

波エネルギー装置「波動ポンプ」の実用化検討について

鹿島建設(株) 海洋開発室 正会員 志岐 明
 同上 同上 福井 敏治
 同上 機械部 吉田 茂
 同上 同上 白井 俊輔

1. はじめに

国土の資源に恵まれないわが国にとって、海洋空間の積極的な開発利用は今日の大きな課題である。波浪の厳しい海域を有効利用していくためには、従来までの耐波・防災的見地に加えて、波の持つ膨大なエネルギーを積極的に有効活用していく発想が求められている。波動ポンプは、この目的で開発を行ってきたもので、比較的簡単な構造で波エネルギーを直接ポンプ駆動力として利用するのが特徴である。基本的な構造は、図-1の通りであり、次のような仕組みで海水が揚水される。^{1), 2), 3)} 開口のあるケーソンにフロートが側方を拘束されて内蔵されている。フロートは波運動に呼応して上下運動をする。この運動によって、フロートに固定された外筒とケーソンに固定された内筒との間に相対変位が生ずる。このとき、2枚の逆止弁によって内外筒内の流れを上向方向だけに制御することで、ちょうど井戸の手押しポンプの様に海水を揚水し、波エネルギーを吸収する。従って、波動ポンプでは、内外筒のクリアランスからの漏水を防止する止水シール、一方向流れを作る2枚の逆止弁の働きが要である。

本報では、今までに実施した解析、水理実験による検討結果をふまえて、弁、シール部分を中心に具体的なシステムの検討を行ったのでその結果を報告する。

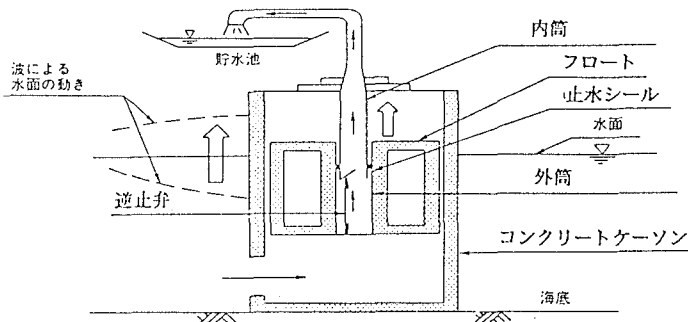


図-1. 波動ポンプの基本構造

2. 揚水能力の解析と水理模型実験

波動ポンプの揚水能力は、設置水深、波浪(波高、周期)、揚程、送水距離、フロート寸法、内外筒径等によって決まる。合理的な設計を行うためには、これらの設計パラメータの種々の組合せに対してその揚水能力を算定する必要があり、揚水能力の解析手法を開発した。解析手法は、フロートの鉛直方向の変位を求めて、ポンプ内外筒のしゅう動体積から流量を求めるもので、その概要は表-1に示す通りである。フロートに作用する波外力は線形波ポテンシャル理論から誘導し、管内流れによる流体力と組合せて運動方程式を導き、数値解法でフロート変位を求めた。³⁾

水理模型実験は、この解析手法の妥当性を検証する目的で実施したものである。実験は、当社技術研究所海洋・水理実験場中型水路(幅0.7 m、高さ1.5 m、長さ60m)を用いて行い、実機の1/15の縮尺を想定した。実験に使用した模型を図-2に示す。模型と実機との相似則は重力の影響が支配的と考えてフルード則を用いた。模型物理量は表-2の換算率で実機と対応する。なお、管路抵抗は測定が困難なため、その影響を小さくするため送水管長を極力短くし、またポンプしゅう動部の摩擦抵抗も同様に極力小さくするように柔らかいゴム製Oリングのシールを用いた。

表-1. 解析手法

○揚水量

$$Q = \eta a / T \text{ --- (1)}$$

Q : 揚水量 (m³ / s)

η : フロート変位全振幅 (m)

a : フロート固定外筒の断面積 (m²)

T : 波周期 (s)

ここで、ηは次式より求める

○フロートの鉛直変位

$$(M_0 + M_A + m) \ddot{z} + C \dot{z} + C' (\dot{z})^2 + kz + S = F_0 \sin \omega t \text{ --- (2)}$$

M₀ : フロート質量 (kg)

M_A : フロート動揺に伴う付加質量 (kg)

m : 管内揚水流加速に伴う付加質量 (kg)

C : 造波減衰係数 (kg/s)

C' : 管路の流体抵抗係数 (kg/m)

k : 浮力による復元力 (kg/s²)

S : 揚水水圧による力 (N)

F₀ : 強制波力 (N)

ω : 波の角周波数 (1/s), ω = 2π/T

t : 経過時間 (s)

z : フロート変位 (m)

ただし、m, C', Sは、 $\dot{z} \leq 0$ のとき0とする

水理実験は、止水シールの影響を調べる非揚水実験と揚水能力を評価する揚水実験に分けて実施した。非揚水実験では、波動ポンプの弁を取外し、止水シールとしてのOリング本数を4、2、1、0と減らして規則波中でのフロートの変位を測定し、シール部の摩擦抵抗の大きさを把握した。実験結果を図-3に示す。4本リングのシールではフロートはあまり動かず変位量は解析の1/3以下、本数を2、1本と減らす程フロートの変位は大きくなる。Oリングを外した拘束のない時のフロート変位は解析値とほぼ一致したので、解析に置ける波力の評価は妥当なものと判断した。また、実験に用いた止水Oリングの摩擦抵抗が予想外に大きいことが分かった。Oリング本数を1本とした場合でもフロート変位はしゅう動抵抗がない場合の70%前後であり、揚水効率を低下させる原因となっている。

弁を取付けた揚水実験の結果は図-4（フロート変位）、図-5（揚水量）に示される通りである。実測されたフロート変位は解析値の70～80%程度であり、シール部分のしゅう動摩擦抵抗による低減と考えることができる。一方、揚水量はフロートの実測変位から算定された揚水量に比べ大幅に小さくなっており、解析値の半分以下になる場合もあった。この原因としては、シールからの漏水、弁の作動の不具合が考えられた。

実験状況の観察より、止水O-リングは1本でも目立った漏水はなく止水機能を充分保持しており、弁の作動がフロートの動きにうまく追従せず、作動遅れがあることが明らかになった。

揚水実験から算定される弁効率（実測揚水量／フロート変位から求めた揚水量×100 %）は50～80%で、特にフロートの変位が小さい時（短周期、小波高の波）に著しく低下する傾向が見られた。

表一 2. 模型と実機の対応

長さ	$L_m / L_p = \lambda = 1/15$
流速	$V_m / V_p = \lambda^{1/2} = 1/3.8$
時間	$T_m / T_p = \lambda^{1/2}$
流量	$Q_m / Q_p = \lambda^{5/2} = 1/871$
力	$F_m / F_p = \lambda^3 = 1/3375$
圧力	$P_m / P_p = \lambda$

以上の実験結果より、波動ポンプの揚水効率を向上させるためには、次の2つの課題を解決する必要があると判断された。

- ①弁効率の高い、流体抵抗の
小さい弁の設計手法の確立
②しゅう動摩擦抵抗の小さい
シール方法の開発

一般の産業機械で用いられている弁は、比較的一定の水理条件下で使用される。しかし、波動ポンプでは、弁は幅広い波条件においてある程度の弁効率を確保する必要がある。机上検討では設計の諸元が決められなかったので、弁の挙動を実験的に検討するこ

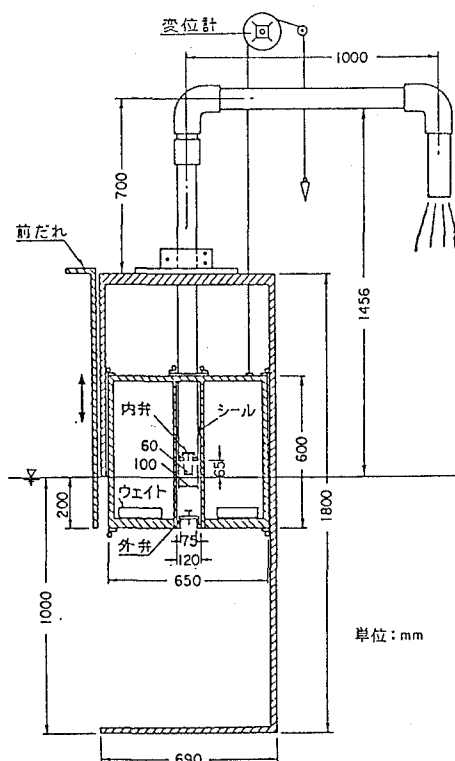


図-2. 波動ポンプ水理模型

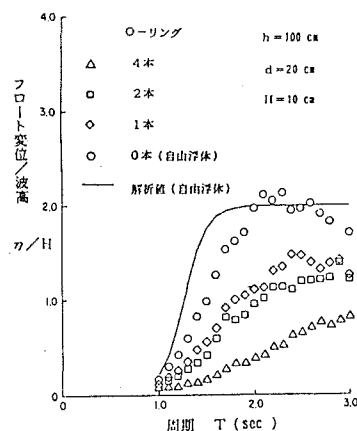


図-3. 非揚水実験フロート変位

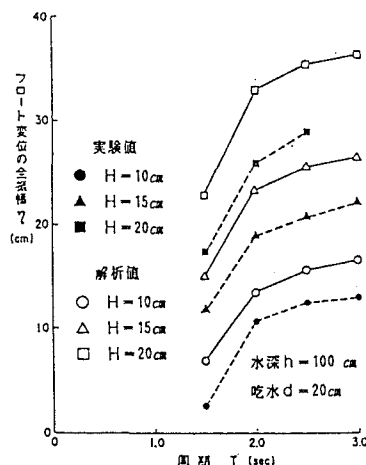
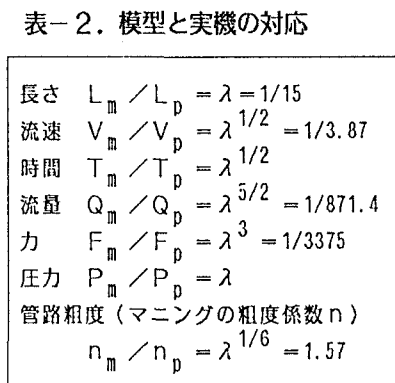


図-4. 揚水実験フロート変位

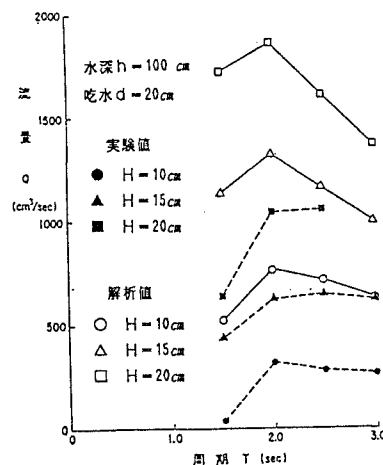


図-5. 揚水実験揚水量

とにした。

弁の挙動を実験的に検討する方法として、①弁の部分だけを取り出した比較的大縮尺の要素実験と、②システム全体の中で弁挙動を把握する小縮尺の水理模型実験の2つの方法を考えた。しかし、波動ポンプでは弁とフロートの間に相互作用があり、これを再現するのは①の方法では困難であると判断して、上記水理模型を再利用する②の手法を用いた。実験の相似則は前記水理実験と同じフルード則を用いた。模型の縮尺が小さい場合、流体の粘性も支配的な要素となることもあるが、本実験では平均流量が $200\text{ cm}^3/\text{s}$ 以上あれば、管内レイノルズ数が $2,000$ 以上の乱流となり、弁の水理機能が評価できるものと判断した。実験では、弁の種類、比重、弁座の口径、弁リフト量を変化させた模型を準備し、適切な弁の絞込みを行った。使用した模型を表-3、写真-1に示す。

弁に関する実験結果の一例を図-6、図-7に示す。図-6は、フロート変位と弁リフト量の比を横軸に、弁効率を縦軸に実験結果をプロットしたものである。図より弁リフト量をフロート変位に対して小さくしたほうが弁効率が高く、弁リフト量をフロート変位の $1/5$ 以下にすれば 90% 以上の弁効率を確保できることが分かる。しかし、弁リフト量をあまり小さくすると弁の流体抵抗が増えてフロートの変位を拘束するため揚水能力が低下することは明らかであり、適切な弁リフト量があるはずである。

図-7は、弁リフト量を弁座口径の $1/8$ 、 $1/4$ 、 $1/2$ と変えた場合の揚水量を比較したものである。シングル（単一）弁、マルチ（3個）弁のどちらの場合もリフト量が弁座口径の $1/4$ の時が揚水能力が最大になっており、最適なリフト量であることが分かる。

一連の弁に関する実験から、波動ポンプの弁は次のようなものを用いれば良いことが分かった。

- ①弁のリフト量は、フロート変位の $1/5$ 以下とすれば弁効率 90% 以上が確保できる。
- ②弁座口径は、弁座開口面積が管断面積の $25\sim 45\%$ の範囲でなるべく大きくなるように選ぶ。
- ③弁のリフト量は、弁座口径の $1/4$ 程度とする。
- ④弁の重量（比重）は $1.5\sim 2.0$ の範囲で選ぶ。
- ⑤弁の種類および個数（マルチ弁）によって揚水能力に大きな差は生じない。

以上のことから、フロートが稼動する範囲の波条件に対して効率の良い弁の設計が可能になった。

5. シール方法の検討

前記水理実験では、止水シールとしてネオプレン製O-リングを用いたが、予想外に摩擦抵抗が大きく、波動

表-3. 実験に用いた弁模型

- 弁の種類——フラット弁、コーン弁、ボール弁 マルチ弁（フラットまたはボール弁3個） - 弁座開口率——管断面積の25～45% - 弁のリフト量——弁座口径の1/8 ～1/2 - 弁の比重——1.2 ～2.3 - 管径——内径φ100mm、外径φ120mm					
フラット弁	コーン弁	ボール弁	マルチ弁 (フラット)	マルチ弁 (ボール)	

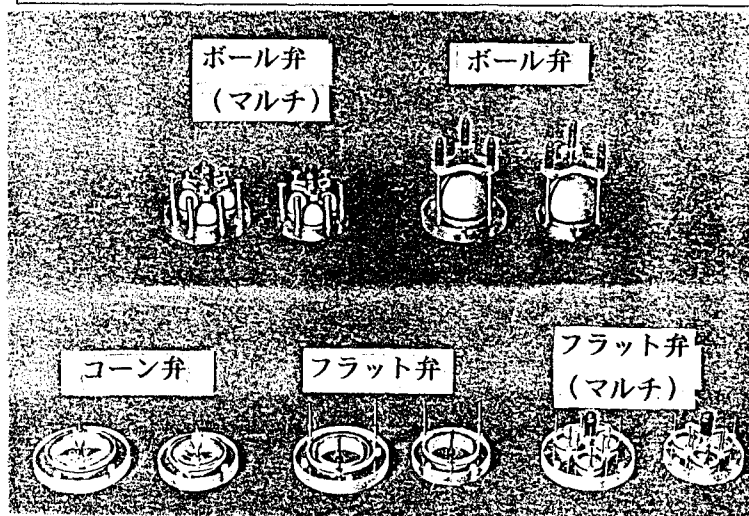


写真1. 実験に用いた弁模型

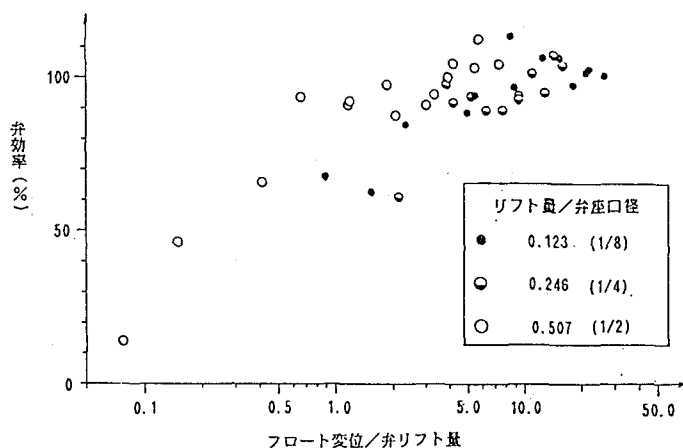


図-6. フロート変位／弁リフト量と弁効率の関係

ポンプの揚水能力を高めるには適切なシール方法を考え出す必要があることが分かった。

波動ポンプのシールでは次の3つの基本機能が求められる。

- ①シール部からの漏水が少ないこと
- ②しゅう動抵抗が極力小さいこと
- ③耐久性があり、維持管理が容易なこと

このような基本機能を有する実機を対象としたシールが設計可能かどうか表-4に示すような各種シールを検討した。

既存のシール技術は主に油圧技術を中心に発達しているため、高圧下でも高度の止水性を有する反面、そのしゅう動抵抗はフロートに作用する波外力に比べて非常に大きく、また非常に高い加工精度を要求するものが多いことが判明した。

一方、ゴム系の柔らかいシールでは波動ポンプのように大きなストロークで、かつ年間約500万回（平均波周期6秒として）といった繰返しとしゅう動に対して十分な耐久性が期待できないということも解明された。

つまり、波動ポンプで求められるシールとしての機能は、これまでに無い、かなり厳しい仕様であることが判明した。そこで、既存のシールの延長から離れ、新しくゴム膜シールを提案し、この実用化に向けた実験を行った。

6. ギョム膜シールの機能評価実験

ギョム膜シールの基本構造は図-8に示されるとおりである。すなわち、一対の折返したギョム膜の間を負圧に保つことによって膜が互いに接触することなく、滑らかに内外筒表面を転がるので、しゅう動（転動）抵抗が小さく、ギョム表面の磨耗が少なくて済み、完璧な止水性が期待できる。ただし、シール膜の長さがしゅう動長と同程度になり、Oリングシールと比べ多少大がかりになる欠点はある。

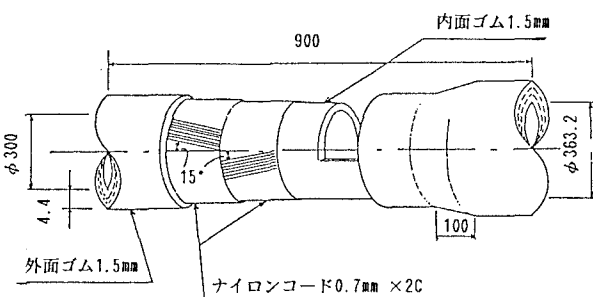


図-9. ギョムシール膜の構成

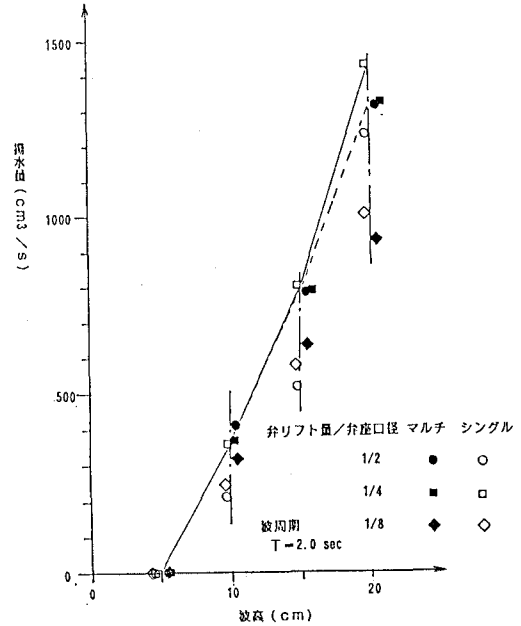


図-7. 弁リフト量と揚水量

表-4. 各種シールの検討結果

シール名	硬いOリングシール	ラバーシール（柔らかいOリングシール）	ラバーシール+耐腐材（柔らかいOリングシール）	ベローズ（蛇腹）	ギョム膜シール
構造					
長所	クリアランスを小さくして止水性を上げる。しゅう動面はテフロン等潤滑の良いものを使用する。	内外筒の水平方向の芯ずれにも対応できる。	内外筒の芯ずれにはギョムの弾性で磨耗には耐腐材に対応する。	外筒内が負圧のときには補強リングで潰れないようにする。	折返したギョム膜の端を真空にして、膜同士が互いに密着せずに転がるようにする。
短所	シールが変形しないので内外筒壁面の高精度な仕上げが必要。	ギョムの耐久性、特に耐腐性に問題がある。	変形しない耐腐材部からの漏水を止めるのが難しい。	横方向変位防止対策等を講じると必要長が大きくなる。	シール膜の耐久性等不明な点が多い。
評価	△ 高精度を要するので機械で使うには難しい。	× 機械での長期間の使用は難しい。	△ 既存技術による対応は難しい。	× 負圧を受ける場合は構造が大がかりになり不適。	○ 波動ポンプのシールとして採用できる可能性がある。

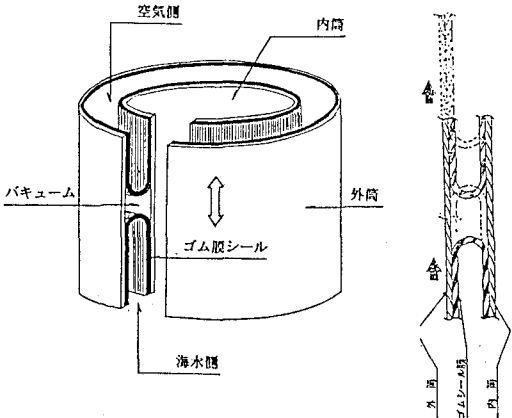


図-8. ギョム膜シールの基本構造

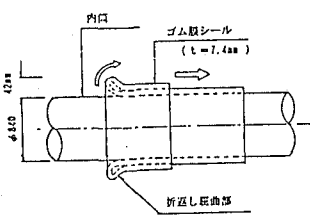
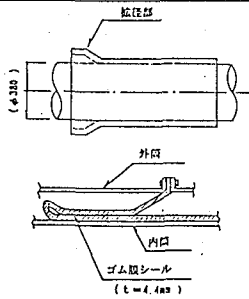
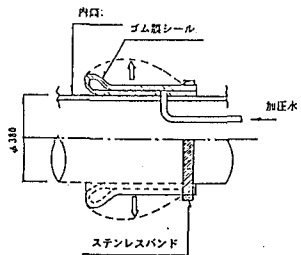
実験は、実機に近い大きな縮尺で行った部分要素模型であり、膜に作用する圧力は実機相当、シール膜体を使用する補強コードも実機と同じものを用いた。またゴム膜シールの力学的挙動は補強コードで決まり、ゴム被覆は単に漏水、漏気を防止し、補強コードを保護する機能を負担しているだけであることが分かっている。従って、基本的にはゴム膜シールのスケールの差はほぼ補強コードの本数の差として考えれば良く、実験結果はそのまま実機へ適用可能であり、水理実験におけるような相似則を考慮する必要がないと判断した。

実験に用いたゴム膜シールは、図-9に示すようにナイロン補強コード0.7mm×20(130kgf/cm²・ply、補強コードは張付け角度15°で交差)の表裏両面を1.5～3.0mm厚ゴムで被覆したものである。実験概要は、表-5に示す通りである。

これらの一連の実験からゴム膜シールについて以下のことが明らかになった。

- ①ゴム膜シールは、比較的容易に製作でき、実現可能な構造であることが分かった(実験項目①～④)。
- ②シールからの漏水は無く、しかも充分な耐圧性能を有している(実験項目⑤)。

表-5. ゴム膜シール機能評価実験(その1)

実験項目	①折返し可能性の確認	②外筒への装着可能性の確認	③ゴム膜シール拡張条件の検討(1)
目的	内筒上で製作したシール膜体が内筒上で折返すことができるかどうか調べる。	内筒上で製作したシール膜体を拡張して、外筒内壁に装着できるかどうか調べる。	折返したシール膜体同志が離れ、外筒内径まで膨らむにはどの程度の差圧が必要か調べる。
概要			
結果	エアブロー装置を用いれば、3～4人の作業で折返しができ、内筒から引抜くことも可能であった。	単純に製作したシール膜体では人力による拡張はできないので、外筒装着側シール膜体端部にテーパをつけて対処した。	シール膜両面の間に0.3kgf/cm ² 以上の差圧があれば膨らむことが分かった。波動ポンプ外筒内では吸水時に負圧になるが、これを-0.5kgf/cm ² と仮定すれば、必要なサクションは-0.8kgf/cm ² とすれば良い。

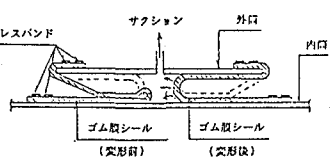
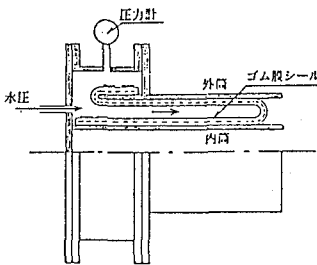
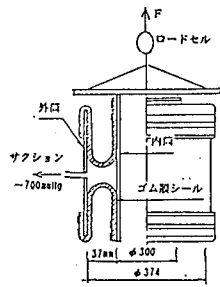
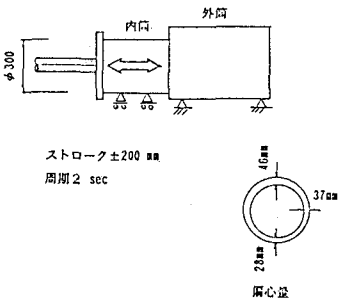
実験項目	④ゴム膜シール拡張条件の検討(2)	⑤ゴム膜シールの耐圧性能評価	⑥ゴム膜シールのしゅう動抵抗把握
目的	一組のゴムシール膜の間の負圧をどの程度に保てば、シール膜体が内外筒壁面に密着するかを調べる。	ゴム膜シールがシール部に作用する水圧に充分耐える強度を有しているかどうか調べる。	ゴム膜シールを取付けた内外筒に強制的に相対変位をあたえ、その作動開始時および作動時の軸力を測定する。
概要			
結果	サクションポンプ作動時には-0.27kgf/cm ² の負圧で膨らみ始め、内外筒壁面に密着し、-1.01kgf/cm ² まで形状は変化しない。圧力を戻しても-0.27kgf/cm ² までは密着した形状を保っている。	圧力が39～50kgf/cm ² でシール膜取付け部がすっぽ抜け測定を中止した。波動ポンプで想定される揚水圧力はせいぜい5kgf/cm ² (50m水柱相当)と考えられるので、ゴム膜シールは充分耐圧性を有している。	軸反力の測定結果は、作動開始時、作動時で各々34.8、25.5kgfであった。これは実機を考えた場合、フロートに作用する他の外力と比べて無視できる程度(1%以下)に小さい。

表-5. ゴム膜シール機能評価実験 (その2: 続き)

実験項目	⑦ゴム膜シールの耐久性の評価	(ゴムシール膜サンプルの物性試験)																																																							
目的	偏心を加えたゴム膜シールに繰返し変位をあたえて伸縮疲労特性を調べ、耐久性を評価する。	左記実験の開始前と終了後において、ゴム膜シールから試験サンプルを切り取り、物性試験を行い、ゴム膜強度の劣化を調べる。																																																							
概要	 ストローク±200 mm 周期 2 sec 10mm 37mm 20mm 偏心量	<table><tr><th rowspan="2">測定項目</th><th colspan="3">ゴム</th><th colspan="2">コード</th><th colspan="3">層間剥離 (密着強さ)</th></tr><tr><th>硬度</th><th>引張強さ kgf/cm²</th><th>伸び %</th><th>切断強さ kgf / 本</th><th>kgf/cm²</th><th>伸び %</th><th>内側 kgf/cm</th><th>外側 kgf/cm</th></tr><tr><td>繰返し試験前</td><td>62</td><td>191</td><td>567</td><td>12.4</td><td>147.8</td><td>21</td><td>5.0</td><td>4.2</td></tr><tr><td rowspan="3">繰返し試験後</td><td>内外大</td><td>62</td><td>176</td><td>453</td><td>12.4</td><td>147.8</td><td>18</td><td>3.9</td><td>3.9</td></tr><tr><td>内外中</td><td>60</td><td>193</td><td>475</td><td>13.6</td><td>162.1</td><td>20</td><td>4.3</td><td>4.1</td></tr><tr><td>内外小</td><td>59</td><td>175</td><td>460</td><td>12.9</td><td>153.8</td><td>19</td><td>4.6</td><td>4.0</td></tr></table>	測定項目	ゴム			コード		層間剥離 (密着強さ)			硬度	引張強さ kgf/cm ²	伸び %	切断強さ kgf / 本	kgf/cm ²	伸び %	内側 kgf/cm	外側 kgf/cm	繰返し試験前	62	191	567	12.4	147.8	21	5.0	4.2	繰返し試験後	内外大	62	176	453	12.4	147.8	18	3.9	3.9	内外中	60	193	475	13.6	162.1	20	4.3	4.1	内外小	59	175	460	12.9	153.8	19	4.6	4.0	
測定項目	ゴム			コード		層間剥離 (密着強さ)																																																			
	硬度	引張強さ kgf/cm ²	伸び %	切断強さ kgf / 本	kgf/cm ²	伸び %	内側 kgf/cm	外側 kgf/cm																																																	
繰返し試験前	62	191	567	12.4	147.8	21	5.0	4.2																																																	
繰返し試験後	内外大	62	176	453	12.4	147.8	18	3.9	3.9																																																
	内外中	60	193	475	13.6	162.1	20	4.3	4.1																																																
	内外小	59	175	460	12.9	153.8	19	4.6	4.0																																																
結果	87万回の繰返し伸縮 (平均波周期6秒として2か月間相当) では、ゴム膜シールは外見上目立った磨耗や劣化は見られず、取付け時の状態と大差がなかった。	ゴムおよびゴム～コード間に若干の強度低下が見られるので、長期的な耐久性に関しては、今後更に検討を要する。																																																							

③しゅう動抵抗は極めて小さく、揚水能力を損なうことはない (実験項目⑥)。

④比較的耐久性はあるが、更に長期の耐久性は不明であるので今後更に検討が必要である。ただし、この場合は環境による劣化なども同時に考慮する必要がある、実海域実証実験等で確かめる必要がある (実験項目⑦)。
以上のことから、ゴム膜シールは、波動ポンプ・シールとして求められる基本機能を一通り具備しており、実機設計への適用の目途が得られた。

7. まとめ

波動ポンプの実用化のため、弁、シールを中心に実験的検討を行った。弁については、弁座の口径、リフト量、を適切に選べば、弁の流体抵抗が比較的小さく弁効率の良い弁設計ができる目途が得られた。なお、実機設計に際しては製作、維持管理等についても充分考慮する必要がある。

一方シールについては、Oリングタイプの従来のシールに代えて新しくゴム膜シールを開発し、これが波動ポンプシールとして求められる基本機能を満足していることを確認した。長期的耐久性については今後更に検討する必要があるが、しゅう動抵抗がほとんど無いことはこのシールのメリットとしてあげられる。

ここで取上げた弁の問題は他を装置の設計するときにも参考になるものと思われる。また、ゴム膜シールもしゅう動抵抗が非常に少ない特徴があり、今後海洋開発の他の分野においても応用が可能なものと考えており、広く利用されることを願っている。

なお、ゴム膜シール実験に際しては、(株)ブリヂストンのご協力をいただいた。杉浦弘武氏、田中守氏、西村貴明氏には紙面を借りて感謝の意を表したい。

参考文献

- 1) 志岐 明, 原田 宏: 新しい波エネルギー利用システム「波動ポンプ」の開発, 土木学会第41回年次学術講演会講演集, II-31 (1986.11)
- 2) 石橋 道生, 原田 宏, 志岐 明: 波動ポンプの開発, 第2回波浪エネルギーシンポジウム, AI-5, (1987.6)
- 3) 今井 貫爾, 吉田 幸三, 岩瀬 浩二, 高橋 俊彦: 波動ポンプの揚水能力に関する研究, 第35回海岸工学講演会講演集, (1988.11 予定)