの浮力を調節している状況を示している。

Table 11. Specification of the submersible system driven by compressed air.

Float (Air bag)	Size			Dia′: 720 mm, Height: 650 mm
	Buoyancy			90～2,600 N (max)
	Material			PVC-Tarpaulin
	Mass			5.5 kg
Pressure actuation type valve	Operation pressure			Low: 490 kPa, High: 1,470 kPa
	Material			Engineering plastics and stainless steel
	Operation depth			0～30 m
	Mass			1.0 kg
Rubber hose	Size			Inside Dia′: 6 mm, 30 m long
	Material			Armored NBR+SBR, Trim NBR and Padded CSM filament
	Resisting pressure			5,880 kPa (max)
Air supplier	Pressure vessel	Volume		3 m^3[normal]/14,700 kPa (max)
	Reducing valve	Low	Primary stage	20,580 kPa (max)
			Secondary	980 kPa (max)
			Flow rate	7.0×10^{-3} m^3/sec [normal]
		High	Primary stage	20,580 kPa (max)
			Secondary	2,450 kPa (max)
			Flow rate	7.5×10^{-3} m^3/sec [normal]

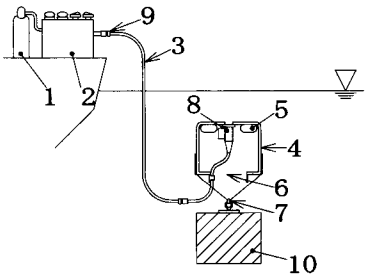

Fig. 60. Schematic diagram of the submersible system driven by compressed air.
1: Pressure vessel, 2: Air supplier, 3: Rubber hose, 4: Air bag, 5: Auxiliary float, 6: Release part, 7: Universal joint, 8: Pressure actuation type valve, 9: Self-seal coupler, 10: Weight.

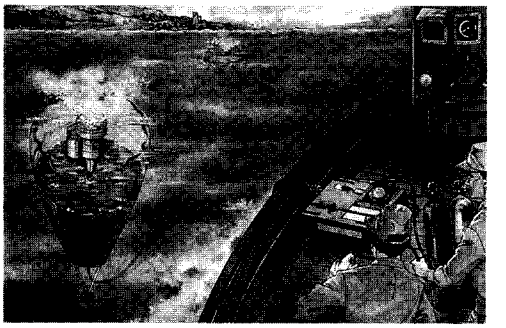

Fig. 61. Application example of the submersible system.

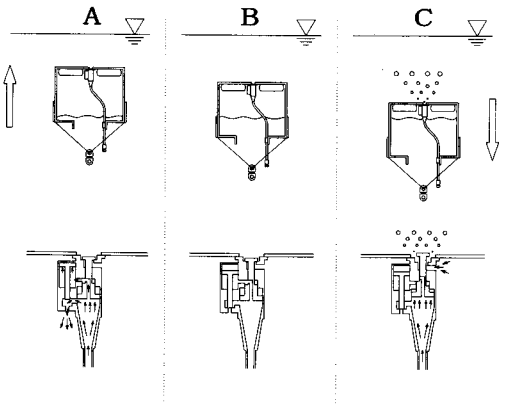

Fig. 62. Relations between the air bag movements and the control valve state with air blow direction.
A: Increasing air bag's buoyancy by the low-pressure air (490 kPa) supplied, B: Keeping on the fixed buoyancy without valve action, C: Decreasing buoyancy by the high-pressure air (1,470 kPa).

本プロトタイプモデルの浮沈動作の概要を Fig. 62 に示す。この図は 3-2 節で設定した水深調整弁の作動状態と，エアバッグ内の空気量の状態（浮力変化）との関係を対比して示してある。以下に，想定した浮力調節機構と浮体部および懸架物の上下動の関係について記述する。

浮沈システムの水深調整弁は設置後同図の B に示す浮力保持状態にある。このとき水深調整弁の各部は閉じられ，エアバッグ内の空気が保持されることによって一定の浮力状態が得られる。この浮力保持状態は，ゴムホース内の空気の有無や水圧の状態に関わらず，浮体内の空気量が維持できる自己保持機構によって維持される。このため，海中に設置したホースや付属する配管部品が何等かの原因で破損しても，施設水深の保持が可能である。

施設を浮上させるために浮体浮力を増加させる場合には，船上の空気供給機から低圧空気を供給し，プランジャを作動させて注入ポートを開き，エアバッグ内に空気を注入する。このとき同図の A に示す浮

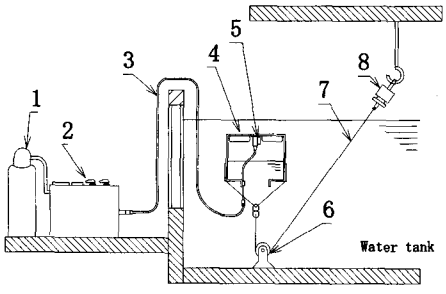

Fig. 63. Arrangement of the equipment for the preliminary test.
1: Pressure vessel, 2: Air supplier, 3: Rubber hose, 4: Air Bag, 5: Pressure actuation type valve, 6: Fixed pulley, 7: Tensioning rope, 8: Load cell.

Fig. 64. The holding condition at the buoyancy of 686 N.

力増加状態となり，浮体浮力の増加に伴って施設は浮上を開始する。必要な浮力が得られて施設が所定の水深に達したら空気の供給を停止し，プランジャ室内の圧力を低下させる。プランジャが注入ポートを閉じると，水深調整弁はBに示した浮力保持状態に自動的に復帰する。

逆に施設を沈下させるために浮力を減少させる場合は，空気供給機から高圧空気を供給する。このときはスプールが作動し，排出ポートからエアバッグ内の空気を放出してCに示す浮力減少状態となり，施設は沈下を開始する。不要な浮力が無くなり施設が所定の水深に達したら，空気の供給を停止して排出ポートを閉じることで，Bに示した浮力保持状態に自動的に復帰させることができる。

以上のように本システムの浮力調節機構は，第2章で規定した浮力調節に関する設計条件を満たす作動機序に基づいて製作した。

5-1-2. 水槽試験

浮力調節機構の動作が上記のようなロジックに従うかどうかを確認するために，Fig. 63に示した水槽試験を実施した。

試験に先立ち，水深調整弁や空気供給機などの空気管路部に与圧し，空気漏れの異常がないことを確認した。その後，深さ1.8 mの水槽にエアバッグを沈め，バッグの下部フック (Fig. 60の7) にロープを結索し，水槽の底に設置した滑車を介してロープの他端をロードセルに固定した。試験ではエアバッグの下部フックの水深が約1.5 mを保つようにしながら，空気の供給に伴う浮力の増減を時系列データとして計測した。計測を行いながら装置各部の動作状況の確認も行った。

浮力変化の計測は，空気供給機から高圧空気を供給し，水深調整弁の排出ポートを開いてエアバッグ内の空気を全量排出してから開始した。はじめに低圧空気を供給して，水深調整弁の注入ポートを開き空気をエアバッグ内に注入した。次にエアバッグからの空気漏れなど異常のないことを確認するために，Fig. 64に示した空気注入を終えたままの状態を1時間保たせた。その後，高圧空気を供給してFig. 65のようにエアバッグ内の空気を放出させながら浮力の変化を計測した。Fig. 66に示した計測結果から，浮力の増加は同図のAに示すように約8 N/secであり，浮力の減少はBに示すように約5 N/secとなることが分かった。Fig. 64での最小浮力が90 Nを示しているのは，空気が充填されていないときに浮体部の転倒を防止するために取り付けたFig. 60の5に示す補助浮体の浮力が現れたためである。水深方向の移動を制限した本試験における浮力増加は，ほぼ直線的に変化する傾向を示しており，非連続的変化は認

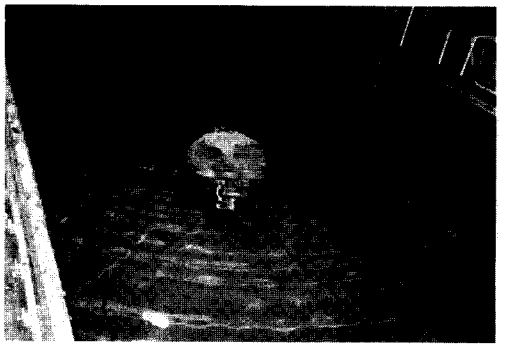

Fig. 65. The decreasing condition at the buoyancy 392 N.

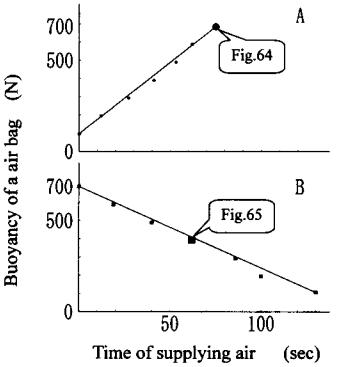

Fig. 66. Relationship between the buoyancy and air supplying time.
A : Intake by low-pressure, B : Exhaustion by high-pressure, Marks means measured values.

められない。この結果から，浮力の増減は空気供給に対してなだらかな応答を示し，入出力関係に極端な跳躍現象を生じない特性のあることが確かめられた。また，Fig. 66 の A が示す低圧空気の供給終了時の浮力 (686 N) と，同図の B が示す高圧空気の供給開始の浮力 (686 N) が一致したことから，浮力保持状態の自己保持性も確認された。

本試験により装置各部の動作に誤作動や異常は認められず，設計条件に一致した装置全体の動作が確認できた。

5-2. 耐久性と機能試験

浮力制御部の動作確認や水槽試験での装置全体の動作試験，および使用部材の選定試験などを通じて，本浮沈装置の有効性を検証してきた。

しかし最後に，開発を行ってきた装置について実操業条件下における動作と耐久性を実証した上で，Fig. 8 に示した新方式の水深管理作業が実現可能であるかを予測しておく必要がある。

5-2-1. 試験方法

Fig. 67 に示す北海道噴火湾の森町と青森県陸奥湾の横浜町のホタテガイの垂下式養殖施設の一部分で，Fig. 6 に示した本養成にあたる期間の 1989 年 7 月～1990 年 2 月にわたって試験を行った。

両養殖海面とも 4 組の浮沈装置を Fig. 68 のように，幹綱長さ 200 m の施設のアンカーロープ寄りに設置した。4-3-4 節の解析結果からエアバッグの特性は点リペラー型であり，複数のエアバッグを連結すると，1 個のエアバッグの沈降や浮上につられて左右のエアバッグも沈降あるいは浮上し，最後には施設全体が沈下や浮上することが考えられる。よって予め施設重量と釣り合う以上の約 100～200 N の余剰浮力をエアバッグに与え，この余剰浮力分を押さえるため，Fig. 68 の 8 に示す約 30 kg の砂袋を海底に沈めた。このような敷設を行うことによって，エアバッグ 1 個当たりで受け持つ水中重量の増加分は 0～294 N まで可能となり，頻繁な浮力調節を要しなくなる特性が得られる。施設の水深調節を行うときは Fig. 8 の A に示したように作業者はゴムホース端の目印浮子を海面から拾い上げ，Fig. 61 の使用例のように船上の空気供給機にゴムホースを接続し，Fig. 62 に示した浮沈装置の動作を選択して，船上からこれを制御する。この作業は調節を行おうとするエアバック毎に行わなければならず，その都度船を移動

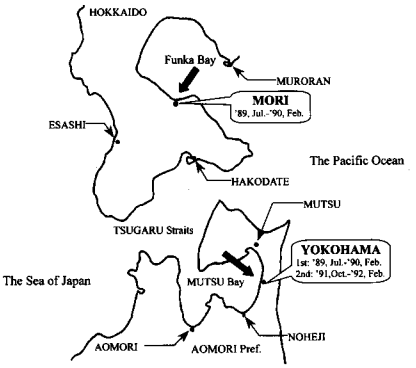

Fig. 67. Location of the field researches and the experiment period.

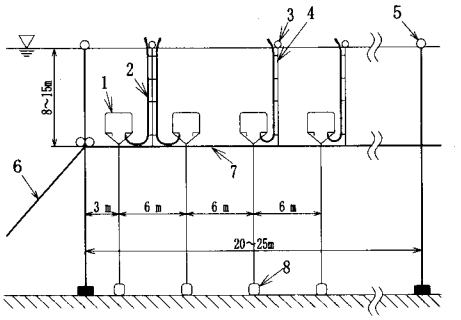

Fig. 68. Installation conditions of the multi submersible systems.
1: Air bag, 2: Rubber hose, 3: Buoy to floated and mark of hose, 4: Rope for attaching the hose, 5: marker buoy, 6: Anchor line, 7: main line (length 200 m), 8: Sand bag (30 kg).

させなければならない。このため，このような繰り返し作業を減らして作業効率を向上させるために，エアバッグ毎に取り付けてあるゴムホースを束ねて敷設することとした。アンカーロープ寄りに設置した2個のエアバッグ用のゴムホースは2本一組として Fig. 68 のようにロープに沿わせ，残る2個は1本ごとにロープに沿わせて，その作業性の違いについての確認も行った。

本試験では，作業者に浮力調整のたびに個々の浮沈システムの動作状況と作業時間を日報に記載するよう依頼した。この日報を2ヶ月毎に回収し，回収日には実作業の状況の観察も行った。

5-2-2. 試験結果と考察

水深調節作業の試験は森町では14回，横浜町では12回行われた。試験開始後2ヶ月後に両海域でワンタッチカプラと水深調整弁の金属材料 (SUS304) 使用部分の一部に海水中におけるすき間腐食と孔食が認められた。腐食の発生していた部分は，Fig. 68 の3に示した浮子側のゴムホース端部に取り付けたワンタッチカプラのプラグ部と，Fig. 10 の5に示す水深調整弁排出口部である。横浜町の試験では，このプラグ部から海水が明らかにゴムホース内に侵入していた。森町の試験ではプラグ部の外観に腐食は見られたが機能上は問題なかった。排出口部の腐食は両地区とも外観上の腐食で機能に障害はなかった。カプラの腐食で空気漏れが発生する状態に浮沈装置はおかれていたため，ゴムホース内には海水が漏水していた可能性が高い。しかし，水深調整弁は浮体を浮力保持状態に維持したままエアバッグの浮力は保持されていたことが，前後の作業日報から確認された。このためカプラの材質変更が必要となったものの，水深調整弁の浮力保持機能と給気機能が2-2節で設定したフェイルセイフ側に働くことを実証した結果となった。試験期間を通して，腐食のために船上でカプラ交換をした1回を除いて，浮沈装置の動作に異常は観察されず，垂下物重量の経時的変化に対して，当浮沈装置は充分な浮力を与えることができ，浮沈動作にも問題の無いことが分かった。腐食の発生した部材は耐腐食性の高い部材 (SUS316) に変更して，試験を続行した。この腐食の問題は3-2-2節に述べたように材質の変更によって解決可能と考えられ，これ以外の保守作業は発生しなかった。

浮沈装置を使った施設水深管理の海上作業は Fig. 8 に示した作業内容に完全に移行しており，ゴムホースを海面から拾い上げる作業工程を除いて，作業者の姿勢はほぼ立位に改善されていた。また，船

体を幹綱に係船する必要がなくなったことから，作業船の傾斜は認められなかった。期間中の作業時間記録から，1回の浮力調節作業のための操業では，1個だけの浮沈装置の浮力調節で施設の水深が保たれていることが判明した。このため，アンカーロープ寄りの浮沈装置はホースを2本束ねたが，同時に浮力調節を行うことはなかったので，作業性向上に対する効果は直接的には確認できなかった。Fig. 8に示したA～Cの作業である，ホースを拾い上げてから浮力を調節し，ホースを海面に解き放つ水深調節に要した作業時間は，1箇所当たり平均約3分であり，Fig. 7のA～Cに示した，幹綱を引き上げてから浮子を取り付けて幹綱を海に解放する従来作業（8分）と比較すると，その作業時間の短縮効果は60%程度となることが分かった。

以上から，浮沈装置の動作と耐久性が確証され，その省力化に対する効果も認められた。しかし今回の試験は，エアバッグを取り付けた施設の一部分以外は従来型の施設構成となっていたため，施設全体に及ぶ実操業条件に見合う試験ではなかった。このため，施設全てに浮沈装置を使った場合の省力化効果を見積もるための実用規模試験を実施して，浮沈システムのよる作業の改善がどの程度達成されるかについて実証する必要が生じた。

5-3. 実用規模試験

以上の水槽試験と小規模の実海域試験から，本浮沈装置はホタテガイの垂下式養殖における水深調節装置として充分な機能・性能を有していることと，新方式の水深管理作業を支援可能であることが確認できた。本節ではさらに，新たな作業システムが従来型作業をどの程度改善したかについて，実用規模のエアバッグだけによる養殖施設と従来式施設による比較操業試験を行った。

また，幹綱に取り付けるエアバッグは，係留特性の節でも述べたように，密閉型硬式浮体である浮子とは異なった水深依存性を持つことから，この浮体特性が養殖施設の長周期の鉛直方向移動や短周期の養成綱の振動を通じて，ホタテガイの成長に影響を及ぼすことも考えられる。養殖用施設や装置の性能は最終生産物の品質や数量に対して良好な効果をもたらさなければならず，省力化効果だけでは導入の適否を判断することはできない。浮沈装置の実用化にあったっては生物成長に対する効果も確認の必要がある重要事項であることから，ホタテガイの成長量を双方の施設で記録し，比較検討した。

尚，この試験で用いた浮沈装置には，小規模試験で明らかとなった腐食対策として，水深調整弁のステンレス部材をSUS329Jに変更し，ワンタッチカプラを樹脂製に変更して用いた。

5-3-1. 試験方法

試験場所はFig. 67に示した青森県陸奥湾横浜町の沖合約2,000 m，水深33 mの養殖場で，試験期間は海象の厳しい冬期間の1991年10月～1992年2月までの5ヶ月間とした。

試験は，同一規模のホタテガイの垂下養殖施設2基の一方に浮沈装置20組をFig. 69に示すように設置した新型施設と，従来の構成の施設各1基について行った。エアバッグ4組を一つのユニットとして組み合わせ，ゴムホース4本を一つの浮子に固縛してその端部を海上に設置した。200 mの施設当たり5箇所の浮子（ホース端）を取り上げれば，幹綱全てのエアバッグの調節が可能である。Fig. 69に示すように，これまで水深を維持していた浮子を幹綱にそのまま残し，エアバッグを取り付けた。

省力化効果の確認は従来式施設と浮沈装置を付けた施設毎に，水深調節作業の日報記録を集計して行った。また，ホタテガイ育成調査は1991年10月23日から1992年1月28日まで約1ヶ月おきに4回実施した。試験海面における養殖は耳吊り方式で行われているが，耳開け位置の違いによって成長量に差がでることをさけるために，ホタテガイに付着物が付きにくい丸籠（7分目，10段）を各6連づつ耳吊

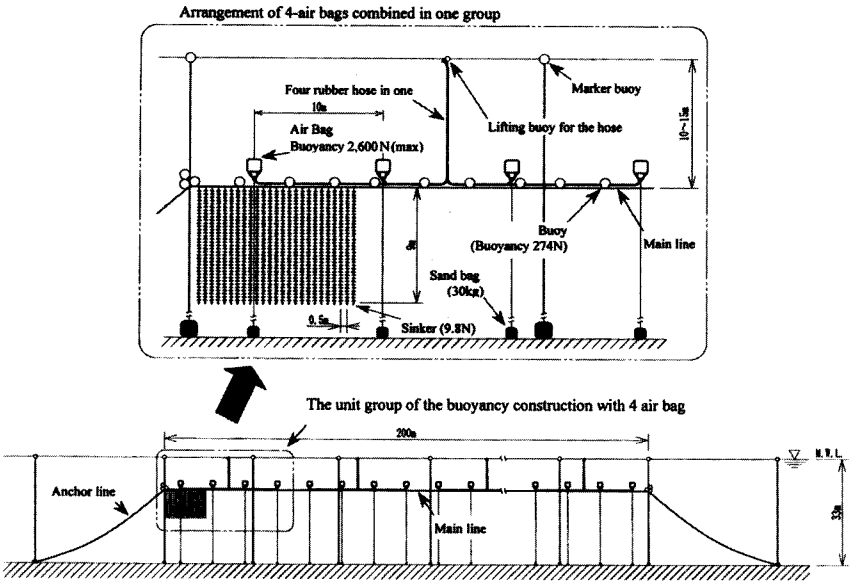

Fig. 69.　Installations of the multi-submersible systems for the practical aquacultivation.

りの連内に吊して，籠内のホタテガイの殻長と重さの経時変化によって，施設間の生長量の差を検定した。籠1段に10ヶの貝を入れ，垂下開始時に，ホタテガイ全数の600個の殻長と重量の計測をした。次回の計測からは1連づつホタテガイを引き上げ(約100個)，同じく殻長と重量を測定して集計した。

5-3-2.　試験結果と考察

試験期間は5ヶ月間であったが部材の腐食は発生しなかったので，材質の変更によって腐食の問題は解決したと考えられる。幹綱へ取り付けたエアバッグとホタテガイの垂下状況をFig. 70に示し，実験中の海中でのエアバッグの状況をFig. 71に示した。本装置を設置した直後に行った全エアバッグ浮上動作状況をFig. 72に示す。

各エアバッグには5-2節で示した過浮上を押さえるための砂袋を取り付けているため，浮上・沈降は個々のエアバッグで可能となり，隣接したエアバッグ同志の同期した浮上・沈降は認められなかった。操

Fig. 70.　Condition of the air bag attachment on the main line.

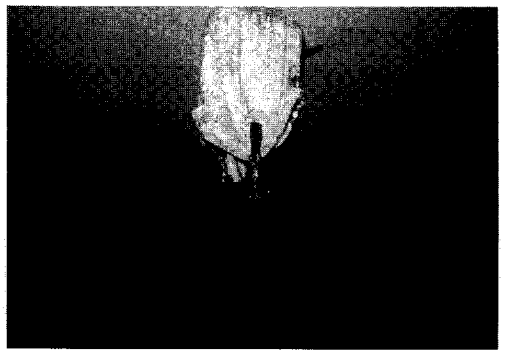

Fig. 71.　The air bag in a certain depth.

Fig. 72. The new type facility fully risen up.

Table 12. Work contents for maintaining a depth of the facilities.

Work date	The improved work system		The conventional work system	
	No. of adjustment points	Working time in one operation (min)	No. of settled buoys	Working time in one operation (min)
1991. 11. 18	3	30*	7	40
11. 26	5	20	4	30
12. 8	4	40*	5	30
12. 10	3	10	5	30
12. 18	5	15	5	25
12. 21	3	10	5	30
1992. 1. 12	4	20*	5	35
1. 26	5	15	4	30
Total	32	160	40	250

*: An operation with fault.

業日における作業時間と処理数をまとめて Table 12 に示す。期間中の総作業時間を比較すると，浮沈装置を付けた施設では 160 分であるのに対して，従来型施設では 250 分となっており，34% の効率化が図られたことになる。

前述の小規模な試験では作業時間が 60% 程度短縮されていたことに対して，本試験ではその省力化効果が半減したように思われるが，作業時間の内容を精査してみると，最も短時間で終了しているものが 10 分，逆に最も時間を要した場合は 40 分と，同じ調節に要した時間に 4 倍もの差がある。さらに日報を調べると浮力を調節する際に空気の入れ過ぎ，空気の抜き過ぎによる繰り返し操作が発生したときに作業時間が増大していることが示されていた。水深調節作業は幹綱の深度を示す目印浮子の上下位置を目分量で観察しながら空気の出し入れを行うものであるが，浮力増加と係留系の水深変動には遅れ関係があり，空気の出し入れと目印浮子の上下動には微妙な時間差が生じる。このため目印浮子の動きに合わせて施設水深を決める操作は，作業者が感覚的に体得するしか方法はない。従って操作方法を体得しさえすれば，40 分要する作業も 10 分で終了できるようになることが日誌から予測される。

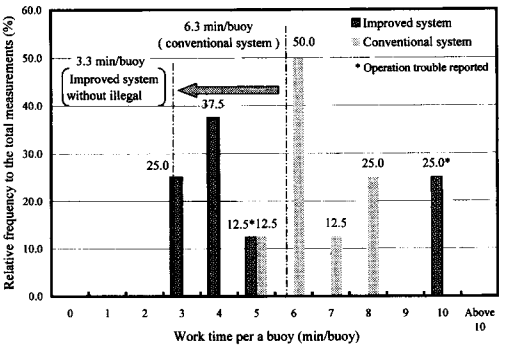

Fig. 73. Distributions of the unit work time for the improved work system and the conventional. The significant difference under 99% was proved by ANOVA test without illegal operation.

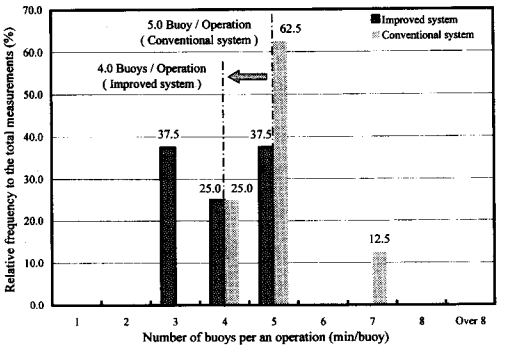

Fig. 74. Difference number of buoys per an operation between the improved work system and the conventional.
The significant difference of the under 95% was proved by ANOVA test.

よって，水深調節が機器操作の未慣熟よって生じた作業時間を除いて新旧作業の効率を比較すると，浮沈装置を付けた施設では作業時間が 70 分に対し，従来の施設では 145 分であるから，約 52% が短縮されたことになる。

Fig. 73 には浮体 1 個当たりの作業時間を示した。この図から従来型施設では 6.3 分かかっていた取り付け時間が，新型施設では慣熟作業時の 3.3 分に減少していることが分かる。1 元配置分散分析によれば，新型施設と従来型施設の作業時間は有意水準で 99% で明らかに異なっており，作業時間の短縮が実現されていることが分かる。また，この内容を検討してみると，その差は単位浮体当たりの作業時間の低下だけではなく操作浮子（浮体）数が減少したことに起因して生じたと考えられる特徴的傾向が伺える。

Fig. 74 に 1 操業当たりの処理浮体数の比較結果を示す。この図から 1 操業当たり，従来型施設では 5 個の浮子を幹綱に取り付けていたが，浮沈装置を用いた新型施設では 4 個の浮力調節であることが分かり，ANOVA 検定によってその差は 95% で有意である。従来型方式では，水深調節するために浮力を与える最小単位は浮子 1 個（270 N 程度）であることに対して，新型施設での最小単位はエアバッグの最

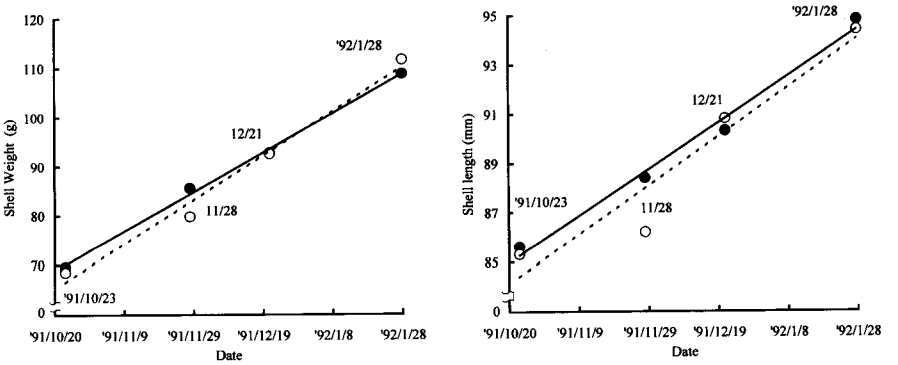

Fig. 75. Comparison of the scallop growth between the improved system and the conventional.
(○, - - -) : The improved system, (●, —) : The conventional system.

大浮力まで無段階に1回の操作で可変可能であることから，調節箇所と回数が減少したものと考えられる。前述の小規模実験では浮子1個を付けるたびに幹綱を海中から引き上げる設定で計算している。しかし，本試験の操業状態は，幹綱を引き上げたまま浮子を複数個取り付けているので，時間短縮率が若干低下した結果となった。

ホタテガイの成長量を計測した結果をまとめた成長経過図を Fig. 75 に示す。その結果から，両施設での有意な差は認められなかった。つまり，エアバッグ使用がホタテガイの成長に影響を与える可能性は，今のところ認められないと判断される。

5-4. 浮沈装置の開発結果

小規模の実海域試験で，SUS304 使用部に腐食が発生し SUS316 に材質を変更した以外，浮沈装置は耐久性や機能について問題はなかった。浮沈装置は陸上で行った動作試験の結果と同じ動作を海中でも行い，浮体であるエアバッグの浮力を「増加・保持・減少」させた。また，垂下物の重量変化に対して十分な浮力を維持できる性能を有していた。この結果，Table 11 に示した仕様は 2-2 節で設定した設計条件を満たす内容であることが確認された。

浮沈装置の開発ポイントは，開放型軟式浮体であるエアバッグの運動特性の特定と，エアバック内に取り付けた水深調整弁を如何に安定動作させるかにある。

水深調整弁は Fig. 11 に示したように，一方の弁が作動圧力に達する前に，もう一方の弁を動かすことによって安定動作を実現している。各弁の時間当たりの作動圧力に達する圧力上昇傾向が，供給圧力で変化することで安定動作範囲が決まる。海中では水圧の影響も受けるので，陸上での試験は各部にかかる水圧を考慮して動作試験を行った。浮力制御部が陸上で行った動作試験と同じ動作を海中でも行い，浮体であるエアバッグの浮力を「増加・保持・減少」させることを確認できた。この結果，陸上で行った動作試験は海中での作動状態を精度良く再現していると考えられる。水深調整弁の性能向上が浮沈装置の使用水深範囲を拡大することにつながるので，陸上での動作試験結果を水深調整弁の改良に活用できることは，水深 30 m より深い部分での浮沈装置の作動や，ゴムホース長を変えた場合の供給圧力の設定などに利用できる。また，水深調整弁の改造を行った場合の評価方法や，製品化したときの出荷前調整や検査にこの試験方法が活用可能である。

エアバッグは 4-4 節で示したように，点リペラー型の係留特性を示す。この特性を考慮して，エアバッグの設置は Fig. 68 と Fig. 69 に示したように，浮体から海底に向かってペンデントロープを垂らし，その先端の海底部に砂袋などの錘を設置する方法とした。エアバッグに余剰浮力が蓄えられることから，この係留方法はリペラー系による急激な浮上・沈降を抑えることができるばかりでなく，作業回数と浮力調節箇所を減少させることのできる有効な手段であることが実海域試験で確認できた。

新しい水深管理作業には，実海域試験で従来方法と比較して，明らかな省力化効果のあることが認められた。しかし，海上からゴムホースを拾い上げる作業工程が本作業にも残されており，この作業工程を解消して当該作業を自動化するためには，浮沈装置の浮力制御および浮力媒体に対する新たな技術開発が必要である。

6. 総合考察

ホタテガイ垂下式養殖業における水深管理の適不適は，生産物の生残率や品質を左右する重要な管理項目であり，水深管理作業は通年作業工程のうちでも重要な管理工程である。

水深管理作業は，主に幹綱の水深を一定に保つために行われる。これまでの当該作業では，経時的な垂下物重量の増減に抗抗して幹綱水深を維持するために，幹綱を舷側に引き上げ，その後に硬式密閉型浮子を均等に着脱して浮力平衡をとっていた。2-1 節で詳述したように，このような作業工程には，高い労働負荷の発生や，海中転落および船体の転覆の危険性，およびホタテガイの生残率の低下などが内在しており，これらの不合理な作業体系の改善が望まれていた。

前章までに，当該作業の省力化と安全性を向上させることのできる，新たな水深管理作業方法と，これを実現可能するために必要な新型の浮沈装置の開発を行い，その有効性を実海域試験によって確認してきた。

本章では，はじめに新方式の浮沈システムと水深管理作業に関わる課題についてまとめ，次いで遠隔操作で海中の漁具や構造物を浮沈できる特性を生かした応用事例を示す。

6-1. 浮沈装置と新方式の水深管理作業

はじめに，浮沈装置の主要構成部分である浮力制御部と浮体部である開放式軟式浮体による係留系についての課題を考察し，次いで，本浮沈装置を用いた新方式の水深管理作業の特質について考察する。

6-1-1. 浮力制御部

第 3 章で設計した浮力制御系統は，エアバッグ内の空気量を「増加・保持・減少」させる機能を持ち，船上の空気供給機とエアバッグ内に取り付けられた水深調整弁，および両者をつなぐ 1 本のゴムホースで構成されている。制御動作と施設の浮沈状況の関係は，Fig. 62 で示した通りであり，5-2 節の実海域試験を通じてその性能が確認された。

(1) 水深調整弁の作動圧力

船上から送気される低圧空気あるいは高圧空気で作動しエアバッグ内に空気を給排気できる水深調整弁は，本研究で初めて開発されたものである。この水深調整弁の動作特性は 3-2-4 節で行った実験解析に基づく線形近似理論によるシミュレーションから，ある程度規定することができた。しかし，Fig. 37 による水深調整弁が安定動作する空気供給機での圧力差 880 kPa と，水深調整弁の動作特性解析から求めた Fig. 34 に示すディフューザ入り口部での圧力差 100 kPa が発生する原因は究明できず，弁の作動現象を精度良く再現するための数理モデルは得られていない。この点を理論的に解明するには，ゴムホースと弁各部の圧縮空気の流れを非定常流として扱い，かつ，弁体内の非線形摺動抵抗を加味した非定常非線形モデルによる解析が待たれる。

一方，水深調整弁の実用に際して現れる問題は，Fig. 37 に示した作動補償域が作動水深の増加に対して狭くなる傾向を示すことにあり，装置の運用水深を規定する重要な要素である。作動限界水深を拡大するためには，プランジャとスプールの作動トリガー圧力差（供給する空気の圧力差）を大きくとれば良いが，供給機の圧力ー流量関係と空気源であるボンベの容量などから考えると，極端に高い圧力差をつけることは現実的ではない。このため，各弁の圧力に対する応答特性を改善して，両者の作動補償域を明確に区分する方法が有利となる。特にスプールの摺動抵抗が大きいとスプール作動までの時定数が

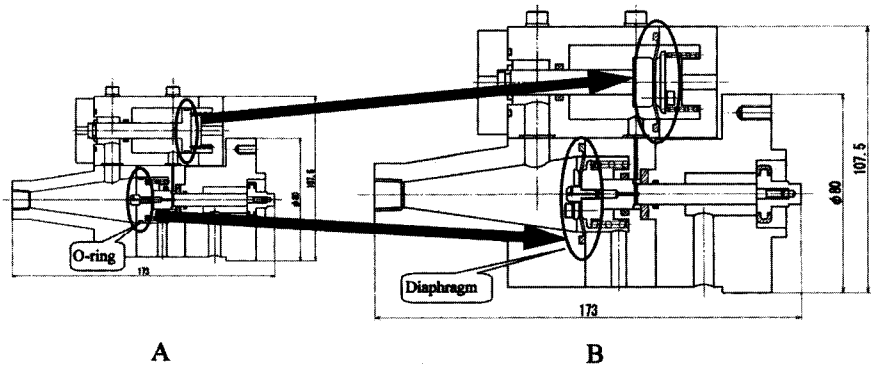

Fig. 76. Comparison between the conventional valve and the improved.
A : Conventional valve, B : Improved reducing valve slide resistance.

大きくなって，パイロット管路からプランジャ側への空気の漏出を大きく許し，高圧空気によるエアバッグ内空気の排出動作前にプランジャ側を作動させて，エアバッグ内へ送気してしまう誤作動を招く。

この現象を防止するための現実的な解決方法は，次の2つの手法で実現できる。

摺動部の変更 3-2-4節で微少変位領域として扱った非線形的なスティックスリップ的要素である摺動抵抗を低減して弁体の運動エネルギーの散逸を防ぎ，過渡応答の時定数を小さくして，作動圧力に対する作動感度を高める方法である。

摺動抵抗を軽減するためには，摺動部を極力用いない設計に変更すれば良い。Fig. 76 の A に示したように，初期設計段階における弁体は，製作の容易さと部品の入手可能性を考慮して，シリンダとピストン間の気密性を O リングで保つ構造を採用していた。本研究を通じて，摺動抵抗の影響が無視できないことが分かったため，現時点での水深調整弁では，同図 B のように気密性のある摺動抵抗の無いダイヤフラムを特注して用いている。この結果，旧来の弁よりも安定作動圧力差が増しているとの報告がなされるようになったが，新型弁の作動特性については今後の解析課題である。

形状寸法の変更 水圧の影響を直接受ける水深調整弁各部の形状と寸法について検討して適当な変更を行い，応答特性を改善する方法である。

ある弁体の作動は，他の弁体が働く前に終了していることが理想的であり，調整弁の作動範囲を拡大したり安定化させるために必要である。

しかし，所期の動作を終えた各弁の状態を維持するための供給圧力は，スプールでは所定の供給圧力よりも低い空気圧力で良いことが，Fig. 23 の I に示す模擬的試験結果の内圧上昇と変位の関係から読みとることができる。たとえば同図の水深 30 m 相当では 3 mm 以上変位したときの圧力値は，約 700 kPa であり，この圧力が供給されていれば，Fig. 62 の C に示すようにプランジャ室内への管路部は閉じているのでスプールは作動状態を維持できることになる。一方，プランジャは Fig. 62 の A に示すように動作すると，ディフューザ部からエアバッグ内に空気が直接流れ，Fig. 23 の II に示すように，スプールを動作させる圧力までディフューザ部は圧力上昇できなくなる。つまり，トリガー状態での作動圧の供給が満たされていれば各弁は安定的に作動することが分かる。3-4 節における機能試験のときに 1,470 kPa の高圧空気を供給してスプールを作動させ，その直後に 490 kPa の低圧空気を供給した場合でもスプールは動作を維持し，490 kPa の低圧空気を供給してプランジャを作動させた後で，1,470 kPa の高圧空気を

供給してもプランジャはこの正常作動状態を維持したことを確認している。各弁体の作動力が変わらないとすれば，作動圧は受圧面積が大きければ低くなり，逆に受圧面積が小さければ作動圧は高くなるので，Fig. 11 に示した回路内の圧力分布関係を保つように，水圧を受けることも考慮しプランジャとスプールの弁体の大きさを変えることで，作動圧力を低くすることが可能と考えられる。

(2) 浮力制御部材料

5-2 節の小規模な実海域試験では，海中に浸漬したステンレス材料にすき間腐食や孔食が認められたが，ステンレス材料を耐食性の高いグレードに変更することで対処できることが実証された。しかし，締結部分の腐食は，本装置のような流体を媒体とした機械装置にとっては致命的な欠陥となり，管路のいかなる部分でも流体の漏出が起こらない構造を維持しなければならない。

しかし，ボルトなど一般的に市販されている耐食性が良いとされている部品は，3-2-2 節の腐食試験でも触れているように，ほとんどが SUS316 であり，極まれに SUS317 が用いられる程度である。これらの締結金具類は，水深調整弁を含め，海中で長期間にわたって使用しなければならない機械装置類に必須の要素部品でもある。チタンなど耐食性の高い材料を使用すれば腐食は防ぎ易いが，漁業機械としてのコストを考えると，その導入は不適である。また，セラミックスやプラスチック製のネジやバネなどの部品が供給されるようになったことから，これらの腐食に強い部品の利用も可能と考えられる。しかし，その種類やサイズは金属製部品に比して僅少で，機械的性能においても劣っており，価格も 2 割以上高く，さらに入手性も良好とは言えない。今後の海中機械装置の開発に従って軽量で寸法安定性と耐食性に優れた素材の機械部品が安価に供給されるまでは，このような高価な耐食性の高い金属部品を使用する必要がある。

一方，船上に設置した空気供給機本体の構造材には SUS304 を用い，配管には SUS316 を用いたが，実海域試験を通じて腐食などの異常は認めらなかった。冬期間を含む実海域試験の結果，操作バルブシートなどの樹脂を使ったシール部の耐摩耗性と耐寒性についても，異常は認められなかったので，材料の選定は満足されたと考えられる。

圧力配管系については，耐食性を考慮すると耐圧 1,960 kPa の樹脂製配管部品の使用も考えられるが，部品の種類が少なく，また，空気供給機の要求性能を実現できない。しかし，前項でも触れたように，水深調整弁の詳細な検討により弁体の作動圧力を 900 kPa 以下にすることができれば，種類の多い破壊圧力 1,470 kPa，常用圧 900 kPa 以下の安価な低圧タイプ樹脂製配管部品を使用できる。この配管部品のほとんどはクイック継手による締結で配管の取り回しも良好であり，空気供給機の耐食性の向上と共に軽量化も図ることができる利点がある。この点は検討を要する今後の課題である。

(3) 空気供給源の仕様

空気供給源は作動圧力を補償するために，流量に余裕のある充填圧力 14,700 kPa 内容量 3 m^3 [normal] の空気ボンベを用いた。

この種の圧力容器は広く工業界で用いられているが，空気充填は専門業者に依頼しなければならない。また，この空気ボンベの重量は，JIS 相当の鋼製品では約 30 kg，アルミ合金製では約 17 kg であり，充填の毎に船へ搬出搬入するには重量が嵩む。

空気ボンベを用いずに作動空気を供給するためには，最大吐出圧力 2,350 kPa 以上のコンプレッサを作業船に装備し，圧縮空気を得る方法がある。しかし，3-3-1 節でも述べたように小型の低中速機関の搭載が多い沿岸漁船の機関出力と回転数は，このような大容量かつ高圧のコンプレッサを稼働させられる範囲には無い。機関直結型圧縮機を用いた場合には流量が不足し，舶用発電機を介して得た電源には，ノ

イズや大きな周波数変動が含まれていることから，コンプレッサを稼働するために必要な実効電力を補償することが困難である。これらのリスクを防ぐためには，新たな設備投資が必要になってしまい，この方法は現実的ではない。

一方，気体を貯蔵する容器の重量当たりの気体貯蔵量を高める方法には，気体吸蔵・放出特性を持つ機能性材料などの応用が考えられる。例えば，触媒ガスの可燃性を無視すれば，アクチュエータや燃料電池として研究されている水素吸蔵合金（吉田ら，1999）を使い，海水から化学反応によって直接水素を取り出し，これを水素吸蔵合金に蓄え，必要な時に吸蔵した水素を吐き出させることができる。しかし，水素吸蔵合金のような特徴を持つ，不活性な気体を簡単に簡単に吸蔵・放出できる装置は，市販品はもちろんのこと研究例も見あたらない。

現時点では，水深調整弁の詳細な動作解析によって空気供給機からの供給圧力を低下させ，作動単位当たりの供給空気量を減少させる方法が最良であると思われる。供給圧力が低減すれば，一充塡当たりの作動回数を増やすことができ，小型の小容量ボンベの使用が可能となる。

さらに，多くの漁業生産現場で本機を実用化するためには，充塡設備の無い遠隔地での使用や，低ランニングコストとする条件を考慮しておく必要もある。このため，各漁協が所有しているダイビング用高圧空気充塡機（11,760～20,580 kPa）を利用して空気充塡ができるように，スキューバダイビング用の容量 0.75 m^3 [normal] 程度の空気ボンベを 2 本利用したコンパクトな制御装置の開発を，現在行っている。

(4) ゴムホースの仕様

現在のゴムホースは，送気圧力と水圧に対してホース断面形状を自己保持できる程度の強度構成になっている。

一方，実操業では作業開始時点で Fig. 8 の A に示したように，このホース端を繋いだ目印玉を引き寄せることが必要であり，作業船は波浪や流れに船体を立たせながらこれを引き上げなければならない。このため短時間ではあるが，ゴムホースには流下する船体を係留するための過大な張力が作用し，現行の部材では破壊されてしまう。このため，現時点では，強度メンバーである化繊ロープにゴムホースを結わえて利用している。しかしこの状態では，ゴムホースに損耗を与える危険性があるために，ラインホーラなどを用いた巻き上げは行えない。

今後は，同一被覆内に強度メンバーと送気管路を持つ，ホース表面の耐摩耗性が高いアーマードタイプホースの導入が望まれており，このようなホースを用いなければ，荒天下での作業を簡便・迅速に行うことは困難であり，関係メーカによる開発が待たれる。

6-1-2. 浮体部と係留系

(1) エアバッグの形状特性と材質

現在のエアバッグは，余剰浮力 300 N～29,400 N までのものが製作可能であるが，圧気の供給量によって浮力状態や流体力特性がどのように変化するかについての知見は，これまで明らかにされてこなかった。

加振実験によって，エアバッグの慣性抵抗や流体力抵抗は，その浮力特性に比べて僅少であり，エアバッグの設計や運用に際して重点的に管理すべき項目は「浮力」だけであることが分かった。さらに，浮力特性と浮体形状には密接な関係があり，Fig. 44 に示した浮体内空気容積（浮力）と内包される水量の関係，Fig. 45 に示した浮体内空気容積と浮体の形状との関係が明らとなった。これは Fig. 41 と Fig. 42 に示したエアバッグの内包空気容積に対する形状変化からも理解されるだろう。特に，各特性が変化す

る浮体内空気容積45%の近傍には，Fig. 39に示した吊綱を取り付けるための「力帯」が溶着されており，実験結果で述べた浮体形状の変化を支配しているものと考えられる。この力帯の位置と浮体形状を変化させれば，任意の流体力特性を持つエアバッグの設計が可能であると考えられる。この特性については，浮体の形状や吊り綱の位置を変えた今後の解析によって明らかにしていく。

一方，エアバッグの風袋部は，耐腐食性と耐候性が良好なPVCターポリン部材によって作られており，部材強度や腐食性の適否は実海域試験において確認された。しかし，Fig. 71に示したように海中でのエアバッグには，若干の付着汚損生物が発生する。エアバッグの余剰浮力は大きく，付着物による重量増加は浮力性能に問題を与えることは無いと考えられるが，海中への浸漬期間が長期化すると流体抵抗力が増加し，海表面近くの波浪の影響によって幹綱に過大な振動と荷重を発生させる可能性が高い。子細に付着部位を調べると，柔軟性があって常時伸縮している風袋部には大型の付着汚損生物の付着は認められず，専ら力帯と吊綱に群生性のイガイ類・カンザシゴカイ類が見られた。この部位に対する付着は浮力性能に大きな影響を与えることは無く，風袋部の着脱作業においても支障とはならない。また，エアバッグの水深調整動作の要である水深制御弁の空気排出の凹部への付着は，3-2-3節で示したように，真鍮もしくは銅製ケルメットリングを採用することで防除可能であることが確認されている。

よって，1年程度の養殖期間中の浸漬であれば，付着汚損生物の影響は考慮しなくても良い程度であり，特別な防藻・防汚塗料などを用いる必要のないことが分かった。このことは，生産物の食品安全性に照らしても有利な部材構成であったことを意味している。

(2) 係留系

養殖施設の幹綱水深は，養殖対象生物の餌料環境・光環境によって8～15 mの間に設置されることが多く，比較的水深の浅い沿岸部では波浪の影響を受ける水深帯にある。

エアバッグの浮力には水深依存性があり，その流体力特性は浮体内空気量によって決められることが前章までの実験と解析から明らになった。また，エアバックによる係留系に鉛直方向の自由度を持たせて，波力などの周期外力を与えると，同期状態では施設が徐々に沈下したり，平衡水深からの逸脱が大きくなることもシミュレーション結果から予測された。

これらの特性を考慮すると，エアバッグによる係留系の安定性を高めるためには，施設に十分な余剰浮力と空間的拘束を与えられる敷設が求められる。結局，エアバッグには，専ら静力学的機能，即ち浮力だけを発現させる機能のみを持たせ，他の流体力特性などが現れないように，施設設計を変更する必要性が明らかとなった。このための施設は，予め幹綱の設置水深を定め，Fig. 68やFig. 69に示したペンデントロープによって海底面からの高度を幾何学的に拘束する形式の構成となった。本形式の養殖施設の作業性と係留安定性等は，実海域試験において実証された。

しかし，懸架物の所在水深を自由に制御する方法が，漁業に限らず海洋土木などの分野で要求されている。エアバッグによって水深を制御するということは，点リペラー型の非平衡系に外部の補償要素を付加して安定化させることを意味する。海中で運動する物体の動力学的な水深安定化については，様々なアプローチによって実用化に至っている。しかし，これまで種々のアイデアが提案されてきたことに対して，静力学的に水深を制御するための実用的方法はごく少数例にしか見られない。

鉛直方向の拘束が無い状態で平衡水深を制御するための技術開発が，今後の重要課題である。

6-1-3. 浮沈装置を用いた新方式の水深管理作業

ホタテガイ垂下式養殖業の海面における実操業の結果から，本浮沈システムには施設の水深を長期間保持できる基本性能の他にも，作業性の向上と育成物の成長阻害を生じさせない機能があることが確認

された。以下には，本浮沈システムの導入に際して考慮しておかなければならない点を示しておく。

(1) 操作の習熟性

本浮沈システムによる水深調節は，幹綱水深の目印となる印玉（浮子）の上下動を目視しながら，浮子が適当な浮力状態となった時点で，空気供給機のレバーを開閉するだけの簡便な操作で行える。機器操作は極めて簡単であり，従来の水深調整のように，経験が無ければ追加浮子の取り付け間隔や個数が決められない作業内容ではない。

しかし，係留系の施設の水深調整を完全に行うためには，機器操作に関する習熟が必要であることが5-3節の実海域試験の結果から分かった。作業日報と聞き取りにより，新システムを導入した直後の操業では，上記の機器操作に慣れていないために，送気過多による施設の浮上を引き起こし，これを回復するために排出操作などを繰り返して行っていたことが分かった。一方，このような機器操作は，累積作業時間が増える毎に慣熟性が高められており，Table 12に示したように各作業時間が低下していく傾向にも伺える。本浮沈システムによる水深調整作業は月に1回程度で良いため，機器操作の「感」を摑むためには，施設設置後の操作練習が不可欠であると思われる。

一方，機器操作と印玉の浮上応答は，懸架物の状態や海象条件によって変化することから，一律的に幹綱の平衡水深を察知することは難しい。さらに，送気過多によって幹綱が浮上してしまうと，エアバッグの取り付け間隔が狭い場合には，隣接したエアバッグも同時に浮上してしまう。この状態では，はじめに浮上したエアバッグを沈下できたとしても，他のエアバッグは浮上したままとなる。このため，最悪の状況では，幹綱に取り付けてある総てのエアバッグを一度沈下させてから，再度適当な深度へ配置し直す作業が予想される。

今後は，個々のエアバッグの水深を作業者が船上で容易に知ることのできる，水圧計などを空気供給機の操作盤上に配置して，目印浮子の目視だけでない水深管理に関する情報を表示する工夫が必要となる。特に2本ホースであれば，所在水深の情報をエアホース内の圧力として感知することができるが，1本ホースでは不可能であるため，もし，このような水深情報を取得できる機器構成にするには，空気回路の抜本的な設計変更などが必要となろう。これらは今後の検討課題である。

(2) 投資コスト

本装置を導入する場合，従来設備とのコスト面での比較も重要である。本研究では，コスト比較のためのデータは収集していないが，作業改善効果と投資コストの概括的関係から，その利便性の比較を考えてみた。

水深管理作業に関するコストは，人件費，使用機器の維持費と運転費，設備の初期投資費用に分けて考える。人件費は作業時間が短縮されることから，日雇用もしくは時間雇用であれば，コストの削減効果が認められる。さらに，人力に頼って幹綱を引き上げて作業を行っていた漁業経営体では，本システムの導入により引き上げ工程が消失するので，雇用は実質的には必要なくなる。

維持費は，浮沈装置関連では空気ボンベの耐圧検査と未使用期間中の清掃程度であり，機械動作部分がほとんど無いことから注油や分解調整などの必要はない。運転費は，主に空気ボンベの充塡費であり，5-3節の実用規模実海域試験では5ヶ月間で正味の充塡回数が1回だけであった。施設を5基所有する標準的漁家の場合，年間10本程度の空気充塡費だけが運転費用となる。作業船の運航費などの，水深管理の主体作業以外のコストは同一と考えられることから，従来方式の幹綱引き上げに使用していたドラムウィンチやクレーンの稼働コストと，新方式の圧縮空気使用コストだけが比較対象となり，両者の差は顕著には認められない。

現用機はあくまでプロトタイプとして製作されている。このため，設備の初期投資費用は，量産化した製品に関して考慮されていなければ意味を持たない。本機を設計する際には，各構成部品が量産化できるような，部材検討と形状検討を行った。このため，量産化により製造コストを下げることが可能である。開発メンバーの試算では浮沈システム1基当たりの製造コストは10数万円程度となるとされている。

以上，本装置の導入コストは従来式作業機器の導入コストと同じか，それ以下であると考えられる。また，作業改善がもたらす生産性の向上や，将来的な損出となり得る海難事故の防止効果を考慮すると，設備投資費よりも生産性の向上がもたらす利益が上回ると期待できるだろう。

6-2. 浮沈装置の応用

本浮沈装置は，船体に懸架物の荷重をかけずに遠隔操作によって海中の操作対象物を浮上・沈降させる機能的特徴を持つ。このため，予めエアバッグなどを敷設しておけば，どのような対象構造物に対しても浮上・沈降機能を付与することが可能である（杉山ら，1997)。任意水深に懸架物を維持する必要がなければ，この浮沈機能は漁業作業に直ちに応用することができる（松村ら，1997)。

本節では，ホタテガイ垂下式養殖施設の作業改善だけでなく，このような浮沈機能を各種の漁労作業に対して応用した場合，実作業にどのような改善効果が現れるかについて，実地調査の事例から検討を行った。

6-2-1. 定置網への適用事例

定置網漁業の「網おこし作業」では，魚捕部の引き揚げを行う「漁獲工程」に先立ち，運動場に陥穽した魚群を，羽口から順に運動場の型網を引き揚げながら魚捕部へ追い込む「引き揚げ工程」が必須である。引き揚げ工程では，複数箇所の力綱を順次引き上げては，船体を次の引き揚げ箇所に移動し，常に身網が海面下に入らないように緊縛状態を保って作業を行う。この場合，2-1節で述べたホタテガイの水深管理作業と同様な船体負荷状態が発生して，急潮や荒天下での作業は極めて困難となる。また，網地の引き揚げが連続的かつ連携して行われないと，囲い込んだ魚群の逸脱が生じて効果的な漁獲は望めない。

本浮沈装置は複数の浮上・沈降箇所を一箇所で遠隔制御することができるため，羽口や力綱および魚捕部の要所にエアバッグを敷設しておけば，引き揚げ工程の簡略化が可能と考えられる。

定置網に対する応用の適否を検討するために，はじめに実規模の定置網がエアバッグによって引き起こせるかどうかを予備実験から確認し，次いで，定置網の中でも引き揚げ負荷が高い底建網の漁労作業分析から作業改善効果を抽出した。

(1) サケ定置網揚網実験（北海道知内町）

1992年10月に，北海道知内町の知内漁業協同組合7号サケ定置網にエアバッグを取り付けて，揚網試験を実施した（テクノポリス函館技術振興協会，1992)。本定置網の設置水深は約27 mで，Fig. 77に示した「金庫」もしくは「溜まり」といわれる魚捕部の大きさは高さ10.5 m，幅10.5 m，奥行き24 mであった。この魚捕部の入り口左右の各一箇所を定め，はじめは天井網側位置（A）にエアバッグを固縛して揚網作業を行った。エアバッグが完全に浮上しても，この敷設状態では，金庫の入り口は閉塞できないために，次に底網側位置（B）に取り付け直して同様の作業を行った。網成りとエアバッグの浮上・沈降状況を水中VTRとスチル映像から確かめた。調査は，当日の操業終了後に実施し，魚捕部に魚は入っていない状況であった。

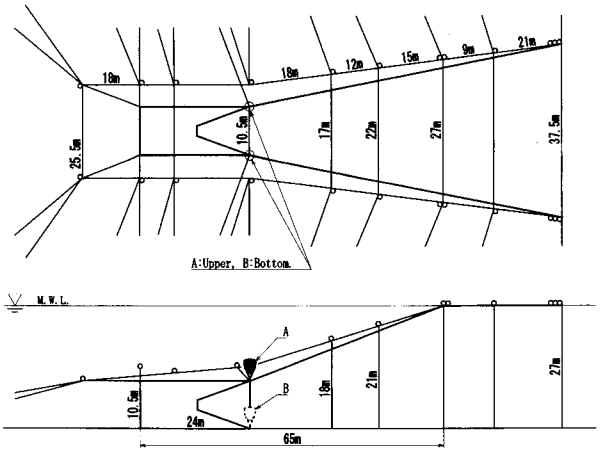

Fig. 77. The bottom net trap (SHIRIUCHI) and the setting position of air bag.

Fig. 78. The surfacing condition of the air bag.

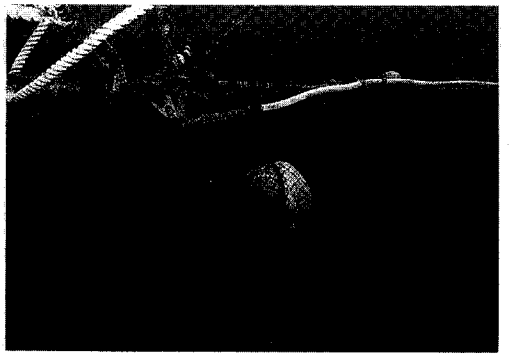

Fig. 79. The air bag enclosed by the ceiling net.

この結果，A 部に取り付けた場合のエアバッグの浮上時間は 2 分 20 秒であり，沈下時間は 2 分 30 秒であった。この時のエアバッグは，Fig. 78 に示したように，良好な展張状態を保っていた。漁船上から，この魚捕部の入り口を閉塞するには，ドラムウィンチによって力綱を巻き上げ，底網を引き上げる作業が必要であり，およそ 3〜5 分を要していたことが，現地の聞き取りから分かった。

この状態では金庫の入り口を完全には遮蔽出来ないので，B 部にエアバッグを取り付け直して，同様の試験を行った。この時，潮下側のエアバッグには Fig. 79 のように魚捕部の側網が覆い被さり，全給気時の設計容積の半分程度で，底部の開口部からエアブローを生じた。このため，当該側の入り口は深度 10 m 程度までしか浮上せず，排気・給気操作を繰り返して浮沈させても，同様の傾向となった。他端の潮上側に設置したエアバッグは良好な展張を示し，入り口の力綱を海面近くまで引き上げることができた。

北海道における定置網の中では，試験を行った網は中型であったが，岸深の流れの速い漁場に敷設されているために，各構成網地は力綱によって強い係留力が与えられている。エアバッグは，この網に対して十分な浮上力を持つことが分かったので，エアバッグの取り付け位置の工夫は必要となるものの，定

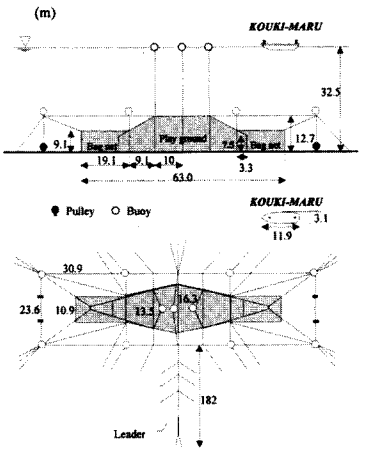

Fig. 80. Shape and size of the bottom net trap for measurement (KAMINOKUNI).

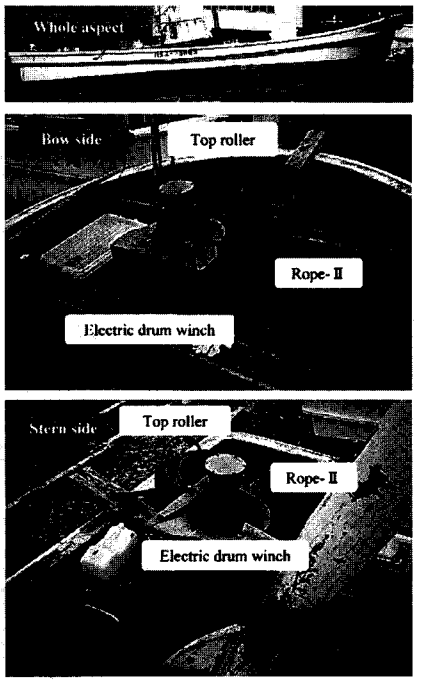

Fig. 81. Work vessel "KOUKI-MARU" and provided apparatus on it.
(length 11.9 m, siding 3.1 m, 4.43 t, 60 HP)

置網の揚網補助浮体として応用ができるものと判断した。

(2) 雑漁用底建定置網での実験 (北海道上ノ国町)

1996 年に北海道上ノ国町において，ヒラメを主漁獲対象魚とする現行の底建定置網の漁獲作業と，浮沈装置を用いた作業の比較調査を行った (濱田ら，1999)。Fig. 80 と Fig. 81 には，調査対象とした底建定置網の構造と作業船およびその艤装を示した。

本底建網は，東北地方から北海道にかけて小型漁船漁業として行われている，移動可能な小型の建網であり，比較的水深の深い漁場で利用されている。漁法の特殊性から，力量の大きな揚網機や作業船は利用できず，大水深から網全体を引き上げるために，船体にかかる負荷は大きくなる。このため，設置水深が大きくて漁獲物が多い場合や，波浪が高くて流れが速い場合には，漁獲作業は行えない。しかし，定置網の性質上，浸漬時間が長くなると陥穽した魚群が逸出するため，船体負荷を生ぜずに網おこしができるエアバッグの利用が最適な漁法であると考えた。

試験では，可能な限り詳細な作業構成を捉えるために現行の作業状況を VTR に記録した。この映像記録に基づいて，詳細な工程分析と時間研究を行った。次に作業分析の結果からエアバッグを導入すべき作業工程を割り出し，仕様変更した浮沈装置を作製して対象網と漁船に取り付け，操業試験を実施した。この状況も VTR に撮影してから作業分析を行い，従来式作業システムに対して新たなシステムがどのような内容の作業改善をもたらしたかについて，比較検討した。

現行作業の流れを Fig. 82 に示し，その工程分析を Table 13 に示す。現行作業には，59 作業要素中 46 段階のロープワークに関わる作業工程が存在し，手順の複雑なこの作業工程は作業者 4 人が 33 分程度で

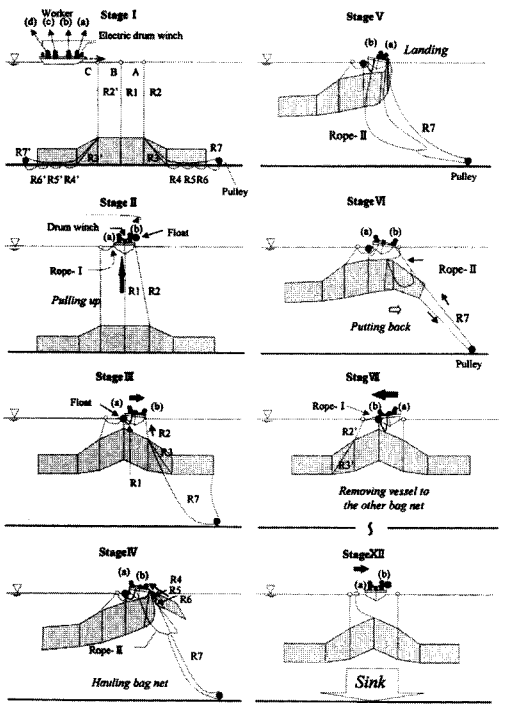

Fig. 82. Schematic diagrams of the work process.

終了させていることが判った。同表中の Table 13 の 7 工程中，特に作業負荷が高くなる引き上げ工程 (W2) へエアバッグを導入すれば，省力化効果と時間短縮効果が現れるものと期待されていた。しかし，計測日の海象が静穏であったことから，その時間支配率は 10.1% と低く，このような状況であれば，当該工程の改善は必要無いことになる。一方，強潮流発生時においては，この作業工程だけで 15 分以上を要し，時間支配率にして 45% ものロスが生じたり，操業水深が深くなるとさらに長時間化することが，船主と乗組員の報告から判明した。以上の現行作業の分析結果から，本浮沈装置は引き上げ工程 (W2) と沈下工程 (W7) に適用することが効果的であると考えた。

浮沈装置は養殖施設用に開発されたため，ゴムホース長が 30 m 以内で作動するように設計されている。底建定置網の設置水深は 50 m 以深となる場合が多い。このため，底建網用の浮沈装置として，ゴムホース長に制限の無い給気・排気動作をそれぞれ別のゴムホースで行える，2 本ホースタイプの水深調整弁 (宮嶋ら，1989) を新規に設計開発した。この弁を作動させるために空気供給機が供給する圧力は 588 ～748 kPa であったことから，空気供給源としての空気ボンベの使用は取りやめ，エンジンルームに設置可能な舶用電源で作動する最大吐出圧力 833 kPa のコンプレッサに置き換えた。さらに，空気供給機の管路構成も，同時に 2 つのエアバッグを同調して操作できるように改造した。エアバッグはホタテガイ養殖施設用の浮力 2,600 N タイプを流用した。Fig. 83 に，エアバッグの底建定置網への装着箇所とその方法を示す。エアバッグの取り付け位置は，Fig. 82 の作業の流れに示すように運動場の上を作業船が行き来するので，その障害にならないよう型綱部とした。

浮沈装置を使用した底建定置網漁業の操業の分析から，現行操業の 3 つの作業要素が，Table 14 に示した新らたな 10 の作業要素に置き換わった。しかし，この作業内容は装置スイッチの切り替えやコンプ

Table 13. Divided detail work process in the current bottom trap fishery.

Description of work process	Process name	Groped work number	Element work number	Work contents: Worker	Working	Object	Tool	Apparatus	Average time (sec)	Standard deviation	Rate of the time to total time (%)
W1	Taking buoy	(1)	(1)-1	(d)	Hooking	Buoy-C	Boat hook		58	15.5	2.9
			(1)-2	(b)	Tying up	Buoy-C	Rope-I				
			(1)-3	(a)	Tying to vessel	Rope-I					
		(2)	(2)-1	(d)	Hooking	Buoy-B	Boat hook				
			(2)-2	(b)	Landing	Buoy-B					
		(3)	(3)-1	(d)	Hooking	Buoy-A	Boat hook				
			(3)-2	(b)	Landing	Buoy-A					
W2	Pulling net up	(4)	(4)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R1		Drum winch	201	17.8	10.1
			(4)-2	(b)(d)	Tying to R1	Float					
W3	Hauling bag net	(5)	(5)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R2		Drum winch	343	56.4	34.4
			(5)-2	(b)(d)	Tying to vessel	Rope-R3					
			(5)-3	(b)(d)	Tying up	Rope-R7	Rope-II				
		(6)	(6)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R3		Drum winch			
			(6)-2	(b)(d)	Tying to vessel	Rope-R4					
		(7)	(7)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R4		Drum winch			
			(7)-2	(b)(d)	Tying to vessel	Rope-R5					
		(8)	(8)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R5		Drum winch			
			(8)-2	(b)(d)	Tying to vessel	Rope-R6					
		(9)	(9)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-R6		Drum winch			
			(9)-2	(b)(d)	Tying to vessel	Rope-R7					
W4	Landing fishes	(10)	(10)-1	(a)(c)	Opening	Fastener on bag net	Spoon net		251	97.6	25.1
			(10)-2	(b)(d)	Landing and holding	Fishes in bag net					
			(10)-3	All	Landing	Bag net					
			(10)-4	All	Keeping in fish hold	Fishes in bag net					
W5	Putting bag net back	(11)	(11)-1	(a)(c)	Hauling	Rope-II		Drum winch	162	37.0	16.2
			(11)-2	(b)(d)	Untying from vessel	Rope-R7					
			(11)-3	(b)(d)	Untying from vessel	Rope-R6					
			(11)-4	(b)(d)	Untying from vessel	Rope-R5					
			(11)-5	(b)(d)	Untying from vessel	Rope-R4					
			(11)-6	(b)(d)	Untying from vessel	Rope-R3					
			(11)-7	(a)(c)	Untying from Rope-II	Rope-R7					
			(11)-8	(a)	Throwing to sea	Buoy-A					
W6	Move	(12)	(12)-1	(a)(c)	Hauling for removing vessel	Rope-I		Drum winch	83	144.9	4.2
			(12)-2	(b) or (d)	Landing	Buoy-C					
W3～W5		(13)～(19)	(13)-1～(19)-8 has the same contents of (5)-1～(11)-8, respectively with a dash marked notation of a gear.								
W7	Sink	(20)	(20)-1	(a)(c)	Hauling for removing vessel	Rope-R1		Drum winch	145	53.4	7.3
			(20)-2	(b)(d)	Untying from R1	Float					

□ in part shows the work process with rope handling.

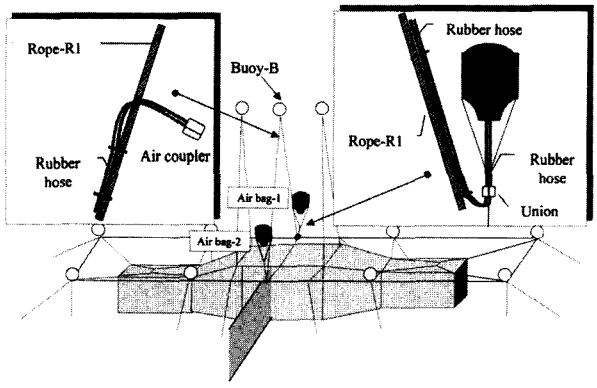

Fig. 83. Schematic condition of the fitted two air bags on the frame rope.

Table 14. New work processes occurred with the pneumatic submersible system introduced in the current operation.

Description of work process	Process name	Element work number	Work contents					Time (sec)	
			Worker	Working	Object	Tool	Apparatus	Air bag-1	Air bag-2
W2	Pulling net up	(4)-①	(c)	Switching on compressor		Pressure gage of compressor		326	387
		(4)-②	(b)	Connecting to air controller	Rubber hose				
		(4)-③	(c)	Checking	Pressure level in compressor				
		(4)-④	(c)	Switching to surfacing	Control lever of air controller				
		(4)-⑤	(c)	Checking	Overflowing bubble on sea surface				
		(4)-⑥	(c)	Switching to stop	Control lever of air controller				
W7	Sink	(20)-①	(a)	Hauling for removing vessel	Rope-R1	Pressure gage of air controller	Drum winch	160	
		(20)-②	(c)	Switching to surfacing	Control lever of air controller				
		(20)-③	(c)	Checking	Pressure level in air bag				
		(20)-④	(c)	Switching to stop	Control lever of air controller				
		(20)-⑤	(a)	Taking off from air controller	Rubber hose				
		(20)-⑥	(a)	Throwing to sea	Rubber hose and Rope-1				

レッサの圧力確認など，極めて単純な動素的内容であり，作業時間や労働負荷を増加させるものでは無い。また，浮沈装置が稼働する工程以外には，新たな作業要素を発生させなかったため，浮沈装置の導入は複雑なロープワークを阻害しない調和的な作業改善手段であると考えられる。

操業試験中に，エアバッグの実浮上時間が現行作業時間より遅いこと，引き上げ時に左右のエアバッグの浮上同期がとれていないこと，が観測された。この原因は左右のエアバッグの負荷が垣網側と型網側で異なっていた上に，低容量のコンプレッサを利用したことにより送気流量が不均衡となったことに求められる。このため，現在の浮沈装置の仕様では，現行の作業より劣化した作業となることも予想される。この問題の具体的な改善方法は今後の課題であるが，エアバッグを取り付ける位置別に対象漁具の負荷状態を漁具図から把握しておき，適正な浮力のエアバッグを装着するとともに，圧力供給に余裕のある空気源を用いること，などが具体的な対応策であると考えられる。

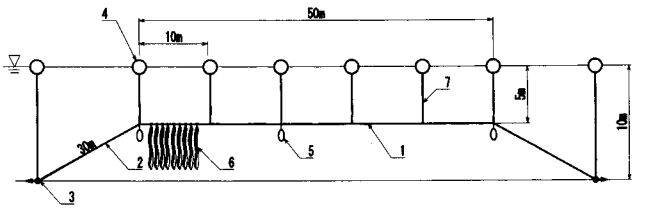

Fig. 84. Schematic diagram of the kelp cultivation (OKUSHIRI).
1: Main line, 2: Anchor line, 3: Anchor, 4: Buoy, 5: Sinker, 6: Gregarious kelp, 7: Suspension rope.

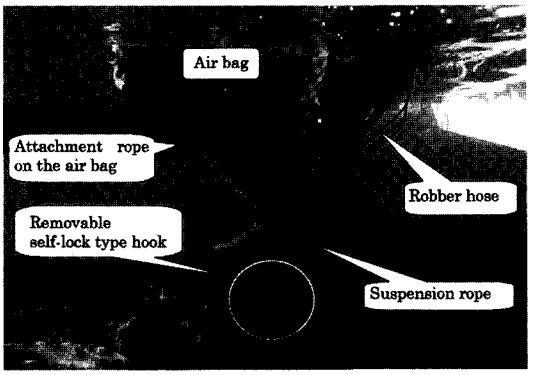

Fig. 85. The air bag catching a suspension rope.

6-2-2. 他の養殖施設への適用事例

ホタテガイの垂下式養殖施設と同様の施設を用いて，浅海移植したウニの餌料としてコンブを養殖している奥尻町で，1998年に海上試験を行った。

コンブの垂下式養殖施設の模式図をFig. 84に示す。コンブは，幹綱に直付けする延縄式養殖で養成されており，収穫には1.5 t未満の船外機船が使われる。大量の餌料用コンブをウニの移植地へ移送する場合には，幹縄に補助フロートを付けて5 t未満の刺し網用漁船で曳航する。1 m当たりのコンブの垂下重量は300 Nにもなり，養成綱は45 mあるので総重量は13,500 Nにも達する。このため，小型船では引き上げ作業も行えず，船体に負荷をかけない補助浮力装置の導入が待たれていた。現行の作業では，はじめに浮力に余裕のある5 tの船で養成綱を引き上げてこれを船体に係留し，次いで，小型船の作業者が曳航用フロートを取り付けている。作業工程は煩雑で，作業者と作業船も複数用意しなければならず，両船間の作業連絡と人員配置に工夫を要する作業となっている。

エアバッグによって，この養成綱の引き揚げ作業を改善するために，Fig. 85に示した懸架ロープに沿ってエアバッグを移動させるためのガイドと，所定の位置に達するとロックのかかる金具を製作し，エアバッグのFig. 60の吊綱端部7に装着した。

新たな作業では，初めに引き綱に金具を取り付けて，エアバッグを懸架ロープに沿って沈下させる。エアバッグの沈下を確認しながら，沈下不足であればエアバッグ内の空気の排出操作を行う。次いで，エアバッグが養成綱の結節点まで達したら，引き綱を引いて懸架ロープにバッグの吊綱端部をロックし，ロック完了後，エアバッグに空気を送って浮上させる。Fig. 85に示すように，養成綱が海面下0.3 m程

度まで上昇した段階で，曳航用のフロートを取り付ける。その後，エアバッグのロックを解除して，これを取り外す。

以上の作業手順で，これまでは実現できなかった船外機船だけによる，養殖コンブの引き揚げができるようになった。曳航には5tの作業船を使用しなければならないが，南茅部のコンブ養殖業のように，コンブを短い養成綱に植え付けておけば必要量だけ船外機船に積載して搬送することも可能である。また，今後，複数の浮沈装置を用いた幹綱の浮上試験と，ウニの繁殖地までの曳航実験を行う予定である。

7. 結　　言

作業性・安全性の面で，これ以上の改善が望めないと考えられていた養殖施設の水深管理作業を合理化できる浮沈システムの研究開発を行い，新たな当該養殖の水深管理作業を提案した。実操業における比較試験から本システムの有効性が実証されるとともに，浮力の変化によって対象物の引き上げを実現できる能力が，他の漁法にも応用可能であることを示した。投資コストを要する舶用機械の導入と船体規模の拡大による方法だけが，このような漁具の引き上げや海上荷役の省力化手段として考えられてきたが，本研究では，従来的な発想では懸架物に対して充分な浮力が取れず機械化が困難な小型船でも利用可能な低コストの浮沈装置による新たな作業システムを立案し，その有効性を実証した。

しかし，これでホタテガイ垂下養殖に関わる幹綱を引き上げる作業が全て無くなった訳ではない。少なくとも，養成綱の垂下時と収穫時には，既存施設を使う限り，幹綱を引き上げなければ作業は実際上不可能である。さらに，これらの作業は乾舷から身を乗り出す中腰の作業姿勢で行われており，水深調節作業のような作業改善を行うことは困難である。このような作業改善が不可能な工程は，既存施設を利用する以上現存しており，作業の合理化を押し進めるための装置開発では，どの工程の作業改善が最も効果的であるかを事前の作業研究などから理解しておく必要がある。

緒論で述べたように，漁業や海洋土木などの海に関わる産業では，重量物を浮上・沈降させる単純な作業が数多く見受けられる。例えば，海洋土木工事の構造物の海底への設置では，引き上げや移動が主たる作業内容となり，海洋観測においても測定器の引き下ろしや引き上げなどを頻繁に行わなければならない。本研究の浮沈装置は第6章の応用事例でも示したように，定置網やコンブ養殖施設の浮上・沈降装置としての応用が可能であることから，さらには一般の海中構造物の浮沈・移動にも応用可能であると考えられる。

現状の浮沈装置は，手動による遠隔操作で作動するが，複数の浮沈装置の協調制御などを視野に入れた場合，その自動化は欠かせない技術的要件となる。自動化のためには，機器の状態量の観測と外的パラメータの変動を計測するオブザーバーが必要となる。このためには，近年急速に進歩しているセンサや制御機器を導入することも必要となる。例えば，海洋観測機器などを所定水深に精度良く保持するためには，浮沈装置に深度と浮力の関係を自動的に補正するシステムを組み込んでおく必要があり，深度情報を含めた位置や姿勢に関するセンサシステム技術（松村ら，1999, 2000）の構築も，今後の技術的課題である。

本装置には以上のような大きな課題も残されているが，ホタテガイの垂下式養殖を含め，海中での荷役作業一般の改善と省力化に役立つ効果が認められたと確信する。

漁労作業を含む海上作業の改善を図るためには，はじめに操作対象に加わる物理的変化の基本的構造を理解し，生産技術に利用できる性質を抽出して，これを具体的機能，即ち機械装置として実現する必要がある。また，これらの労働手段の投入による作業編成が生産性や安全性などの合理化指標をどの程度改善し得るかについて，現状の作業システムの分析から予測しておくことも重要である。本研究で示したこれらの過程は，今後の水産技術の向上に必要となる機械装置の設計や産業応用への適否判定に関して，技術開発側に一定の指針を与え得たものと考える。

省力化の出発点はこのような作業分析から始まり，段階的に現状の生産方法から離れ，生産に必要となる諸条件を基にした，いわゆる「技術革新」と呼ばれる技術の構築をする必要がある。この段階では，

全く新しい装置開発が生まれたり，その装置システムの利用による新たな生産体系が構築される。このような循環を通じて産業の技術的発展が成されていくとすれば，その発展のきっかけは，やはり現状の生産に関わる要因の分析と適用可能技術の理解に求めることができると考えられる。現状の漁業生産においては，このような漁業技術の体系化や適応可能技術の体系化は進展しているとは言い難く，今後の産業昂進のためには是非必要とされる検討項目である。

技術の高度化は省力化を生み出し，作業者に余暇時間を与える。この時間を何に使うかは個々の作業者の課題ではあるが，この時間をホタテガイ養殖を含めた創造的漁業活動に当てることで，さらなる漁業の発展も期待できるだろう。このような他へ使える時間の増加は，省力化装置導入以上の効果を生み出すことにもつながる。

他の産業でも同様であるが，漁業における作業の省力化や自動化を進めるとき，やはり最初に考慮するのは対象とする水産物（生産品）の特性である。なぜなら，この特性にあわせて作業が成り立つからである。そして，作業の主役は漁業従事者（人間）であり，決して漁具や漁業機械などではない。生産効率だけを追いかけて，人間をおざなりにした自動化が進めば，やがて人間が導入した機械に使われるようになり，労働強化につながっていく。この二つのことは作業の省力化や自動化を計画するとき，「開発する側」・「使用する側」の両者にとって最も重要な事項であり，忘れてはならないことと考える。

8. 摘　　要

1965年に殻長3 cm以上の種苗が生産できる採苗技術が開発され，1968年頃からホタテガイ (*Patinopecten yessoensis*, JAY) の垂下養殖が始まった。集約的な海面養殖の一つとして1970年代から東北と北海道を中心に発展した。

この養殖のホタテガイの成育に影響を与える大きな要因は，水温や飼料生物等を考慮したホタテガイを養成する水深である。この水深は垂下養殖施設 (以下，施設) に取り付けられた浮子で保持されている。しかし，施設はホタテガイの成長や付着物の増加により沈降するため，養殖期間中の養成水深を維持するには，ホタテガイを垂下している海中の幹綱に，重量増加に見合った浮子を付加する水深調節作業を頻繁に行う必要がある。この作業は幹綱を引き上げ作業船の舷側に固定し，船縁から身を乗り出して中腰の姿勢で幹綱に浮子の取り付けを行う重労働である。特に，荒天時に作業船が揺れると作業者の海中転落等の危険を伴う。さらに，作業過程でホタテガイを海面付近に引き上げるため，夏場にはホタテガイの成長が阻害される23°C以上まで表層水温が上昇すると，長期間管理作業ができない場合がある。

一方，施設は各漁場の生産条件に合わせて種々の様式が実用化され，施設の構造や係留特性等に関する研究も行われている。しかし，ホタテガイを最適な養成水深に保持し，上述の問題を解決することを目的とした研究は現在のところ見受けられない。

本研究は，従来行われていた浮子を追加することによる水深調節方式に替えて，幹綱を舷側まで引き上げる必要の無い水深調節装置を開発し，当該作業の省力化と安全性の向上を実現しようとするものである。

(1) 従来の水深管理方式の調査と新方式の提案

施設の構造や水深管理作業の内容について，北海道噴火湾森町で調査を行った。調査結果は施設を5基所有する平均的漁家で示す。1基当たりの垂下重量は，初期約23,520 Nが11ヶ月後の収穫期には約94,160 Nになる。この間垂下重量の増加に伴い，適宜約260個の浮子 (外径390 mm) を順次追加取り付けし，施設の水深を一定に維持をしている。漁港から施設の往復時間を除く，浮子1個を取り付けに要する作業時間は約8分である。そのうち幹綱を舷側に固定するのに約6分，浮子の固定に約1分，舷側から幹綱を解放するのに約1分である。このことから，水深管理に要する年間作業時間は延べ約170時間であることが判った。浮子の個数に比較し作業時間が長い理由は，作業ごとに幹綱を舷側に固定すること，浮力調整箇所が施設内に散在すること等による。以上の調査結果に基づき，浮力を遠隔操作することで幹綱の引き上げを省き，舷側から身を乗り出さない作業方法を考案した。この作業には浮子に変わる水深調節装置が必要となった。

海中懸架物に浮体を取り付け，その浮力を制御するには，硬式浮体の例として鋼鉄製の箱や筒を浮体とし浮体内の圧気量を変える方法，軟式浮体の例としてホースを沿わせて中の圧気量を変える方法等がある。前者は重量や可搬性の取り扱いに問題があり，後者は幹綱が海象条件によって高低差ができると，気体の性質上，端部まで圧気を注入したときに行き渡らない等の問題がある。これまでの知見から新方式の作業に適した水深調節装置は見あたらなかった。そこで，新たに装置を開発することにした。

開発する装置の構成を浮体部とその浮体の浮力制御部に分け検討した。その結果，幹綱に取り付ける浮体部は，浮力を変えられる可搬性と収納性を考慮した浮体とした。また，浮力制御部は空気供給機を

船上に設置し，浮体内の圧気を「増加，保持，減少」する機能を，流水抵抗を考慮し1本のゴムホースで実現するため，浮体内に圧力作動型弁である水深調整弁を取り付けることにした。

(2) 浮力制御部

浮力制御部は，船上の空気供給機と浮体内に取り付け遠隔制御される水深調整弁，両者を連結する一本のゴムホースで構成されている。

空気供給機は船上に設置して，低圧または高圧の空気を供給することによって，水深調整弁を遠隔制御する機能を持つ。水深調整弁は内部にプランジャとスプールの2つの弁を持つ。プランジャは低圧空気が供給されると作動し，浮体内の圧気量を増加させ，スプールは高圧空気が供給されると作動し，浮体内の圧気量を減少させ，空気供給がないときは浮体空気量を保持する機能を持っている。ゴムホースは制御媒体である圧縮空気を伝える機能を持つ。

浮力制御部の動作確認は，水深相当の外力を水深調整弁に与えながら空気を供給した。設計範囲である水深0～30 m で水深調整弁が所定動作することを確認した。

(3) 浮体部

浮体部は可搬性と収納性を考慮し，軟式材料で底部が解放されているエアバッグを用いることにした。しかし，エアバッグは水圧で内部空気圧が変化すると同時に空気体積が増減し，浮力が変わる水深依存性を併せ持っている。このため，従来から用いている浮子とは全く異なる浮力特性を示す。海域や懸架物等の特性に合わせた制御や設計のために，特に鉛直方向に運動するエアバッグの浮力特性と，運動抵抗に関わる浮体形状の関係について，相似模型を用いた水槽実験から明らかにし，その係留特性について解析をした。

浮力特性と水中形状 エアバッグの浮力，形状等の特性について相似模型を用いた実験と解析から求めた。その結果，水深に依らずエアバッグ形状は内部空気量によって一意に決定でき，任意水深における浮力と形状は，ある時刻のエアバッグ内の空気量によって推定可能なことが判った。また、浮力を可変できる硬式浮体は形状が不変であるため，空気量の増減に従い浮体内の水量も増減し、無浮力状態での浮体内の水量は容積比で100%，最大浮力状態で0%となる。それに対し，エアバッグは形状および浮体内の水量は空気容積が最大浮力状態容積の45%近傍を境として変化する特性を示した。

運動特性と係留特性 縦型の大型水槽内でエアバックの相似模型を鉛直方向に正弦加振し，このときの浮力と内水面の変化から，各流体力係数の算出を試みた。この結果，全模型において応答周期は加振周期より1/4波長分の位相範囲内で変動したが，基本周期に変化は見られず，浮体が満気状態になるにつれて各種流体力係数は球形浮体の値に近づいた。しかし，抵抗係数は全模型にわたって大きなばらつきを示した。

係留状態に大きな影響を与える幹綱端点まわりの力学的平衡について，等価的球形浮子と比較しながら，鉛直方向に運動するエアバッグの相平面解析を行った。その結果，垂下物重量の増加に伴ってエアバッグの水深が深くなると，浮力の水深依存性が強く現れ，等価浮子と比較し平衡水深が深くなることを示した。

(4) 浮沈装置の開発結果と実海域試験

浮沈装置の試作 空気式浮沈装置を試作し水槽にて基本特性を把握した。水槽内にエアバッグがほぼ水深1.5 m を保つように設置し，空気供給機でエアバッグの浮力の増減と保持の実験を行った結果，浮力の増加は約8 N/sec，浮力の減少は約5 N/sec で，各機器の動作を確認できた。

耐久性と機能の試験 北海道噴火湾と青森県陸奥湾で4個のエアバッグを施設の一部に設置し，8ヶ月間

の耐久性と機能の試験を行った。作業者には浮力調整の度に動作確認をし，作業日報に作業時間等に関するデータを記帳するよう依頼した。

この結果，期間中の記録から浮沈装置を用いると1箇所当たりの水深調節時間は約3分となり，作業時間の短縮は60%程度であった。作業状態は，立ち姿勢で浮沈装置を片手で操作していた。垂下物の重量変化に対する充分な水深調節機能を具備することと，長期間にわたる使用上の耐久性の確認もできた。

実用規模の試験　青森県陸奥湾で同規模施設を2系統準備し，1基は水深調節を20個のエアバッグを設置し（新方式），他の1基は従来方式で行う試験を5ヶ月間実施した。それぞれの作業内容を作業者に日報に記載してもらい，両者間での作業と，ホタテガイの成育効果の違いについて検討した。

新方式では浮沈装置を操作した延べ回数は32回で，作業時間は延べ160分であった。一方，従来方式の施設では追加浮子総数は40個で，作業時間は延べ250分であった。この結果，作業時間の短縮は34%程度であることが判った。記録から浮沈装置の操作に手間取ったときの作業を除き作業時間を比較すると，作業時間の短縮は約52%であることが判明した。ホタテガイ成育調査結果から，従来方式と新方式との有意な差は認められず，エアバッグによる垂下は従来方式に比して問題はなかった。

(5)　実用性と応用展開

浮沈装置は幹綱を引き上げずに，施設の垂下物の重量変化に対し充分な浮力を維持することができ，作業時間が大幅に短縮でき省力化効果も認められた。ホタテガイの垂下式養殖の浮力調節装置として十分実用性があるものと考えられる。また，船体に係留力が作用しないので小型の作業船でも十分利用可能であると判断された。

浮沈装置はホタテガイの垂下養殖の他に，コンブの垂下式養殖や深度の大きい養殖生け簀の水深保持と浮沈にも応用可能である。また，浮上沈降機能を利用すれば，底建定置網の網起こしや海洋構造物の移動・設置への応用が考えられる。

簡単に浮力調節ができる浮沈装置ではあるが，今後様々な使用条件で広範囲に利用されるには，浮体部の波に対する応答特性と設計変数の感度解析を行い，係留安定領域とその条件を明らかにする必要がある。また，浮力制御部に関しても圧縮空気の管路流れを中心とした応答解析が課題である。

9. 謝　　辞

本論文をまとめるにあたり，終始ご指導いただいた北海道大学水産学部，橋本忍教授に心から感謝の意を表する。同時に，数々のご助言とご指導を頂いた北海道大学水産学部，梨本勝昭教授，見上隆克助教授に深厚なる感謝の意を表する。

また，本研究を進めるにあたり多大な便宜と，貴重な意見を与えられた北海道大学水産学部，山下成治助教授に深く感謝いたします。

空気式浮沈装置の海域試験や仕様決定などで有益なご助言を頂いた，株式会社むつ家電特機の代表取締役杉山弘昭氏，田中孝俊氏，元函館製網船具株式会社の故藤谷哲行氏，畠山公英氏，また，同装置の試作や改良にあたりご尽力頂いた，株式会社菅製作所の代表取締役菅鉄夫氏，開発部設計課長五香秀次氏，株式会社ナショナルマリンプラスチックの汎用製品部次長岡島公男氏，株式会社明治ゴム化成を退職された当時の常務理事岡田壽夫氏，製造部長香川隆氏，専門課長田中孝一氏の各位に心から感謝いたします。同時にアクアシステム研究会の皆様に感謝いたします。

長期間に亘る海域試験でご協力頂いた，高瀬敏夫船主，杉山治元船主，北海道ひやま漁業協同組合上ノ国支所に所属する幸喜丸の作業員の皆様に深く感謝するとともに，北海道の森漁業協同組合，知内漁業協同組合，奥尻漁業協同組合の関係者各位に感謝いたします。

さらに，実験や試験，資料整理で数々のご協力いいただいた，財団法人テクノポリス函館技術振興協会工業技術センター研究開発部の旧メカトロニクス科研究職員に感謝いたします。そして，海域試験など数々の試験にご協力していただいた，当時の北海道大学水産学部漁業機械学講座大学院生の津野建一郎君，藤井享子君，浜田武士君，ならびに，論文作成および整理でお世話いただいた上野澄子文部事務官に深く感謝いたします。

10. 参考文献

Arthur Southerland JR. (1970). Mechanical Systems for Ocean Engineering. Naval Engineers Journal, October, 63-74.

幡野佐一 (1981). 工業材料便覧, pp. 744-749, 日刊工業新聞社, 東京.

茶椀谷　洋 (1992). 新版・ホタテ貝取り扱いの手引き. 北海水産新聞社, 札幌.

Chipp. erfield, P.N.J. (1953). Observations on the breeding and settlement of Mytilus edulis (L.) in British Waters. J. Mar. biol. Ass. U.K. **32**, 449-476.

Crisp D.J. and H. Barnes (1954). The orientation and distribution of Barnacles at settlement with particular reference to surface contour. J. Animal. Ecol. **23**, 142-162.

電気化学協会海洋生物汚損対策懇談会編 (1991). 海生生物汚損対策マニュアル. pp. 118-119, 技報堂出版, 東京.

David Hardy (1991). Scallop Farming, pp. 96-99, Fishing News Books, Oxford.

江守一郎 (1985). 模型実験の理論, 第二版, pp. 24-34, 技報堂出版, 東京.

Fuat Oder and Wallis S. Hamilton (1964). Forces on a sphere accelerating in a viscous fluid, J. of Fluid Mechanics, **18**(2), 302-314.

漁船協会 (1979). 漁労機械装置講座, pp. 138-414, 漁船協会, 東京.

浜田武士, 山下成治, 見上隆克, 橋本　忍 (1996). ホタテガイ養殖の分散・耳吊り作業のラインバランシングによる効率評価. 日水誌, **62**, 83-88.

浜田武士, 山下成治, 見上隆克, 橋本　忍 (1997a). ホタテガイ養殖の分散・耳吊り作業における作業者と機械設備の最適配分法. 日水誌, **63**, 171-177.

浜田武士 (1997b). ホタテガイ養殖業における設備投資分析—分散・耳吊り作業の新機械の導入について. 北日本漁業, **25**, 51-62.

濱田武士, 山下成治, 山花　毅, 松村一弘 (1999a). 底建網漁業の作業分析に基づく空気式浮沈装置の実用性評価. 水産工学, **35**, 261-269.

濱田武士, 渡部智彦, 山下成治, 見上隆克 (1999b). ホタテガイ養殖業における機械化の成立条件, 水産工学, **36**, 37-44.

井島武士, 永田修一 (1981). 水中物体の非定常および定常有限振幅運動の解析. 第 28 回海岸工学講演論文集, 416-420.

井島武士, 上床隆彦, 牛房幸光, 小島治幸 (1986). 空気潜袋堤の波遮断効果の改善に関する実験的研究. 第 33 回海岸工学講演論文集, 387-391.

今井貫爾, 利穂吉彦, 池谷　毅, 秋山義信, 田口勝則 (1989). 最適化法を用いた係留浮体の位置決め解析. 海岸工学論文集, **36**, 755-758.

岩田好一郎, 水谷法美, 川角伸彦 (1986). 没水球に作用する不規則波力の特性. 第 33 回海岸工学講演論文集, 476-480.

岩田好一郎, 水谷法美, 川角伸彦 (1987). 没水球体に作用する波力の特性に関する実験的研究. 第 34 回海岸工学講演論文集, 601-605.

岩田好一郎, 中山和典, 上田敏隆, 下田直克 (1988a). 潜水圧気型浮防波堤の消波効果と波浪動揺特性. 第 35 回海岸工学講演論文集, 567-571.

岩田好一郎, 水谷法美, 川角伸彦 (1988b). 波動場におかれた没水球体近傍の流れの特性と波力に関する研究. 第 35 回海岸工学講演論文集, 612-616.

岩田好一郎, 水谷法美, 原　基久 (1989a). 没水球体に作用する揚力の特性に関する実験的研究. 海岸工学論文集, **36**, 719-723.

岩田好一郎, 水谷法美, 川角伸彦 (1989b). 没水球体に作用する波力の及ぼす自由表面の近接効果に関する研究. 海岸工学論文集, **36**, 724-728.

海洋科学技術センター, 岩手県 (1991). 潜降浮上型人工海底による海洋空間利用拡大技術の開発中間報告書. 5-9.

梶原　武 (1987). 海産付着生物と水産増養殖, pp. 9-17, 恒星社厚生閣, 東京.

関西造船協会 (1983). 造船設計便覧, 第 4 版, pp. 328-336, 海文堂出版, 東京.

神崎　正, 田中良弘 (1983). 圧気浮体の安定性と制御に関する研究 (1). 第 30 回海岸工学講演論文集, 628-632.

神崎　正, 藤井俊二, 田中良弘 (1984). 圧気浮体の安定性と制御に関する研究 (2). 第 31 回海岸工学講演論文集, 486-490.

加藤重一 (1984). 水産土木概論, pp. 260-294, 恒星社厚生閣, 東京.

木村晴保 (1976). 自動浮沈いけすの開発. 第 23 回海岸工学講演論文集, 602-606.

木村晴保, 宗景志浩 (1982). 波動下における沖合養殖いけすの係留索張力の算定方法. 第 29 回海岸工学講演会論文集, 501-505.

木村暢夫, 川島利兵衛 (1983). 船体運動と人体の応答に関する基礎的研究-I. 日本航海学会論文集, **69**, 67-75.

木村暢夫，川島利兵衛 (1984a). 船体運動と人体の応答に関する基礎的研究-II. 日本航海学会論文集，**70**，133-141.
木村暢夫，川島利兵衛 (1984b). 船体運動と人体の応答に関する基礎的研究-III. 日本航海学会論文集，**71**，63-70.
木村暢夫，天下井清，稲葉恭人 (1989). 船体運動と人体の応答に関する基礎的研究-IV. 日本航海学会論文集，**81**，55-65.
古賀俊策，檜木暢雄，横山真太郎 (1992). エネルギー代謝. 人間工学基準数値便覧，pp. 197-233，技報堂出版，東京.
洪 性完，岡本峰雄，今井建彦，不破 茂 (1998). 大型沈下式人工プラント周辺の魚類映像. 日水誌，**64**，966-974.
(社) マリノフォーラム 21 (1988). 昭和 63 年度養殖場環境モニタリングシステムの開発に関する研究報告書. pp. 24-31.
松原雄平，平尾 章，野田英明 (1983). 波動下における海中養殖施設の動的応答に関する研究. 第 30 回海岸工学講演会論文集，420-424.
松原雄平，平尾 章，河原秀昭，野田英明 (1985). 波による延縄養殖施設の動的応答に関する研究. 第 32 回海岸工学講演会論文集，647-651.
松原雄平，野田英明，河原秀昭 (1987). 延縄式外海養殖施設の波による動的応答に関する研究. 第 34 回，海岸工学講演会論文集，626-630.
松原雄平，野田英明，田中英利 (1988). 波浪による延縄式養殖施設の動的応答. 第 35 回海岸工学講演会論文集，752-756.
松原雄平，野田英明，高木雅広 (1989). 延縄式養殖施設の三次元波浪応答に関する研究. 海岸工学論文集，**36**，774-778.
松村一弘，藤田伸二，宮嶋克己，山下成治 (1991). ホタテガイ垂下養殖施設用空気式浮沈装置に関する研究. 日水誌，**57**，2051-2057.
松村一弘，山下成治，見上隆克，橋本 忍 (1995). 底部開放型軟式浮体の水中形状と浮力. 日水誌，**61**，727-731.
松村一弘，山下成治，宮嶋克己，杉山弘明，菅 鉄夫，佐藤忠士，岡田壽夫，岡島公男 (1997). 空気式水中沈装システムの開発. 明治ゴム化成技報，**42**，20-25.
松村一弘，宮原則行 (1999). 水中定位センサシステム技術の開発. 青函インターブロック・青函テクノネットワーク研究論文集，**3**，1-10.
松村一弘，宮原則行，山下成治，濱田武士 (2000)，水中定位システムの開発. 水産工学，**37**，1-8.
宮原則行，吉野博之，松村一弘 (1988). 水中機器用付着生物繁殖防止装置及び水中機器用付着生物繁殖防止法，特許登録番号；1668451.
宮嶋克己，松村一弘，吉野博之，杉山弘昭 (1988). 水深調節装置用弁・水深調節装置用バッグ体及び水深調節装置，実用新案登録番号；1979138.
宮嶋克己，松村一弘，藤田伸二，宮原則行，杉山弘昭 (1989). 水深調節装置，実用新案公開番号；平 03-68194.
宮澤晴彦，佐野雅昭，三木克弘 (1994). '80 年代におけるホタテガイ養殖業生産構造再編. 北日本漁業，**22**，13-25.
水谷法美，岩田好一郎，松岡滋治 (1990). 球状構造物に作用する回折波力. 海岸工学論文集，**37**，679-683.
森 勝義，菅原義雄，小畑一臣 (1974). 三陸海岸における養殖ホタテガイに関する研究—I 貧栄養・貧栄養＋振動の両実験条件下で発生する幣死について. 魚病研究，**3**，10-16.
望月孝夫 (1975). 水中懸架荷役ホース. 特許公告番号；昭 53-42134.
Shigeyuki Mizobuchi, Nobuyoshi Shimizu, Masayuki Katsuoka, Kyoko Adachi and Wataru Miki (1993). Antifouling Substances against the Mussel in an Octocoral Dendronephthyasp. Nipp. on Suisan Gakkaishi, **59**, 1195-1199.
長町三生 (1986). 現代の人間工学. pp. 152-154，朝倉書店，東京.
中西 孝 (1977). 貝類の心拍に及ぼす環境の影響-I. 北水研報告，**42**，65-73.
日本機械学会 (1979). 管路・ダクトの流体抵抗. pp. 22-105，日本機械学会，東京.
日本機械学会 (1981). 機械実用便覧，第 5 版. pp. 176-177，日本機械学会，東京.
日本空気圧工業会 (1986). 実用空気圧. pp. 113-114，日刊工業新聞社，東京.
日本造船工業会 (1988). 浮体構造物 (A-既往事例集). pp. 59-72，日本造船工業会，東京.
日本水産学会編 (1980). ホタテガイの増養殖と利用. pp. 11-25，恒星社厚生閣，東京.
人間工学教育研究会編 (1985). 人間工学入門. pp. 45-46，日刊工業新聞社，東京.
農林統計協会 (1995). 平成 6 年度漁業白書. pp. 119-124，農林統計協会，東京.
農業土木学会水産土木研究部会 (1980). 水産土木ハンドブック. pp. 237-242，緑書房，東京.
農業土木学会水産土木研究部会 (1980). 水産土木ハンドブック. pp. 7-8，緑書房，東京.
岡島公男，田中孝俊，山下成治，松村一弘 (1997). 養殖用生け簀装置. 特許公開番号；平 11-178473.
小野泰三郎 (1970). 大規模漁場計画の一提案. 水産土木，**6**，33-42.
境 一郎 (1975). 日本におけるホタテガイ増養殖. pp. 98-319，水産北海道協会，札幌.
佐藤 修 (1973). 増養殖施設に関する若干の問題. 水産土木，**10**，17-24.
佐藤 修，梨本勝昭，山本勝太郎，見上隆克 (1978). 養殖施設の波浪対策に関する研究報告. 岩手県受託研究報告書.
佐藤 修 (1984). 水産における技術開発の現状と展望. pp. 245-259，技術情報センター.
宗 孝 (1983). 機械要素の設計基準. pp. 240-243，日刊工業新聞社，東京.
杉山弘昭，山下成治，松村一弘，宮嶋克己 (1997). 養殖用生け簀装置. 特許公開番号；平 11-178472.

水産北海道協会 (1981). 北海道漁業漁具・漁法図鑑. pp. 491-496, 水産北海道協会, 札幌.
水産無脊椎動物研究所 (1991). 海洋生物の付着機構. pp. 8, 恒星社厚生閣, 東京.
玉田明宏 (1975). 腐食, 海洋開発技術ハンドブック. pp. 229-249, 朝倉書店, 東京.
橋高二郎 (1977). 天敵による養殖ホタテガイの付着生物の防除. pp. 143-148, 海洋科学, 東京.
(財) テクノポリス函館技術振興協会 (1992). 平成4年度電源地域産業育成支援補助事業, 技術導入事業, 定置網自動揚網装置開発, 成果報告書.
対馬康介 (1989). ホタテガイの生理的活力の判定に関する研究. 青水増事業報告, **18**, 133-135.
上床隆彦, 井島武士, 牛房幸光 (1983). 空気潜袋群による波の遮断. 第30回海岸工学講演論文集, 358-389.
上床隆彦, 井島武士, 牛房幸光 (1984). 空気潜袋群による波の遮断機構. 第31回海岸工学講演論文集, 517-521.
上床隆彦, 井島武士, 島田　晉 (1991). 複列空気潜函による波遮断効果. 海岸工学論文集, **38**, 576-580.
渡辺　昇 (1978). 波による円筒形浮体の運動. 第25回海岸工学講演論文集, 377-381.
渡辺　昇, 島田保之, 堀川清司 (1979). 不規則波に対する傾隆繋留円筒浮体の応答. 第26回海岸工学講演論文集, 480-484.
渡辺　昇, 清水琢三, 堀川清司 (1981). 不規則波に対する傾隆繋留円筒浮体の応答 (2). 第28回海岸工学講演論文集, 406-410.
山下成治, 宮嶋克己, 松村一弘 (1991). 施設養殖用空気式浮沈装置の浮力特性解析. 平成3年度北海道科学研究補助金事業報告書 (企調108号), 及び概要版, pp. 106-109.
安河内　郎 (1990). 作業姿勢と生理. pp. 280-281, 図説エルゴノミクス, 日本規格協会, 東京.
吉田静男, 三船修三, 今井　肇, 松村一弘, 室　正彦 (1999). 自然エネルギーを用いた深層水取水システム. 日本土木学会北海道支部論文報告集, **55**(B), 218-223.
吉原　進, 上原教善 (1978). 海中係留球に作用する規則波波力. 第25回海岸工学講演論文集, 387-391.
吉原　進, 河野健二, 高蛙博, 玉井　武, 山本喜祐 (1981). 海中係留球の波浪応答. 第28回海岸工学講演論文集, 411-415.