大水深ライザーシステムの安全性に関する研究

田村 兼吉*、宇都 正太郎*、安藤 裕友*、國分 健太郎*、前田 克弥* 伊藤 和彰*、新冨 恭子*、高橋 一比古**、丹羽 敏男**、田中 義久** 牛嶋 通雄**、吉成 仁志**、千秋 貞仁**、渡辺 喜保*** 金 裕哲****、崎野 良比呂****

Study on safety of the Ultra Deep Riser System

by

Kenkichi TAMURA^{*}, Shotaro UTO^{*}, Hirotomo ANDO^{*}, Kentaroh KOKUBUN^{*}, Katsuya MAEDA^{*}, Kazuaki ITOH^{*}, Kyoko SHINTOMI^{*}, Ichihiko TAKAHASHI^{**}, Toshio NIWA^{**}, Yoshihisa TANAKA^{**}, Michio USHIJIMA^{**}, Hitoshi YOSHINARI^{**}, Sadayoshi CHIAKI^{**}, Yoshiyasu WATANABE^{***}, You-Chul KIM^{****}, Yoshihiro SAKINO^{****}

Abstract

海中・海底の資源開発や科学調査などにおける必須技術としてライザー技術があげられる。近年の海 底油田開発や地球深部探査船「ちきゅう」に代表される科学掘削では、掘削海域の水深が 2000m 以深 と急速に大水深化しており、これに対応するライザー技術とその安全性を評価するための手法の確立が 急務となっている。このような背景のもとに、海上技術安全研究所では平成 13 年度から 5 か年計画で 「大水深ライザーシステムの安全性に関する研究」を実施した。本研究の内容は大きく3つに分けられ る。即ち、大水深ライザーの海中における挙動予測手法及び大水深ライザーの各種候補材料の材料強度 面からの検討、並びに実機への応用である。

本報告では、はじめに第1章で本研究の背景を概説した。次に挙動予測のためのツールとして深海水 槽を用いたライザー管の模型実験法(第2、3章)及び、渦励振(VIV)によってライザー管に作用す る流体力を曳航水槽における模型実験から求める手法について述べた(第4章)。次に第5章では種々の 材料について疲労特性や衝撃引張特性など様々な観点からの比較検討を行い、大水深ライザーの最適材 料及び構造の選定に役立つデータを整備するとともに、軽量で比強度及び比剛性の優れた CFRP 製ライ ザー管の開発を行った結果を記述した。第6章では有限要素法に基づいた数値シミュレーションによる ライザー管の挙動予測手法の開発について延べ、第7章では実機応用への課題として、ライザーの運動 制御についてとりまとめた。

- *** 東海大学
- **** 大阪大学 接合科学研究所 原稿受付 平成19年 7月25日
 - 審 査 済 平成19年11月27日

^{*} 海洋開発研究領域

^{**} 海上安全研究領域

目 次

1.	1	まじめに70
1.	1	掘削用ライザー70
1.	2	生産用ライザー71
2.	沒	發海水槽72
2.	1	概要
2.	2	吸収式造波装置72
2.	3	潮流発生装置74
2.	4	水中3次元举動計測装置75
3.	Ĭ	梁海水槽における模型試験77
3.	1	深海水槽における模型実験法77
3.	2	1000m マリンライザー模型強制動揺試験79
3.	3	3500mマリンライザー模型強制動揺試験86
3.	4	海洋深層水汲上用パイプ強制動揺試験89
3.	5	まとめ91
4.	V	/IV92
4.	1	はじめに92
4.	2	流体力係数の求め方92
4.	3	二次元水槽実験
4.	4	中水槽実験
4.	5	まとめ103
5.	杚	才料強度104
5.	1	はじめに104
5.	2	チタン合金の疲労き裂伝播特性104
5.	3	各種材料の衝撃引張特性110
5.	4	CFRP 製ライザー管の開発113
5.	5	まとめ115
6.	ſ	/IV 挙動の予測116
6.	1	举動予測116
6.	2	Inline と Transverse の相互影響118
6.	3	有限要素法による弾性構造解析118
6.	4	ハングオフライザー計算結果124
7.	. 6	ライザーの運動制御128
8.	đ	ミとめ131

1. はじめに

ライザーとは海底から海面上の設備まで物質を 揚げるためのパイプを指す。近年、石油価格の高 騰を受けて海底油田・ガス田の大水深化が急速に 進んでおり、メキシコ湾、西アフリカのアンゴラ 沖、ブラジルのカンポスベイ等では水深 1500~ 2000m での石油生産が実用化しつつあり、水深 3000m を目指した研究開発も盛んに行われてい る。一方、JAMSTECを中心とした統合国際深海 掘削計画(IODP)では、地球深部探査船「ちきゅう」 により水深 2500m(将来的には水深 4000m)、海 底下 7000m、モホ面までの科学的掘削を目指して いる。この様に海洋開発では大水深・大深度化が 世界的な潮流となっており、こうした大水深ライ ザー技術での安全性確保が急務となってきた。

そこで、海上技術安全研究所では平成 13 年度 から5カ年の計画で特別研究「大水深ライザーシ ステムの安全性に関する研究」を立ち上げ、流体 力学と構造力学の両面から大水深ライザーの安全 性向上のための研究に取り組んできた。この研究 の目的は以下の通りである。

1) 模型実験と数値計算による、大水深ライザーの 挙動予測法と構造強度評価法を開発する。

2) ライザー付き洋上浮体全体システムの安全性評価や、新しい大水深システムの開発・評価を可能と する。

3) この分野の研究ポテンシャルを世界的レベル に引き上げる。

本論文は、この研究の成果報告である。内容は、 深海水槽の概要とこれを用いた実験方法、実験解 析例、VIVに関する実験、ライザー管の材料選択 と強度の問題、そして実機への応用となっている。

1.1 掘削用ライザー

ライザーには、掘削用ライザー(マリンライザ ー)と、生産用ライザー(プロダクションライザ ー)とがある。両者は異なる技術であるが、海中 長大管構造物ということで、要素的には共通点も 多い。そこで、本研究の対象として、掘削用ライ ザーを中心にしつつ、生産用ライザーも視野に入 れることとした。ここで、掘削用ライザーと、生 産用ライザーの違いを整理しておく。

掘削用ライザーは、ライザー掘削に用いるライ ザーパイプで、ドリルパイプの外側に鞘の様に配 し、泥水と呼ばれる物理的・化学的調整を施した 特殊な液体を船と孔底の間で循環させながら掘削 を行う。(Fig. 1.1) 泥水は、船上のポンプによっ てドリルパイプ内に送り込まれ、孔底まで到達し、 ドリルパイプの先端のビットから噴出した後、孔 内では孔壁とドリルパイプの隙間、海底面から船 上までは、ライザーパイプとドリルパイプの間隙 を通って戻ってくる。この泥水循環により掘削孔 内の圧力バランスを保ちながら海底下数千メート ルまで安定して掘削することが可能となる。また、 防噴装置により、突発的な地層内の高圧流体の噴 出を防ぎ、安全な掘削が可能になる。石油・ガス の存在が予想される地点での掘削では、防噴装置 を備えたライザー掘削が必須である。



Fig. 1.1 Riser Drilling



Fig. 1.2 Marine Riser

ライザーパイプ自体は通常鋼製で、両端に接続 用のフランジ部を有する。直径は 16"または 21" で、長さは 3m から 21m まで種々のものがあり、 水深に合わせて全長を調節することが可能である。 パイプの外側には、暴噴抑圧用泥水を圧入する ためのキルライン、防噴装置(BOP)を閉じたと きにアニュラスを上昇してくる流体をチョーク・

マニフォルドに導くためのチョークライン、泥水 のブースター・ライン、BOP 作動用の水/グリコ ールラインであるハイドローリック・サプライ・ ライン、さらに、ウェルヘッド凍結防止用グリコ ール注入ラインホース、ホットラインホース (BOP 降下中に補助的に使用する水/グリコー ルライン)、2本の MUX ケーブル等、種々のパイ プが固定配管されている。大水深掘削ではライザ ー総重量が掘削装置の容量を超えないようにする ため、浮力体がこれらのパイプを囲む様に取り付 けられる。

海底孔口装置の直上にはフレックスジョイント が取り付けられ、掘削船の水平移動によるライザ ーパイプの傾斜に対応している。

このライザーパイプの役目は、泥水循環が可能 になる他、ドリルパイプの再挿入やケーシングパ イプの挿入が容易になる、ドリルパイプ内径を超 える計測機器を降下できる等である。掘削中、種々 のパイプや計測器を孔内に出し入れする必要があ るが、ライザーパイプがそのガイドの役目をして いる。

1.2 生産用ライザー

一方、生産用ライザーは海底仕上げ井から海面 上の浮遊式の生産処理施設やプラットフォームま での油・ガスの流路となる。掘削用ライザーに比 べかなり細く構造も単純であるが、複数の生産井 と海上を繋ぐため、地切り部での疲労や簾状ライ ザーの相互干渉等、生産用ライザー特有の問題も 生じる。最近、コンペンセーター等が必要なリジ ッドライザーや高価なフレキシブルライザーに替 わって安価なスチールカテナリーライザーを用い たいとの要望が強く、大水深化のためブイ缶を用 いる等の新しい技術開発が行われている。

2. 深海水槽

2.1 概要

Fig. 2.1に深海水槽の模式図を示す。深海水槽 は有効直径 14m、深さ 5mの円形水槽部と、直径 6m、深さ 30m のピット部で構成されており、最 大水深は 35m の水槽である。円形水槽部の周囲に は吸収式造波装置が備えられており、これにより、 造波および入射波・反射波の吸収を行っている。



Fig. 2.1 Deep-Sea Basin

また、円形水槽部およびピット部には潮流発生 装置が備えられており、潮流中における模型試験 を可能としている。計測装置としては、3次元計 測装置が円形水槽部及びピット部に設置されてお り、これによって光学的にライザー模型などの水 中での挙動を計測することが可能となっている。 さらにピット部にはピット部上限から下限まで自 由に昇降する昇降床が備えられており、これを用 いて模型実験上の水深を容易に変化させることが 可能となっている。

ここではこれらのうち、造波装置、潮流発生装 置及び3次元計測装置についてその諸性能を述べ る。

2.2 吸収式造波装置

吸収式造波装置は128台のフラップ型造波機で 構成されている。Fig. 2.2に断面図を示す。各フ ラップの前面には波高計が備えられており、ある 造波機の吸収・造波制御は、1)フラップの位置お よびフラップの移動速度の情報、2)自分自身およ び両隣の3台の波高データから算出した吸収すべ き波の波高、周期および波向きを元に行っている。 なお、吸収制御に関しては、吸収すべき波の周波 数スペクトルは狭帯域であることと方向分散性が 小さいことを仮定している。また、造波制御に関 しては、各フラップの動作は先に計算を行ってい るが、吸収制御に関しては、時々刻々、計測した 波高データにより制御データの更新を行っている。



Fig. 2.2 Absorbing wave generator



Fig. 2.3 Wave height distribution

2.2.1 波高分布

本造波装置を用いて水槽内に造波した規則波の 波高分布を計測した結果をFig. 2.3に示す。

計測に用いた規則波は周期 0.66、0.8、1.0、1.5 秒であり、水槽内全域を 0.5m 間隔で波高の計測 を行った。なお図の左側が造波、右側が吸収側で ある。Fig. 2.3中の緑色の領域は水槽中央部での 波高と一致している領域であり、赤色および白色 になるに従って、水槽中央部との波高差が大きく なっていることを示している。円形水槽およびピ ット部の大きさから考えると、水槽中央部直径 4m の範囲に模型を設置することが多いことが予 想される。そこで、この領域に限ると周期 0.8 秒 以上で有ればほぼ満足のいく波高分布である。一 方、周期 0.66 秒では吸収側の造波板と水槽中央部 との間に波高が倍近くになっている部分が見られ る。

これは入射波を吸収し切れていないために起こ っているものである。その一因として入射波と造 波板(フラップ)との位相差がある。造波板の制 御プロセスは「波高計測」→「波高・周期・波向 き計算」→「フラップの速度計算」→「フラップ の移動」→「波高計測」であるが、計測からフラ ップの移動までの時間により吸収すべき波との位 相差が生じる。

また、Fig. 2.2に示したとおりフラップのヒン ジ部から駆動部まで約 2.7m であり、フラップの 移動距離が大きいことも要因の一つである。

前者に関しては計算プロセスを変更するなどの 修正を行い、位相差を30%程度改善することがで きている。なお、水面下の造波板の長さについて も、水面位置を変えることにより検討を行ったが、 フラップ自身の長さが変更されたわけでは無いこ とから、計測結果に大きな変化は見られなかった。

2.2.2 時間変化

次に、造波時間に対する波高および位相差の変 化の計測結果をFig.2.4に示す。計測点は水槽中央 部及び横方向に±1.0m、±2.0mの計5点である。 各図の上段は水槽中央部での計測結果に対する波 高の比率であり、下段は位相差である。また各図 の横軸は造波時間である。

計測結果から、約7分を超えると、短周期側で 波高および位相差が大きく変化していくことから、 計測時間としては7分程度であろう。ただし、本 計測結果は模型などが無い状態であるため、模型 を設置した場合では模型形状により計測時間に差 が生じる。



Fig.2.4 Time histories of wave height and phase angle

2.2.3 パワースペクトルと方向分布関数

不規則波に関する実験は水槽中央部にスターア レイに配置した波高計により計測を行った。なお、 ここでは方向分布関数として cos²ⁿ分布を用いた。

Fig.2.5にパワースペクトルの再現性に関する 計測結果を、Fig.2.6に方向分布関数に関する計測 結果を示す。Fig.2.5から設定した PM 型もしくは JONSWAP 型のスペクトルと実際に造波したパ ワースペクトルとはよく一致しており、方向分布 関数を変えても、造波したパワースペクトルに変 化は見られない。また、Fig.2.6から、方向分布関 数には cos²分布も適用可能であり、水槽形状が円 形であることの利点がよく出ている。



Fig.2.5 Measured power spectra compared with the target spectra



Fig.2.6 Measured directional spreading functions compared with target one

2.3 潮流発生装置



Fig.2.7 Current generator



Fig.2.8 Source nozzle of the upper part current generator

深海水槽では波よりも潮流の影響を評価するこ とが、特に水中線状構造物に関する実験では期待 されている。実海域の潮流を考えると、水深によ って流速のみならず流向も異なっていることから、 これを再現する潮流発生装置は、世界的に見ても 非常に有益な実験施設になる。一方で、深海水槽 の水槽形状は円形であることから、水槽全域にわ たり一様流を起こすことは困難である。そこで、 水中線状構造物の縮尺模型などを通常設置する水 槽中央部の直径 1m の範囲においてのみ一様流を 起こすことを目的として、円形水槽部に設置する 上部潮流発生装置とピット部に設置する下部潮流 発生装置の製作を行っている(Fig.2.7 参照)。

Fig.2.8は上部潮流発生装置の吹き出し口の写 真である。インペラと吹き出し口とを蛇腹のホー スで繋ぐことにより、円形水槽内のどの位置にで も設置可能である。吸い込み口に関しては、どの 位置にあっても水槽中央部での流れに大きな影響 を与えないために、固定のままとした。

この吹き出し口を用いて潮流を発生させた結果 を以下に示す。Fig.2.9は 0.2m/s の流れを起こし た場合の時系列(計測位置は吹き出し口から 2m の位置の水槽中央部)である。インペラ起動後約 1分から、流速の変動幅が小さい安定した流れが 起きていることがわかる。



Fig.2.9 Time series of current speed



Fig.2.11 Variance of inline current speed

Fig.2.10には横軸にインペラの周波数を、縦軸 には流れの主方向の平均流速(Ux)と直交方向の 平均流速(Uy)をそれぞれ●印と〇印で示してい る。

また、Fig.2.11は横軸にインペラの周波数を、 縦軸に分散値を取ったものであるが、分散値は平 均流速の 5%以下に収まっている。なお、当初考 えていた水槽中央部の直径 1m の範囲では約 10% である。

2.4 水中 3 次元挙動計測装置

深海水槽は、水中長大管(ライザー管)の実験 が主用途として挙げられる。ライザー管は海底掘 削や海底油田からの原油の汲み上げ、深層水の汲 み上げなど海底・海中の資源を洋上に汲み上げる ためのパイプを指す。

そのライザー管の挙動や歪み等を計測すること が実験の目的となるが、例えば掘削用の実機ライ ザー管を考えた場合、直径は約 0.5m で、全長は 水深に依存するが、研究対象としては 3000m 以 上が多い。このライザー管全体を模擬した実験を 考えた場合、1/100 スケールとするとライザー管 模型の直径は 5mm となり、歪みゲージや加速度 計等を模型に設置することは困難であり、また、 計測機器からのケーブルのほうが模型よりも太く なってしまい、現実的ではない。そのため、光学 的にライザー管の挙動を計測するための装置とし て3次元水中挙動計測装置が、円形水槽部及びピ ット部に設置されている。

3次元水中挙動計測装置は、模型に設置された マーカーを2台1組の CCD カメラを用いてステ レオ撮像することにより、マーカーの3次元位置 を計測するものである。なお、マーカーには反射 テープを用いており、水中ライトで照らし出して いる。

Fig.2.12に CCD カメラと水中ライトの写真及 び水槽断面に対する計測範囲を示す。計測精度は、 CCD カメラの画像中心から離れるに連れ、また、 カメラとマーカーとの距離が離れるに従い、その 精度は落ちる。精度は計測範囲の大部分で、± 0.5mm以下であるが、各カメラの計測範囲下端で は±1mm 程度である。



Fig.2.12 CCD camera with underwater light(left hand figure) and measurement area (right hand figure)

Fig.2.13 Photos by underwater camera (Upper: before install the defecator

Lower: after installed one) なお、本計測装置のために深海水槽には濾過装置 が導入されている。給水時と実験を行っていない 時には循環濾過を行っており、一度、循環濾過を 行うと、その後メンテナンスフリーで1か月程度 は透明度を維持することが可能となっている。 Fig.2.13に濾過装置導入前と導入後の水中映像の 写真を示す。これらの写真から、透明度の差が一 目瞭然であることが分かる。

水槽の透明度が上がったことにより、マーカー 部以外の模型のみならず、水槽内に設置してある 計測用や昇降床用のレール等、さらにコンクリー ト壁面がライトにより反射してしまい、計測装置 が模型に設置したマーカーを上手く捕らえること が出来ない問題が生じた。計測精度や計測安定性 を向上させるには、マーカー以外の模型や背後に ある構造物等を全て「黒色」にする必要がある。 そのため、カメラの画角内の水槽壁面は全て黒色 で塗装しており、模型も黒色のものを用いる必要 がある。

3. 深海水槽における模型試験

3.1 深海水槽における模型実験法

ライザー管に関する模型試験は当所において実 績がなく、また世界でも希な深海水槽での模型実 験はその実験方法のみならず、どのような模型を どのように製作すればよいか、計測はどのように すればよいかなど、基本的な実験方法が確立され ていなかった。そのため、深海水槽完成後、実験 方法を確立することが急務であった。

3.1.1 模型製作

ライザー管の縮尺模型はその外径や全長のみな らず、張力による伸び量 ℓ や曲げ荷重による撓み δ が実機と相似になるように模型の剛性をも合わ せる必要がある。ここで、伸び ℓ 及び撓み δ は (3.1)式で求められる。

$$\ell = \frac{LT}{AE} \quad \delta = \frac{FX^3}{48EI} \tag{3.1}$$

ここで、*L*:全長、*A*:断面積、*E*:縦弾性係 数、*I*:断面2次モーメント、*X*:支持点間距離 であり、*T*,*F*はそれぞれ仮定した張力及び曲げ荷 重である。

ここではまず、実機 3500m マリンライザーの 1/100 模型を考える。実機ライザー管の材質は鉄 鋼材とし、外径 18 インチ、内径 16 インチと仮定 する。また、張力及び曲げ荷重をそれぞれ 1000ton 及び 1ton とすると、伸び及び撓み等の主要目は Table 3.1の様に求められる。

実際に、同じ鋼材を用いた縮尺模型を製作でき れば良いが、表に有るとおり、外径 4.5mm、内径 4.0mm の全長 35m の模型を製作することはほぼ不 可能である。そのため、模型製作の面から現実的 な模型材料を出来る限り模型理論値に合うものを 選定することとなる。また、選定に当たっては、

- ライザー管内部の泥水などの流体は考慮しない
- ・ 張力による伸び及び曲げ荷重による撓み を優先的に考慮する

こととした。

Table 3.1 Principal dimensions of the assumedactual riser and theoretical scaled model

	<u>3500mライザー管</u>		
	実機	模型理論値	
縮尺	1	100	
材質	鋼材	鋼材	
比重[g/cm3]	7.85	7.85	
全長[mm]	3500000.00	35000.00	
外形[mm]	457.20	4.57	
内径[mm]	406.40	4.06	
断面積[mm ²]	34456.11	3.45	
空中単位重量[N/m]	2653.41	0.29	
浮力[N/m]	1610.51	0.20	
水中重量[N/m]	1042.90	0.10	
縱弾性係数[N/mm ²]	206010.00	2060.10	
断面二次モーメント[mm4]	805826734.13	8.06	
張力(仮定)[N]	9810000.00	9.81	
張力による伸び[mm]	4837.07	48.37	
張力バネ定数[N/mm]	2028.12	0.20	
曲げ荷重(仮定)[N]	9810.00	0.00	
曲げ荷重支持距離(mm)	3500000.00	35000.00	
曲げ荷重による撓み[mm]	52783955.19	527839.55	

また、模型の形状としてはFig.3.1に示すように 円筒型もしくは心棒型の2種類の形状が考えられ る。円筒型の場合では、製作した模型の特性を把 握することが容易である反面、模型材料の特性に よってTable 3.1の各パラメターが大きく変化す るために、材料選定が難しい。一方、心棒型では、 伸びや撓みは心棒の外径を変化させることによっ て調整が可能なために、パラメターを合わせるこ とは比較的容易であるが、外径を合わせるために 用いている材料が模型特性に影響を与えないよう にする必要がある。本研究におけるライザー模型 は模型特性を把握しやすい「円筒型」の模型を採 用することとした。



Fig.3.1 Illustration of the scaled model



Fig.3.2 Modules of elasticity

Fig.3.2から分かるように、例えばポリウレタン では同一製品であっても、その弾性率のばらつき が大きく、実際に製作するまで、模型の特性を把 握できないため、所定の模型を製作することがで きない。一方、4 フッ化エチレンやポリカーボネ ート、ポリアセタールなどはばらつきが小さいた めに模型の素材として適当であるが、模型理論値 の弾性係数と一致することは希である。特に10~ 20kgf/mm²の範囲には適当な材料がない。従って、 模型の外径を調整することにより伸びと撓みを理 論値に合わせる手法を取ることとなる。

また、ライザー管模型の全長は縮尺比を出来る だけ小さくするために、35m とする場合が多い。 一方、長さ35m、直径5mm等といった模型を分割 せず、十分な直線性を保ったまま製作・搬入する ことは不可能である。そのため、数m単位で模型 を製作し、つなぎ合わせることにより模型を製作 している。

3.1.2 設置

当初は、台車上でつなぎ合わせながら水槽へ設 置していたが、手間が非常にかかることや接続箇 所で模型が直線性を保てない場合が多く、全ての 模型をつなぎ合わせるだけで1日以上の時間がか かっていた。そのため、より簡便に、より精度良 く模型を設置するために以下の方法を採用している。

- 1 mづつのライザー模型を垂直につなぎ 合わせ、10mのユニットに組み上げる。 なお、横に寝かせた状態からでは模型を 垂直にする際に塑性変形を起こしてしま うために採用してはならない。
- 10m ユニットに組み上げた状態で、必要 で有れば後述する3次元計測用のマーカ ーを取り付ける。
- 3. 2.8 t クレーンにより水槽中央部に 10m ユニットを移動。
- 水槽内に設置。なお、模型下端を固定した実験を行う場合は、昇降床と速度を合わせて模型を降ろしていく必要がある。

なお、35mにつなぎ合わせた後に下端を固定す ることは水槽の構造上不可能である。そのため、 「どのような実験状態で計測を行うのか」が非常 に重要である。この選定を誤り途中で下端状態を 変更しようとすると1週間以上の時間を状態変更 に要することとなる。

3.1.3 計測

ライザー模型実験では、ライザー管の応力を直

接計測し、応力集中部がどこで生じ、その最大応 力はどの程度なのかを把握することが目的となる。 そのために歪みゲージを模型に取り付けた計測を 行った場合では、ライザー模型の外径よりも歪み 計測用の配線のほうが大きくなることが容易に想 像される。また、非接触型のセンサーにより計測 することも不可能ではないが、潮流中での実験を 考えた場合、センサーの存在によって生じる乱れ が、模型挙動にどのように影響するかが不明であ る。

深海水槽には前述の通り、計20台の CCD カメ ラによって構成される「水中3次元挙動計測装置」 (以下、3次元計測装置)が備えられている。歪 みの直接計測が困難な小外径のライザー模型を用 いた試験では本装置を用いて挙動を計測し、応 力・歪みを求めることが可能である。

本装置は模型に取り付けた反射テープを水中ラ イトによって光らせ、その反射光を2台のカメラ で追尾するものである。各カメラから得られる反 射光の2次元座標系での位置情報から3次元座標 系での位置を求めている。

3 次元計測装置での計測誤差はマーカーの大き さに依存する。マーカーの直径が大きければ大き いほど、誤差は小さくなり、直径が小さくなるに 連れ、計測誤差は大きくなる。そのためこの点を 考慮に入れながら模型の材料を検討し、製作を行 う必要がある。

3.2 1000m マリンライザー模型強制動揺試験

深海水槽におけるライザー挙動に関する模型実 験法を確立することを目的として、全長 1000m、 外径 16.4 インチ、内径 15.5 インチのマリンライ ザーの縮尺比 1/28.5 の模型を製作し、強制動揺試 験を行った。

なお、本試験においては、円形水槽部(水面から水深 5m までの範囲)は3次元水中挙動計測装置により計測ができていない。

3.2.1 供試模型

想定実機および製作した模型の各要目は Table3.2に示す通りである。模型材料にはポリア セタール (POM)を用いている。

Table3.2 Princi	ipal dime	nsions of	1000m	length
marine riser sc	aled mod	el		

1000mライザー管	実機	模型理論	模型製作
縮尺	1	28.57143	28.57143
材質	鋼材	鋼材	POM
比重[g/cm3]	7.85	7.85	1.425
全長[mm]	1.000E+06	35000.00	35000.00
外形[mm]	4.166E+02	14.58	16.00
内径[mm]	3.675E+02	12.86	10.84
断面積[mm ²]	3.019E+04	36.98	108.72
空中単位重量[N/m]	2.325E+03	2.84	1.47
浮力[N/m]	1.337E+03	1.67	1.96
水中重量[N/m]	9.879E+02	1.18	-0.49
縱弾性係数[N/mm²]	2.060E+05	2060.10	2452.50
断面二次モーメント[mm ⁴]	5.823E+08	873.76	2538.46
張力(仮定)[N]	9.810E+06	420.55	420.65
伸び[mm]	1.577E+03	55.21	55.21
張力バネ定数[N/mm]	6.277E+03	7.65	7.65
曲げ荷重(仮定)[N]	9.810E+03	0.39	0.39
支持距離[mm]	1.000E+06	35000.00	35000.00
撓み[mm]	1.704E+06	59632.88	60241.51

先に述べたように仮定した張力および曲げ荷重 を優先的に理論値と合わせるように外径及び内径 を調整している。その結果、理論値に比べて外径 は1.5mm 程度大きく、内径は2mm 程度小さいが 伸び及び撓みは良く一致している。一方、水中重 量が軽く、このままでは浮いてしまうために、模 型内部に鉄芯をいれて所定の水中重量となるよう に調整した。製作した模型を水槽内に設置した写 真をFig.3.3に示す。なお、黄色及び青色の箇所が 3次元計測装置で使用する反射テープである。



Fig.3.3 Photo of the scaled model in Deep-Sea Basin

3.2.2 強制動揺試験

実験は模型全長を 33.5m、22.5m、13.5m の3種類を用い、長さ 33.5m の場合のみ模型 下端の水平面内動揺を拘束した実験も行っ ている。各模型状態での強制動揺振幅及び周 期の組み合わせをTable3.3に示す。

Table3.3 Model test conditions

Length					
[m]	Bottom	Axis	Amp [mm]	Period [sec]	Num
33.5	Free	Z	20	0.71 - 3.13	10
			9	1.00 - 2.38	7
		Х	20	1.06 - 3.13	12
			9	1.11 - 3.12	8
	Fixed	Х	20	1.06 - 3.13	12
			9	1.11 - 3.12	8
22.5	Free	Z	9	1.00 - 1.33	3
		Х	9	1.11 - 3.13	6
13.5	Free	Z	9	1.00 - 1.33	3
		Х	9	1.11 - 3.13	6

3.2.3 計測結果

模型全長 33.5mのZ方向強制動揺試験で計測さ れた振幅分布をFig.3.4及びFig.3.5に示す。 Fig.3.4は、強制動揺振幅 20mm の場合であり、 Fig.3.5は動揺振幅 9mm の結果である。

両図の縦軸はライザー管の長さを示しており、 縦軸は計測した時系列を Fourier 変換し、その最 大振幅を取ったものである。これらの結果から鉛 直方向である Z 方向へ強制動揺をさせた場合にお いても水平面内挙動が生じていることがわかる。 また、強制動揺周期が短いほど振幅が大きくなる 傾向がある。





本現象は「パラメトリック励振」と呼ばれる現 象であり、ライザー管の上下方向固有周期よりも 強制動揺周期が短い場合に生じ、また固有周期と 強制動揺周期の差が大きいほど、振幅が大きくな っている。



Fig.3.5 Measured Amplitude (length:33.5m, direction: vertical, amplitude:9mm)

Fig.3.6は強制動揺振幅が 20mm の場合と 9mm の場合を比較したものである。図中、実線は強制 動揺振幅が 20mm での結果であり、○印は 9mm での結果である。

図中、縦軸は水深であり、横軸は計測された X 方向及び Y 方向の振幅を合成したものを強制動揺 振幅で除した値を示している。

本結果から、強制動揺周期が 2.38 及び 1.89 秒 での計測結果では両者は全く一致しており、強制 動揺振幅による差は見られない。



Fig.3.6 Comparisons of measured amplitude in each oscillated amplitudes

一方、強制動揺周期が短くなるに連れ、やや差 が見られるが、節と腹の位置は両者でよく一致し ている。強制動揺振幅による差は無次元量にして 約 0.1 程度で、これは強制動揺振幅が 9mm の場 合での計測誤差と同様の大きさであることから、 強制動揺振幅の違いによる影響ではなく、誤差範 囲の差であると考えられる。

従って、本実験では,強制動揺振幅による差は 計測されていない。



Fig.3.7 Measured Amplitude (length:33.5m, direction: inline, amplitude:20mm)



Fig.3.8 Measured Amplitude (length:33.5m, direction: inline, amplitude:9mm)

Fig.3.7及びFig.3.8には X 方向への強制動揺試 験結果を示している。先と同じように横軸は振幅、 縦軸はライザー管の長さを示している。なお、動 揺振幅 9mm の場合は下端 1m の範囲が計測でき ていない。挙動全体を見ると水深 30m 以深では節 と腹の位置が一致しているが、上端部から水深 30m までの間はそれらの位置が強制動揺周期に よって異なる。一方、動揺振幅による節と腹の位 置はほぼ同じ位置に存在する結果が得られた。ま た、動揺振幅 20mm の場合では Y 方向の挙動が 特に周期が長い場合に顕著に現れているが、動揺 振幅が 9mm の場合では見られない。

Y 方向の挙動はライザー管が動揺することによ り生じた渦による振動(渦励振:VIV)に起因す るものと考えられる。この振動は強制動揺の周期 のみならず動揺振幅にも依存するものであると推 測することができる。

次に、動揺振幅 20mm、周期 3.13 秒で計測し た時系列の一例をFig.3.9に示す。計測点は水深 6.5m、10.0m、13.5m及び 17.0m である。図は X 及び Y 方向の挙動の時系列及び各計測点の軌跡 (60 秒から 30 秒間)である。水深 6.5m、10.0 m及び 17.0m の位置ではライザー管が8の字を 描きながら動揺していることが分かる。これは X 方向の動揺周期の倍周波数(半周期)で Y 方向に 動揺していることを意味しており、渦励振による 挙動の特徴である。また、水深 13.5m でも X 方向 に対して Y 方向の挙動は倍周波数であるが、位相 の影響により半円を描いている。

Fig.3.10及びFig.3.11には下端を固定した場合 でのX方向強制動揺試験結果を示している。これ らの結果は

Fig.3.7及びFig.3.8と異なり強制動揺振幅が 9mmの場合でもY方向の挙動が計測されている。 この要因の一つとして、上端部で加振した振動が 下端部が固定されていることより反射したことに あると考えられる。そのため、本来水深が深くな るに連れて振動振幅が小さくなるはずであるが、 下端条件によって、加振点からの距離が大きくな ってもそれほど振動振幅が減衰せず、ライザー管 の全長に渡って振動が存在する結果となった。

次にライザー模型の長さを 22.5m 及び 13.5m と短くしていき、X 及び Z 方向へ加振した場合の 計測結果を示す。



Fig.3.9 Measured time series and trajectories in each water depth (length: 33.5m, direction : inline, amplitude : 20mm)



Fig.3.10 Measured amplitude (length: 33.5m, bottom : fixed, direction : inline, amplitude : 20mm)



Fig.3.11 Measured amplitude (length : 33.5mm, bottom : fixed, direction : inline, amplitude : 9mm)

Fig.3.12及びFig.3.13は長さ 22.5m の場合でそれ ぞれ Z 方向及び X 方向へ加振した場合の計測結果 であり、Fig.3.14及びFig.3.15は長さを 13.5m と した場合である。これらの結果と 33.5m の場合と を比較すると、Z 方向に関してはライザー管の長 さが短くなるほど動揺振幅は小さくなる。



Fig.3.12 Measured amplitude (length: 22.5m,direction:vertical, amplitude:9mm)



Fig.3.13 Measured amplitude (length: 22.5m, direction: inline, amplitude: 9mm)

これは先に述べたように鉛直方向の固有周期が短 くなるためであり、また、模型全体の長さに対す る剛性を考えた場合、模型長が短くなるにつれ剛 になるためである。

一方、X 方向に関しては模型長が短くなるに連 れて強制振動が減衰しなくなるために、振幅が大 きくなる結果が得られた。



Fig.3.14 Measured amplitude (length : 13.5m, direction : vertical, amplitude : 9mm)



Fig.3.15 Measured amplitude (length: 13.5m, direction : inline, amplitude : 9mm)

3.3 3500m マリンライザー模型強制動揺試験

実機と模型の縮尺が大きくなると、計測精度上の問題が生じるとともに、材料の選定方法等の面からも新たな課題が生じる可能性がある。そこで 縮尺比の実験技術への影響を把握することを目的 とした実験を行った。すなわち実機 3500m のマ リンライザーを想定して、縮尺比 1/100の模型を 製作し、3.2節と同様の強制動揺試験に供した。

3.3.1 供試模型

想定実機及び製作した模型の要目をTable3.4に 示す。模型材料は低密度ポリエチレンを採用した。

Table3.4 Principal dimensions of 3500m

marine riser						
3500mライザー管	実機	模型理論	模型製作			
縮尺	1	100	100			
材質	鋼材	鋼材	PE			
比重[g/cm3]	7.85	7.85	0.92			
全長[mm]	3.500E+06	35000.00	35000.00			
外形[mm]	4.166E+02	4.17	5.50			
内径[mm]	3.675E+02	3.68	0.00			
断面積[mm ²]	3.019E+04	3.02	23.76			
空中単位重量[N/m]	2.325E+03	0.20	0.20			
浮力[N/m]	1.337E+03	0.10	0.20			
水中重量[N/m]	9.879E+02	0.10	0.00			
縦弾性係数[N/mm ²]	2.060E+05	2060.10	245.25			
断面二次モーメント[mm4]	5.823E+08	5.82	44.92			
張力(仮定)[N]	9.810E+06	9.81	9.81			
伸び[mm]	5.521E+03	55.21	58.93			
張力バネ定数[N/mm]	1.777E+03	0.20	0.20			
曲げ荷重(仮定)[N]	9.810E+05	0.98	0.98			
支持距離[mm]	5.000E+04	500.00	500.00			
撓み[mm]	2.130E+04	212.97	231.90			



Fig.3.16 Effects of initial deformation

3.3.2 確認試験

製作、設置した模型は水中において約直径分の 初期変形が見られた。そこでその初期歪みが模型 試験結果にどのような影響を与えるかの検討を行 った。検討方法は強制動揺試験において強制動揺 方向を X 方向及び Y 方向を変えて、強制動揺方向 の計測した振幅分布を比較するものである。

Fig.3.16に計測結果を示す。左図は強制動揺振 幅が50mm、周期2.5secでの計測結果であり、右 図は振幅100mm、周期5.0secの結果である。ま た○印はX方向への強制動揺試験結果、●印はY 方向への強制動揺試験結果である。本結果から、 初期歪みが本実験状態のように約直径分であれば 問題が無い結果が得られた。

3.3.3 実験状態

Table3.5に実験状態を示す。実験は強制動揺試 験のみで、加振方向は X 及び Z 方向である。

Table3.5 Model test conditions of 3500m marine riser

Length			Enforced Os	cillation	
[m]	Bottom	Axis	Amp [mm]	Period [sec]	Num
33.5	Free	Z	100	0.50 - 1.67	15
			160	0.77 – 0.87	2
		Х	100	1.11 - 5.00	10
			200	10.0	8
	Fixed	Х	100	1.11 - 5.00	11
			200	10.0	8





Fig.3.17 Measured amplitude (direction : vertical, amplitude:50mm)



3.3.4 実験結果

Fig.3.17に Z 方向強制動揺試験結果を示す。またFig.3.18に強制動揺振幅が 50mm 及び 80mm での計測結果を比較したものを示す。

Fig.3.17より、強制動揺周期が短くなるほど X 及び Y 方向の振幅が大きくなっている。特に水面から 15m 程度までの振動が大きい結果となっている。これは前述の試験結果と同様にライザー管の縦振動の固有周期よりも短周期で上下動した場合にパラメトリック励振が発生し、その周期差が大きいほど振幅が増大する事を意味している。



Fig.3.18 Measured Amplitude (amplitude : 50mm & 80mm, direction : vertical)

また、強制動揺振幅がライザー模型の振動振幅 に与える影響について検討したが、Fig.3.18に示 した通り、水深 23m付近で振幅が小さくなる傾向 は一致しているが、1000m ライザー模型試験と異 なり、明確な関係は示されなかった。

Fig.3.19及びFig.3.20に X 方向強制動揺試験結 果を示す。Fig.3.19はハングオフ状態での計測結 果であり、Fig.3.20は下端固定での計測結果であ る。

これらの結果から、模型上端部の強制動揺振幅 が 50mm とかなり大きな振幅であるにも関わら ず水深 5m の位置においてすでに X 方向の振幅が 1/10 程度まで減衰し、それ以下は長周期成分のみ が存在している結果となった。この減衰はレイノ ルズ数の影響により、実際よりも過大評価してい る可能性が高いと考えられる。一方で Y 方向に関 しては X 方向の長周期動揺によっても VIV の影 響と推測される振動が模型下端付近に置いても計 測されている。

これらの結果から、3500m 対応のライザー模型 のような非常に外径の小さい模型を用いた場合で は、レイノルズ数の影響を十分に考慮して評価す る必要がある。



Fig.3.19 Measured Amplitude (direction : inline, amplitude:50mm, hung-off)



Fig.3.20 Measured Amplitude (direction : inline, amplitude:50mm, fixed)

3.4 海洋深層水汲上用パイプ強制動揺試験

次に、海洋肥沃化装置「拓海」¹⁾に取り付けら れている内径 1m、長さ 175m の海洋深層水汲上 用のライザー管に関する実験結果を示す。

3.4.1 供試模型

模型は縮尺 25 分の 1 でポリカーボネート (比重 1.2、縦弾性係数 236.5kgf/mm²)で全長 7m、外径 42mm、内径 36mm である。なお、模 型は 4m、2m、1m の 3 本を繋げたものである。 また、水中重量を合わせるために、模型内部に線 径 1mm のばねを挿入している。Fig.3.21に製作 した模型の写真を示す。





Fig.3.21 Photograph of the whole riser pipe model for upwelling deep ocean water and the inner coil spring

3.4.2 実験状態

模型上端部を強制動揺装置に取り付け、X 方向 のみへの加振及びX方向とZ方向の2方向への加 振を行い、模型挙動の計測を行った。実験状態は X 方向のみもしくは,X方向Z方向の加振である。 それぞれの加振方向における振幅及び周期は以下 の通りである。

Table3.6 Test conditions for upwelling deep ocean water riser

Enforced Oscillation				
Axis	Amp [mm]	Period [sec]		
Х	20	0.80 - 5.88		
X	20	1.41 - 5.26		
Z	20	1.20		
Х	20	1.49 - 5.26		
Z	20	0.80		
X	20	1.41, 1.49, 1.79		
Z	20	0.60 - 2.00		
X	30	1.59 - 5.26		
Z	20	1.20		
X	50, 70, 100	5.26		
Z	20	1.20		

3.4.3 実験結果

Fig.3.22に X 方向のみの強制動揺試験結果を、 Fig.3.23に X 及び Z 方向の強制動揺試験結果を示 す。両図において左図は X 方向(強制動揺方向) の振幅分布を示しており、右図は強制動揺方向と 直交する方向の振幅分布である。

Fig.3.22から、強制動揺周期が1.49sec(0.67Hz) 及び1.59sec(0.63Hz)の場合において直交方向の 振幅が現れる結果となった。一方、Fig.3.23でも 同様の周期帯で直交方向の振幅が現れている。



Fig.3.22 Measured Amplitude (direction : inline)



Fig.3.23 Measured amplitude (direction : inline & vertical)

Fig.3.24はFig.3.22において直交方向の振幅が 現れた強制動揺周期 1.49 秒(0.67Hz)での各計測 点の軌跡を示している。図中横軸は X 方向の振幅 を、縦軸は Y 方向の振幅を表している。本結果か ら各計測点は規則的な円運動をしていることが分 かる。



Fig.3.24 Trajectories in each measured point (direction : inline)



Fig.3.25 Trajectories in each measured point (direction : inline and vertical)

Fig.3.25は X 方向振幅 100mm、周期 5.26、Z 方向振幅 20mm、周期 1.20sec での強制動揺試験 を行った結果である。本結果では水深 6m 及び 7m の模型下端付近において、計測点が 8 の字を描い ていることが分かる。なお、この現象はTable3.6 の計測状態中のうち本状態でのみ確認された。

3.5 まとめ

3500m 及び 1000m マリンライザーや深層水組 み上げ用のライザー管などの実験を通して、深海 水槽における実験方法を確立した。特に、模型材 料の選定や製作方法、水槽への設置方法などこれ までの水槽実験とは異なった点が多く、深海水槽 における実験方法を確立したことは大きな成果で ある。また、実験と平行して潮流発生装置や3次 元挙動計測装置のみならず水槽本体へ改良を加え、 より精度の高い実験が可能となった。

これまでに行った実験結果から、渦励振による 挙動特性やハングオフ時と掘削稼働時の差違、上 下動に起因するパラメトリック励振など新たな知 見を多く得た。これらの実験結果は後述の数値計 算手法の精度向上に寄与している。

一方、これまでに行った実験はライザー全体を 模擬した縮尺模型を用いているが、これらの計測 結果を直接的に実機ライザーへ適用させることは、 模型縮尺が小さいためにレイノルズ数影響が大き いことから適当ではない。この問題の解決策とし て「部分模型試験法」を確立する必要がある。本 手法は全体の一部分を切り出すことにより、より 大きな縮尺模型を用いて実験を行うことが可能と なるが、部分模型挙動が全体の一部分としての挙 動となるように境界条件を作る必要がある。本境 界条件の作成方法は確立された手法が存在してお らず、早急に手法を確立する必要がある。

3章の参考文献

1) Ouchi, K. and Ohmura, H.: Design Concept and Experiment of Ocean Nutrient Enhancer "TAKUMI", Proceedings of OCEANS2004 Kobe, (2004)

4. VIV

4.1 はじめに

細長い物体を通過する流体の流れ(風や潮流) は、渦の剥離によって非定常な流れのパターンを 形作る。ある流れの速度で、渦剥離周波数は物体 の固有振動数もしくはその倍数と一致し、物体の 長手方向に垂直な調和もしくは分数調波振動を励 起する。この現象を一般に渦励振(VIV; Vortex-Induced Vibration)と呼ぶ。

ライザーなどの細長い海洋構造物では、この VIVによって長時間振動が与えられることにより、 繰り返し疲労による破断等を起こす可能性があり、 問題となっている。

したがって、数十年前からこの VIV の研究がな されてきているが、実験室レベルの研究が多く、 模型のレイノルズ数が 10³~10⁴ の層流域である のに対して、実際のライザーのレイノルズ数は 10⁶ で乱流域であるというレイノルズ数の違いに より、実機の振動推定はまだ正確には行われてい ないのが現状である。

当所においても、深海水槽での潮流発生装置を 用いた実験において、外径数ミリの全体模型で VIVを観測する事ができるが、やはりレイノルズ 数の違いにより、この計測結果から実機の VIV の 推定は正確には行うことはできない。

この問題を克服するために、振動予測プログラ ムに必要な流体力係数を求めるための実機規模の 模型実験を行った。

ここでは、まず流体力係数を求めるために考案 した新しい解析方法を説明し、次にその解析方法 の有効性を確認するために二次元水槽で行った実 験及びその実験結果を紹介し、最後に中水槽で行 った実機規模での模型実験の様子とその実験結果 を紹介する。

4.2 流体力係数の求め方

流体力係数は以下の手順で求める。

4.2.1 円柱が空中にある場合に摩擦トルクを求め る

Fig. 4.1に空中で自由減衰振動をする構造物の 模式図を示す。

構造物は、長方形の各角にベアリングがあり、 左辺 Oが固定されている。また、上辺のある点を 定数 k [N/m]のバネで吊り下げている。このため 構造物は、左辺 Oの回りを、上下、左右のそれぞ れの辺の平行を保ちながら回転するように振動す る。



Fig. 4.1 Schematic representation of structure in case of cylinder in air

辺 O 回りの構造物の慣性モーメントを I_0 [kgm²]、摩擦トルクを Tr [Nm]、Oからバネまで の距離を x_k [m]、Oから円柱の中心からの鉛直線 までの距離を x_m [m]、構造物の上辺が水平線とな す角を θ [rad]、上辺の右端での鉛直方向の変位 を z [m]とすると、この構造物の辺 O回りの運動 方程式は、

$$I_0 \ddot{\theta} + k \theta x_k^2 \pm Tr = 0 \tag{4.1}$$

となる。

摩擦トルク Tr は、自由振動の連続した振幅より、

$$Tr = \frac{\theta_N - \theta_{N+2}}{4} k x_k^2 \tag{4.2}$$

$$\theta_N = \frac{Z_N}{x_m} \tag{4.3}$$

と求められる。ここで、*N*は自由振動の N 番目の ピークを示している。

4.2.2 円柱が静水中にある場合に C_A、C_Dを求める

Fig. 4.2に円柱が静水中にある構造物の模式図 を示す。

この場合の構造物の運動方程式は、

$$\left(I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4} L x_m^2\right) \ddot{\theta} + \frac{1}{2} C_D \rho dL x_m^3 \left|\dot{\theta}\right| \dot{\theta} \qquad (4.4)$$
$$+ k x_k^2 \theta \pm T r = 0$$



Fig. 4.2 Schematic representation of structure in case of cylinder in still water

ここで、 C_A 、 ρ [kg/m³]、d[m]、L[m]、 C_D は それぞれ、円柱の鉛直方向の付加質量係数、水の 密度、円柱の直径、円柱の長さ、円柱の鉛直方向

の抗力係数を表している。(4.4)式では、 $\dot{ heta}$ に比例

する構造減衰の項は省略されているが、 $\dot{ heta}^2$ に比例する水の抗力の項が含まれている事に注意されたい。

自由振動の周期 T[s]と連続した振幅 θ_N 及び θ_{N+1} を計測することにより、係数 C_A と C_D は次のように求まる。

$$C_{A} = \left[-I_{0} + \left(\frac{T}{2\pi}\right)^{2} \frac{kx_{k}^{2}}{1 + \frac{3}{16a^{2}}\left(-r + a - \frac{r + a}{v}\right)^{2}} \right]$$

$$/\left(\rho\pi \frac{d^{2}}{4}Lx_{m}^{2}\right)$$
(4.5)

$$C_{D} = \frac{I_{0} + C_{A}\rho\pi \frac{d^{2}}{4}Lx_{m}^{2}}{\frac{1}{2}\rho dLx_{m}^{3}}\alpha$$
 (4.6)

$$r = \frac{17}{kx_k^2} \tag{4.7}$$

 $a = \theta_N - r \tag{4.8}$

$$v = \frac{\left|\theta_{N}\right|}{\left|\theta_{N+1}\right|} \tag{4.9}$$

$$\alpha = \frac{3}{4a^2} \left(-r + a - \frac{r+a}{v} \right) \tag{4.10}$$

4.2.3 円柱が一様流中にある場合に C_L を求める Fig. 4.3に円柱が一様流中にある構造物の模式 図を示す。



Fig. 4.3 Schematic representation of structure in case of cylinder in uniform flow

円柱が一様流中にある構造物の渦励振の運動方 程式は次式で表せられる。

$$\left(I_{0} + C_{A}\rho\pi\frac{d^{2}}{4}Lx_{m}^{2}\right)\ddot{\theta} + \frac{1}{2}C_{D}\rho dLx_{m}^{3}\left|\dot{\theta}\right|\dot{\theta} + kx_{k}^{2}\theta$$
$$\pm Tr = px_{m}\sin n_{F}t - \frac{1}{2}C_{DH}\rho dLU^{2}x_{m}\sin\theta$$

$$(4.11)$$

ここで、p [N]、 n_F [rad/s]はそれぞれ、渦剥離に よって生じる横力(揚力)の振幅と角周波数を、 $C_{DH} \ge U$ [m/s]は円柱の水平方向の抗力係数と曳 航速度をそれぞれ表す。つまり、右辺第一項と第 二項はそれぞれ、渦励振の時の揚力と、構造物が ある角度 θ である時に水平方向の流れによって鉛 直方向に生じる加振力を表している。

簡単のために摩擦トルクを零、 $\sin \theta \approx \theta$ と置 くと、(4.11)式は次式のようになる。

$$\ddot{\theta} + \alpha \left| \dot{\theta} \right| \dot{\theta} + n^2 \theta = \beta \sin n_F t \qquad (4.12)$$

$$n = \sqrt{\frac{kx_k^2 + \frac{1}{2}C_{DH}\rho dL U^2 x_m}{I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4}L x_m^2}}$$
(4.13)

$$\beta = \frac{px_m}{I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4} L x_m^2}$$
(4.14)

摂動級数は次のように書ける。

$$\theta = \varphi_0 + \alpha \varphi_1 + \alpha^2 \varphi_2 + \cdots$$
 (4.15)

$$n^{2} = n_{1}^{2} + \alpha C_{1} + \alpha^{2} C_{2} + \cdots$$
 (4.16)

これらを(4.12)式に代入すると、次式が得られる。
$$\ddot{\varphi}_0 + n_1^2 \varphi_0 = \beta \sin n_F t$$
 (4.17)

$$\ddot{\varphi}_1 + n_1^2 \varphi_1 = \dot{\varphi}_0^2 - C_1 \varphi_0 \tag{4.18}$$

$$\ddot{\varphi}_2 + n_1^2 \varphi_2 = -C_1 \varphi_1 - C_2 \varphi_0 + 2\dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_1 \quad (4.19)$$

$$\varphi_2 = 0, \quad \dot{\varphi}_2 = 0 \tag{4.22}$$

である。

以上より、(4.11)式の近似解は次のように求め られる。

$$\begin{aligned} \theta &= \alpha \left(\frac{a^2}{2} + \frac{b^2}{n_1^2} \right) \\ &+ \left[-\frac{b}{n_1} + \alpha \left(\frac{2ab}{3n_1} - \frac{2abn_1}{4n_1^2 - n_F^2} \right) \right] \sin n_1 t \\ &+ \left[a + \alpha \left(-\frac{2a^2}{3} - \frac{5b^2}{6n_1^2} + \frac{2b^2}{4n_1^2 - n_F^2} \right) \right] \cos n_1 t \\ &+ \frac{b}{n_F} \sin n_F t - \alpha \frac{ab}{3n_1} \sin 2n_1 t \\ &+ \alpha \left(\frac{a^2}{6} - \frac{b^2}{6n_1^2} \right) \cos 2n_1 t + \\ &- \alpha \left[\frac{abn_1}{n_1^2 - (n_1 + n_F)^2} \right] \sin(n_1 + n_F) t \\ &- \alpha \left[\frac{b^2}{n_1^2 - (n_1 - n_F)^2} \right] \cos(n_1 + n_F) t \\ &- \alpha \left[\frac{abn_1}{n_1^2 - (n_1 - n_F)^2} \right] \sin(n_1 - n_F) t \\ &- \alpha \left[\frac{b^2}{n_1^2 - (n_1 - n_F)^2} \right] \sin(n_1 - n_F) t \end{aligned}$$

$$+\frac{\alpha}{2}\frac{b^2}{n_1^2 - 4n_F^2}\cos 2n_F t \tag{4.23}$$

ここで、

$$b = \frac{n_F}{n_1^2 - n_F^2} \frac{x_m}{I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4} L x_m^2} p \quad (4.24)$$

また、構造物の固有角周波数 *n*₁ [rad/s]は次のように求められる。

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{1 + \frac{1}{3}\alpha^2 a^2}}$$
(4.25)

(4.23)式において、角周波数が n_F である項の振幅を θ_F [rad]とおけば、

$$\frac{b}{n_F} = \theta_F \tag{4.26}$$

もしこの θ F が計測されれば、(4.24)式と(4.26)式 より

$$p = \frac{I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4} L x_m^2}{x_m} (n_1^2 - n_F^2) \theta_F \quad (4.27)$$

一方、(4.23)式において、角周波数が *n*1である 項の振幅を θ₁ [rad]とおけば、

$$\begin{bmatrix} -\frac{1}{n_1} + 2\alpha a \left(\frac{1}{3n_1} - \frac{n_1}{4n_1^2 - n_F^2} \right) \end{bmatrix}^2 b^2 \\ + \left[\left(a - \frac{2}{3} \alpha a^2 \right) \right]^2 + \alpha \left(-\frac{5}{6n_1^2} + \frac{2}{4n_1^2 - n_F^2} - \frac{1}{2} \frac{1}{n_1^2 - 4n_F^2} \right) b^2 \right]^2 \\ = \theta_1^2$$

$$4.28$$

$$b = \sqrt{\frac{-\left(A^2 + 2BC\right) + \sqrt{\left(A^2 + 2BC\right)^2 - 4C^2\left(B^2 - \theta_1^2\right)}}{2C^2}}$$
(4.29)

ここで

$$A = -\frac{1}{n_1} + 2\alpha a \left(\frac{1}{3n_1} - \frac{n_1}{4n_1^2 - n_F^2}\right) \quad (4.30)$$

$$B = a - \frac{2}{3}\alpha a^{2}$$

$$C = \alpha \left(-\frac{5}{6n_{1}^{2}} + \frac{2}{4n_{1}^{2} - n_{F}^{2}} - \frac{1}{2}\frac{1}{n_{1}^{2} - 4n_{F}^{2}} \right)$$

$$(4.31)$$

$$(4.32)$$

もしθ1が計測されれば、(4.24)式と(4.29)式より

$$p = \frac{I_0 + C_A \rho \pi \frac{d^2}{4} L x_m^2}{x_m} \frac{n_1^2 - n_F^2}{n_F}$$
$$\times \sqrt{\frac{-(A^2 + 2BC) + \sqrt{(A^2 + 2BC)^2 - 4C^2(B^2 - \theta_1^2)}}{2C^2}}$$
(4.33)

(4.27)式又は(4.33)式より、揚力係数 CLは次式より求められる。

$$C_L = \frac{p}{\frac{1}{2}\rho dL U^2} \tag{4.34}$$

4.3 二次元水槽実験

4.3.1 実験装置

実験は、内側の寸法が長さ 22.05m、幅 0.5m、 水深 0.5m の二次元水槽にて行われた。

Fig. 4.4に実験のセットアップを示す。長さが 0.49m、直径が 0.025m でほぼ中性浮力であるア ルミ製の円柱が、水面から 0.18m の水深に水平に 吊られている。0.1m 角のアクリル端版が円柱の 両端に取り付けられており、それぞれの端版が水 槽の上にある二本の平行なフレームの端から鉛直 に吊り下げられている。フレームの端を鉛直に動 かすために、それぞれのフレームはボールベアリ ングを用いて剛で鉛直なビーム O に垂直に取り 付けられており、ビーム O は水槽上の水平なレー ルの上を走る剛な曳航台車に固定されている。し たがって、円柱の水平方向の変位は制限され鉛直 方向の変位に比較して省略されうる。ばねはフレ ームと台車の間に設置されている。構造物の固有 振動数を調整するためにビーム O からばねまで の距離が変えられるようになっている。台車の曳 航速度は 0.44m/s まで可変であり、ロータリーエ ンコーダーによって計測される。フレームの鉛直 変位はレーザー変位計によって計測される。円柱 に働く力は円柱の内部壁面に貼付された水密型の 歪ゲージによって計測される。



Fig. 4.4 Experimental setup

4.3.2 実験結果

実験パラメータの値はそれぞれ、 $I_0 = 0.426$ kgm²、k = 418 N/m、 $x_k = 0.431$ m、 $x_m = 0.501$ m、 $\rho = 1000$ kg/m³、d = 0.025 m、L = 0.49 m、 $U = 0.06 \sim 0.44$ m/s であり、参考文献 1)の 20 頁よ り $C_{DH} = 1.1$ と求めた。

Fig. 4.5に円柱が空中にある場合の自由振動の 鉛直変位 zの時間履歴を示す。この図より、ZN ZN+2 は 0.000258 m であり、ベアリングの摩擦トルク Trは(4.2)式より 0.0100 Nm と求められる。



Fig. 4.5 Time history of vertical displacement in free vibration in air



Fig. 4.6 Time history of vertical displacement in free vibration in still water

Fig. 4.6に円柱が静水中にある場合の自由振動

の鉛直変位 zの時間履歴を示す。この図より、周 期 Tは 0.506 s、連続した変位 $z_N \ge z_{N+1}$ はそれぞ れ 0.01012 m \ge 0.00956 m であるので、(4.5) 式 及び(4.6) 式よりそれぞれ $C_A \ge C_D$ は 1.28 及び 1.06 と求められる。参考文献 1 の 29、30 頁によ れば、レイノルズ数 Re = 3300、クーレガン・カ ーペンター数 KC = 2.5 で静水中で振動する円柱 の係数 C_A 及び C_D は、それぞれ約 1.3 及び 1.0 で あるので、ここで求めた $C_A \ge C_D$ の値はほぼ適当 と言える。

Fig. 4.7は、一様流中の円柱に働く横力(鉛直 な力)の時間履歴の一例である。また、Fig. 4.8 は、対応する円柱の鉛直変位 zの時間履歴である。 これらの図には明らかにうなりが見られる。



Fig. 4.7 Time history of transverse force in uniform flow



Fig. 4.8 Time history of vertical displacement in uniform flow

Fig. 4.9は、Fig. 4.7にある円柱に働く力の時間 履歴のフーリエ変換結果である。また、Fig. 4.10 は、対応するFig. 4.8にある円柱の鉛直変位 zの時 間履歴のフーリエ変換結果である。これらの図に は明らかに顕著な二つのピークが存在する。

Fig. 4.11は、円柱に働く力のこれらの二つの顕 著な周波数を、剥離周波数 f_s に対してプロットし たものである。一方Fig. 4.12は、対応する円柱の 鉛直変位 zの顕著な周波数をプロットしたもので ある。ここで剥離周波数 f_s は、

$$f_s = \frac{St}{d}U\tag{4.35}$$

で計算され、*St* は参考文献1の26頁の曲線か ら得られるストローハル数である。



Fig. 4.9 Fourier transform of force



Fig. 4.10 Fourier transform of vertical displacement



Fig. 4.11 Frequencies of force



これらの図で菱形は最大のピークの周波数を、

四角は二番目のピークの周波数を示している。 Fig. 4.11では明らかに二つの線が交差している。 一つは渦剥離周波数であり、もう一つはこの構造 物の固有振動数である。固有振動数 m/2πは、 (4.25)式より 1.98Hz と求められ、それは自由振動 試験で計測された値と正しく一致する。そして確 かにFig. 4.11中の一つの線は約2Hz の一定値を 示している。

さらにFig. 4.11において、三角は鉛直変位を拘 東された固定円柱に作用する、鉛直方向成分の力 のピーク周波数を示している。このケースでは、 渦剥離によって励起される力のみが計測され、構 造物の固有振動によって励起される力は現れない。

なおFig. 4.11において、横軸で2.0から2.8の 間では、剥離周波数の線が途切れて構造物の固有 振動数の線に重なるように見えるが、このように、 剥離周波数と構造物の固有振動数が一致する点か ら少し大きい周波数において、本来あるべき剥離 周波数が構造物の固有振動数に捕まるようにして、 構造物の固有振動数と同じ値になる現象を lock-inと呼び、ここでは振動の振幅が大きくなる 事が知られている。(Fig. 4.15参照)

一方、Fig. 4.12では、剥離周波数が固有振動数 と出合った後は二番目のピークは他の振動に埋も れて見えなくなる。この現象は、剥離周波数が固 有振動数と出合った後は構造物は主に固有振動数 で振動する事を意味している。

最大のピークの周波数の振幅を使うことによって、(4.27)及び(4.33)式より VIV 中の横力の振幅 pを推定することが出来る。ここで注意が必要なのは、(4.11)式中の CAと CDは、(4.4)式中の CA、 CD と必ずしも値が一致するとは限らないという点である。しかしながら、主に剥離周波数と固有振動数の重ね合わせもしくは固有振動数で振動する(4.11)式で表される系の CA、CDに、固有振動数のみで振動する(4.4)式で表される系の CA、CDを代入する事は、第一近似としては妥当と思われる。

Fig. 4.13は、剥離周波数に対する横力の振幅 *p* を示している。この図で菱形は固有振動数を用いて推定した値を示しており、四角は剥離周波数を用いて推定した値を示している。また三角は最大のピークの周波数の時の計測された力の振幅を示しており、これには慣性力も含まれている事に注意されたい。また円は鉛直変位 *z* が零に拘束された固定円柱の計測された力の振幅を示している。 VIV 中の渦剥離による横力は、固定円柱における渦剥離による横力と同じではないが近いと考えるのは自然である。実際にFig. 4.13において、推定された値は固定円柱の計測された値に近い。従って、ここで示した VIV 中の横力を推定する方法は 有効と言える。



Fig. 4.13 External force estimation

Fig. 4.14には、(4.34)式から得られた揚力係数 CLの推定値が、剥離周波数 fs と構造物の固有振動 数 fnの比に対して示されている。Fig. 4.13と同様 に、菱形は固有振動数を用いて推定した揚力係数 CLを示しており、四角は剥離周波数を用いて推定 した CLを示しており、円は鉛直変位 z を零に拘 束した固定円柱に働く力を計測し、その変位を無 次元化して得られている。Fig. 4.14において注目 に値するのは、周波数比がほぼ1、つまり剥離周 波数が構造物の固有振動数にほぼ等しい時、揚力 係数は 0.068 と非常に小さいという事である。こ の現象を、理想的な lock-in 状態の時には揚力は 零となり、円柱と流体の間にはエネルギーの伝達 が無くなる事を示しているとする研究者もいる。 ²⁾しかし実際には運動方程式の(4.11)式より明ら かなように、水の抗力とベアリングの摩擦力を打 ち消す分だけ、図にあるように微小だが揚力係数 は存在する。



Fig. 4.14 Estimated lift coefficients

Fig. 4.15は、換算流速 Vrに対する鉛直変位を示している。ここで換算流速 Vrは次式で表される。

$$V_r = \frac{U}{f_n d} = \frac{1}{St} \frac{f_s}{f_n}$$
(4.26)

この図で、菱形は構造物の固有振動数のフーリ

エ成分から得られ、四角は剥離周波数のフーリエ 成分から得られ、三角は最大振幅から得られてい る。この図より、最大のピークのフーリエ成分が 鉛直変位の大部分を占める事が確認される。



Fig. 4.15 Vertical displacement with respect to reduced velocity

4.4 中水槽実験

4.4.1 実験装置(水平拘束型)

実験は、長さ150 m、幅7.5 m、水深3.5 mの 中水槽において行った。

実験装置の構成は基本的に二次元水槽における ものと同じである。Fig. 4.16は、鉛直方向の運動 は自由にし、水平方向の運動は拘束した自由振動 試験装置の三面図である。①が長さが 5.4 m、直 径 0.2674 m でほぼ中性浮力である鉄製の円柱で あり、②が①の内部に取り付けられている二分力 計、③が①の両端に取り付けられている直径 0.67 mの端板で、④の支柱でこれらを吊っている。フ レーム⑥及び⑦は④との交点及び軸Aとの交点が それぞれベアリングとなっており、④は軸Aに平 行に鉛直方向に動くことが出来る。ここで⑥は、 台車に固定した支柱に取り付けられているはりか ら吊り下げられているバネで吊られており、バネ は二種類用いた。また、⑦の台車側の端部には⑨ のダッシュポットが取り付けられているが、以下 の解析では取り上げない。台車の曳航速度は 0.763 m/s まで可変であり、フレームの鉛直変位 はレーザー変位計によって計測される。



Fig. 4.16 Three orthographic views of test device (horizontal motion fixed)

4.4.2 実験結果(水平拘束型)

実験パラメータの値はそれぞれ、 $L_0 = 928 \text{ kgm}^2$ 、 k = 4312 N/m及び 16464 N/m、 $x_k = 0.6 \text{ m}$ 、 $x_m = 1.2 \text{ m}$ 、 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 、d = 0.2674 m、L = 5.4 m、 $U = 0.213 \sim 0.763 \text{ m/s}$ である。



Fig. 4.17 Drag coefficient in horizontal direction in case of fixed cylinder

Fig. 4.17に、鉛直変位が零になるように円柱を 固定して曳航した場合の、円柱の水平方向の抵抗 係数を、レイノルズ数の対数に対してプロットし たものを示す。以下の解析では、(4.11)式中の CDH にはこの値を使用する。

Fig. 4.18に、k = 4312 N/m の場合の自由振動 の鉛直変位 zの時間履歴を示す。この図より、周 期 Tは 5.44 s、連続した変位 $z_N \ge z_{N+1}$ はそれぞ れ 0.1259 m \ge 0.1046 m であるので、(4.5) 式及 び(4.6)式よりそれぞれ $C_A \ge C_D$ は 0.53 及び 1.12 と求められる。なおここで、簡単のために、ベア リングの摩擦トルクは無視できるものとした。

また、Fig. 4.19に、*k* = 16464 N/m の場合の自 由振動の鉛直変位 *z* の時間履歴を示す。この図よ り、周期 *T*は 2.86 s、連続した変位 *z*Nと *z*N+1 は それぞれ 0.0473 m と 0.0444 m であるので、*C*A と *C*D は 0.69 及び 1.16 と求められる。



Fig. 4.18 Time history of vertical displacement in free vibration in case of k = 2156 N/m



Fig. 4.19 Time history of vertical displacement in free vibration in case of k = 16464 N/m





Fig. 4.20は、*k* = 16464 N/m の場合の一様流中 の円柱に働く横力(鉛直な力)の時間履歴の一例 である。また、Fig. 4.21は、対応する円柱の鉛直 変位 *z* の時間履歴である。

Fig. 4.22は、Fig. 4.20に示した円柱に働く力の時 間履歴のフーリエ変換結果である。また、Fig. 4.23は、Fig. 4.21に示した円柱の鉛直変位 zの時 間履歴のフーリエ変換結果である。これらの図に は明らかに顕著な二つのピークが存在する。



Fig. 4.21 Time history of vertical displacement in uniform flow in case of k = 16464 N/m



Fig. 4.22 Fourier transform of transverse force in case of k = 16464 N/m



Fig. 4.23 Fourier transform of vertical displacement in case of k = 16464 N/m

Fig. 4.24は、k = 16464 N/m の場合の円柱の鉛 直変位 zのこれら顕著な周波数を、剥離周波数 f_s に対してプロットしたものである。Fig. 4.12と同 様、この図で菱形は最大のピークの周波数を、四 角は二番目のピークの周波数を示している。Fig. 4.12と同様、この図では明らかに二つの線が交差 している。一つは渦剥離周波数であり、もう一つ はこの構造物の固有振動数である。固有振動数 $m/2\pi$ は、(4.25)式より 0.35Hz と求められ、それ は自由振動試験で計測された値と正しく一致する。 そして確かにFig. 4.24中の一つの線は約 0.35Hz の一定値を示している。





一方、Fig. 4.25は、k = 4312 N/m の場合の円 柱の鉛直変位 zの顕著な周波数を、剥離周波数 f_s に対してプロットしたものである。この時、各剥 離周波数に対してピークは一つしか観察されなか った。またこの時、固有振動数 $n_1/2\pi$ は、(4.25) 式より 0.19~0.21Hz と求められ、それは自由振 動試験で計測された 0.18Hz に近い。よってこの 図は主に、剥離周波数と構造物の固有振動数との 交差の右側の図を示しており、そこではピークが 一つしかないのはFig. 4.12と同様である。しかし この図がFig. 4.12と違うのは、この図の中の点は ほぼ約 0.2Hz の一定値だが、わずかに右肩上がり になっているという点である。



Fig. 4.25 Frequencies of vertical displacement in case of k = 4312 N/m

この点を確認するために、この場合の円柱に働く 力の顕著な周波数を、剥離周波数 faに対してプロ ットしたものがFig. 4.26である。ここで、剥離周 波数が 0.4 までの点ではFig. 4.27のように顕著な ピークが明らかであるが、剥離周波数が 0.48 以上 の点ではFig. 4.28のように顕著なピークが明ら かでない事に注意されたい。



Fig. 4.26 Frequencies of vertical force in case of k = 4312 N/m



Fig. 4.27 Fourier transform of transverse force in case of $f_s = 0.4$ Hz



Fig. 4.28 Fourier transform of transverse force in case of $f_s = 0.48$ Hz

低レイノルズ数のFig. 4.11では、渦剥離周波数 と構造物の固有振動数の直線が交差している右側 でも、渦剥離周波数と構造物の固有振動数の直線 が存在しているのに対し、高レイノルズ数のFig. 4.26では構造物の固有振動数の直線しか存在しな いのは興味深い。また、Fig. 4.25及びFig. 4.26よ り、明らかにFig. 4.25の振動は、Fig. 4.26の力に よって生じている事が分かる。

Fig. 4.29は、k = 16464 N/m の場合の計算され た剥離周波数に対する、(4.27)及び(4.33)式を用い て推定された横力の振幅 pを示している。この図 で菱形は固有振動数を用いて推定した値を示して おり、四角は剥離周波数を用いて推定した値を示 している。 一方、Fig. 4.30は、k = 4312 N/m の場合の計算 された剥離周波数に対する推定された横力の振幅 pを示している。ここで、Fig. 4.25の各点は、Fig. 4.12と同様に固有振動数によるものとして推定を 行った。



Fig. 4.29 External force estimation in case of k = 16464 N/m



Fig. 4.30 External force estimation in case of k = 4312 N/m

Fig. 4.31には、k = 16464 N/m の場合に(4.34) 式から得られた揚力係数 C_L の推定値が、剥離周 波数 f_a と構造物の固有振動数 f_a の比に対して示さ れている。Fig. 4.29と同様に、菱形は固有振動数 を用いて推定した揚力係数 C_L を示しており、四 角は剥離周波数を用いて推定した C_L を示してい る。Fig. 4.14と同様この図においても、周波数比 がほぼ1、つまり剥離周波数が構造物の固有振動 数にほぼ等しい時、揚力係数は 0.025 と非常に小 さい。これより、この性質が径の大きさに依存し ない一般的なものであるという事が言える。また、 それを示すここで提示した推定法は有効なものと 言える。

一方、Fig. 4.32には、*k* = 4312 N/m の場合の 揚力係数 *C*_L の推定値が示されている。この場合 揚力係数は、振動数比が約 1.7 の時に約 1.8 の最 大値をとり、振動数比が 2.5 を超えるとほぼ零に なる事が分かる。



Fig. 4.31 Estimated lift coefficients in case of k = 16464 N/m



Fig. 4.32 Estimated lift coefficients in case of k = 4312 N/m

4.4.3 実験装置(水平自由型)

Fig. 4.33は、鉛直方向の運動も水平方向の運動 も自由にした自由振動試験装置の三面図である。 Fig. 4.16との違いは、Fig. 4.16のフレーム⑦が Fig. 4.33ではバネになっている点である。これに よって、円柱①は鉛直方向には点Aを中心に、水 平方向には点Bを中心に運動する。ここで、フレ ームの鉛直変位同様水平変位もレーザー変位計に よって計測される。

4.4.4 実験結果(水平自由型)

実験パラメータの値はそれぞれ、点 A 周りの I_0 = 744 kgm²、点 B 周りの I_B = 2492 kgm²、鉛直 方向のバネ定数 k = 4312 N/m 及び 16464 N/m、 それに対応する水平方向のバネ定数 k_H = 1117 N/m 及び 4253 N/m、 x_k = 0.6 m、 x_m = 1.2 m、 ρ = 1000 kg/m³、d = 0.2674 m、L = 5.4 m、U = 0.213 ~ 0.763 m/s である。 $C_A \ge C_D$ は、水平方向の運 動が拘束されている場合と等しいと仮定して 0.53 及び 1.12 を用いる。

Fig. 4.34は、k = 4312 N/m の場合の円柱の鉛直 変位 zの顕著な周波数を、剥離周波数 f_s に対して プロットしたものである。この時、水平方向の運 動が拘束されている場合のFig. 4.25と同様、各剥 離周波数に対してピークは一つしか観察されなか った。またこの時、固有振動数 m/2πは、(4.25) 式より 0.19~0.20Hz と求められ、それは自由振 動試験で計測された 0.23Hz に近い。よってこの 図は主に、剥離周波数と構造物の固有振動数との 交差の右側の図を示している点もFig. 4.25と同 様である。また、この図の中の点は約 0.2Hz のほ ぼ一定値であるが、わずかに右肩上がりになって いる点もFig. 4.25と同様である。



Fig. 4.33 Three orthographic views of test device (horizontal motion free)



Fig. 4.34 Frequencies of vertical displacement in case of k = 4312 N/m



Fig. 4.35 Estimated lift coefficients in case of k = 4312 N/m

Fig. 4.35には、水平方向の運動が拘束されている 場合のFig. 4.32と同様にして求めた、k = 4312N/m の場合の揚力係数 C_L の推定値が示されてい る。この場合揚力係数は、振動数比が約 1.4 の時 に約 1.5 の最大値をとる事が分かる。

4.4.5 表面粗度の影響

中水槽における VIV 実験では、円柱の表面の粗 度を変化させてその影響の検討も行った。

実験模型の直径 *D* は 0.2674[m]、長さ *L* は 5.348[m]である。この模型にFig. 4.36に示すよう に粗度シートを 2 種類作成し、表面粗度を変化さ せた。このときの粗度は *k/D*=1.939×10⁻⁴ と *k/D*=2.493×10⁻³ であり、これ以降は便宜的に粗 度が *k/D*=1.939×10⁻⁴ のものを、Rough #1、 *k/D*=2.493×10⁻³のものを Rough #2 と表現する。 また、粗度シートを貼っていないものを Smooth とする。



Fig. 4.36 Model of surface roughness 1 (upper) and 2 (lower)

実験は曳引車で模型を一定速度で曳引して行った。速度 Uは U =0.213~2.694[m/s]の範囲であり、これはレイノルズ数 Re (= UD/ν 、 ν :動粘性係数) =4.23×10⁴~5.35×10⁵に対応する。

また 4.4.2~4.4.4 節と同様にバネを用いて円柱 模型の拘束条件を両拘束、水平拘束、両非拘束の 3 種類に変更し、レーザー変位計を用いて VIV に よる円柱の挙動の計測を行った。

円柱の両方向の変位を拘束した実験の解析は次 のようにして行った。抗力係数 C_D は、計測した 流れの方向の抵抗を F_y 、模型の投影面積を A=D×L、流体密度を ρ として $C_D=2F_y/\rho AU^2$ から求め た。Fig. 4.37に抗力係数 C_D を示す。横軸は LogRe である。Rough #1 では、Smooth のグラフと比較 して、 C_D の落ち込みが若干早くなっているが、そ の後の C_D の値は約 0.5 と大きくなっている。 Rough #2 では、他の二つの傾向と大きく異なり 今回の計測範囲である Re=4.23×10⁴~5.35×10⁵ では C_D の値は約 0.9 となっている。これらの結 果は従来の円柱の定常流中の実験結果 ⁴⁾と比較し て、よく一致している。

次にバネを用いて円柱模型の拘束条件を変更し たものの結果を示す。本稿では、水平拘束したも のの実験結果を示す。Fig. 4.38は Rough #1 と Rough #2 の変位の RMS を比較したグラフである。





Fig. 4.38 RMS displacement

表面粗度の影響が明確に見て取れる。Rough #1 は Re= $9.51 \times 10^4 \sim 2.17 \times 10^5$ の広範囲で約 0.2[m] の値を取っているのに対し、 Rough #2 は Re= $8.44 \times 10^4 \sim 1.03 \times 10^5$ の狭い範囲でピークが あるのみである。

4.5 まとめ

この章では、一様流中に水平にある円柱の VIV について取り扱った。

4.2 節にあるように、構造物の運動方程式は非 線形で記述され、運動方程式の近似解は摂動法に より求められている。

4.3 節の実験結果より、構造物の振動には二つ の卓越した周波数があり、それぞれ剥離周波数と 構造物の固有振動数に対応していることが分かっ た。

VIV 中の横力(鉛直方向の力)、つまり揚力係 数は、最大ピーク周波数の鉛直変位の振幅より 4.2節の方法を用いて推定することが出来る。

二次元水槽の実験においても中水槽の実験にお いても、剥離周波数と構造物の固有振動数の比 f_s/f_nが1の時、つまり、剥離周波数が構造物の固 有振動数と同じ時には、揚力係数の値が非常に小 さくなる。

今後、4.3 節や 4.4 節のような実験を多数行い、 4.2 節の方法を用いれば、Fig. 4.14、Fig. 4.31、 Fig. 4.32、Fig. 4.35にあるような揚力係数の結果 を多数集めることが出来、それらをまとめればデ ータベースを作成することが出来る。

4章の参考文献

S. K.: The Theory and 1) Chakrabarti Practice of Hydrodynamics and Vibration, World Scientific, Singapore, (2002) 2) Larsen, C. M., Vikestad, K., Yttervik, R., and Passano, E.: Deep Water Analysis Tools - DEEPER、 Task 2.1 - part 1、 VIVANA - Theory Manual, MARINTEK Report No. 513102.21.01, Norwegian Marine Technology Research Institute, Norway, (2000) К. 、 and Wada 、 3) Kokubun \mathbf{Y} : Vortex-Induced Vibration of Horizontal Circular Cylinder in Uniform Flow , Proceedings of OMAE'04 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2004-51132, Vancouver, Canada, (2004)

4) Allen, D.W. et al, Surface Roughness Effects on Vortex-Induced Vibration of Cylindrical Structures at Critical and Supercritical Reynolds Numbers, 2001 Offshore Technology Conference, OTC13302, (2001)

5. 材料強度

5.1はじめに

本研究では、大水深ライザーの各種候補材料に つき、強度・比重・加工性・コスト等、様々な観 点からの比較検討を試みた。

候補材料としては、その豊富な使用実績から最 も信頼性が高いと思われる高張力鋼を筆頭に、優 れた比強度を有するチタン合金、ロシア等で盛ん に利用を提唱されているアルミニウム合金を採り 上げた。高張力鋼には、パイプ用の代表的な高張 力鋼である X80 鋼をはじめ、一般構造用鋼である SM490A や HT780 鋼も含めた。

比較する強度特性としては、全面破断によるラ イザー喪失という最悪のシナリオを避けるため、 疲労特性と衝撃引張特性に焦点を当てて検討を加 えた。疲労特性については、チタン合金を用いて 大気中・海水中およびカソード電位負荷時等、各 種条件における疲労き裂伝播特性を把握した。衝 撃引張特性については、まず5種類の材料(鋼× 2、チタン合金×1、アルミニウム合金×2)から 製作した丸棒試験片を用いて衝撃引張試験を実施 し、基礎的なデータを取得した。次に、4 種類の 材料(鋼×2、チタン合金×1、アルミニウム合金 ×1)を用いて中央にフランジ継手を模した段付 部を有するパイプ構造試験片を製作し、衝撃引張 試験および FE 解析を実施することにより、材 質・引張速度・応力集中係数の影響等について検 討した。

その他、超軽量材料である CFRP 製ライザー管の開発可能性についても検討し、鋼製コネクター との継手構造について実験的・解析的に考察した。

5.2 チタン合金の疲労き裂伝播特性

水深 4,000m 級の大水深ライザーでは、自重の 問題やハングオフ時の縦振動によるライザーの固 有周期と波周期との共振問題が懸念される 1)。こ れらの技術的課題を解決するには、大水深ライザ ー材料として比重が小さい材料を選択することが 有効であり、チタン合金、アルミニウム合金なら びに複合材料などの鋼(高張力鋼やステンレス鋼) 以外の材料の有効性についても評価する必要があ る。また、渦励起振動(VIV: Vortex-Induced Vibrations)やハングオフ時の縦振動等による動 的荷重や使用環境(海底から噴出する高温ガスや ライザー管と接触する他の金属との異種金属接触 腐食等を考慮)を考えると、大水深ライザー材料 については海水中ならびに高温および電気防食し た海水中かつ高引張平均応力下における疲労き裂 伝播特性を把握する必要がある。特に、比強度、

耐食性ならびにリサイクル性に優れたチタン合金 は、第二次世界大戦後、工業化された比較的新し い金属材料であり、これらに関する基礎的データ は十分に把握されているとは言えない。

そこで、ここではTi-6Al-4V合金を供試材とし、大 気中、海水中ならびにカソード電位を負荷した海 水中における疲労き裂伝播特性について検討した。

5.2.1 供試材および試験片形状

チタン合金を素材としたライザーには、一般に、 Ti-6Al-4V 系合金が用いられる。特に、ライザー 管には延性・破壊靱性を向上させた Ti-6Al-4V ELI 合金 (ASTM Grade 23) やさらに耐食性を向 上させた Ti-6Al-4V-Ru 合金(ASTM Grade 29) が用いられ、ドリルパイプには Ti-6Al-4V 合金 (ASTM Grade 5)が用いられる。しかしながら、 ライザー管に用いられる Ti-6Al-4V ELI 合金や Ti-6Al-4V-Ru 合金は特殊材料であり、一般に市場 に流通しておらず入手困難なことから、本研究で は Ti-6Al-4V 合金を供試材とした。その化学成分 ならびに機械的性質をTable 5.1に示す。なお、 Ti-6Al-4V 合金の引張強度ならびに疲労強度は、 造船用 TMCP 鋼(KA32 鋼:引張強度は約 500MPa)と比較して約2倍の強度を有している ^{2)、3)}。この供試材よりFig. 5.1に示す中央貫通切欠 付試験片を製作し、疲労き裂伝播試験に供した。 切欠長さは全長 10mm とし、直径 0.2mm のワイ ヤを使用して放電加工により付与した。なお、ロ ール方向は試験片長手方向とした。

Table5.1Chemical compositionandmechanical properties of Ti-6Al-4V alloy

Chemical Composition (%)								
Al	V	С	Fe	O ₂	N ₂	H ₂		
6.10	3.86	0.013	0.16	0.174	0.008	0.0013		
	Mechanical Properties							
Yield Str	ength (MPa) Tensil	Tensile Strength (MPa)		Elongation (%)			
	917		1058		15.2	2		

5.2.2 試験方法

本研究では、荷重容量300kNのフルデジタル制 御油圧サーボ試験機を使用し、一定振幅荷重下に おいて疲労き裂伝播試験を実施した。なお、試験 片は、油圧チャック部で試験機と電気的絶縁を行 い、試験片のみが独立した腐食系を形成するよう 配慮した。試験条件の一覧をTable 5.2に示す。試 験環境は次の4条件である。

①大気中(室温)
 ②海水中(液温25±1℃;自然電位)
 ③海水中(液温25±1℃;カソード電位負荷)
 ④海水中(液温80±1℃;カソード電位負荷)

①②では、疲労き裂伝播速度におよぼす応力比ならびに海水環境の影響について検討し、③④では疲労き裂伝播速度におよぼすカソード電位を負荷した影響について検討した。



Fig. 5.1 Specimen design of the centernotched plate specimen

Table 5.2 Test conditions

		Enviroment	Polarization Potential (V vs.SCE)	Stress Ratio	Load Amplitude (kN)	Frequency (Hz)
ŀ	1	In air, R.T.	-	0.1, 0.7		10
t	3	In SW(25°C) In SW(25°C)	-0.8 -1.2	0.7	19	0.17
L	(4)	In SW(80°C)	0.0, 1.2	0.7		

カソード電位負荷条件は、純チタンの水素吸収 におよぼすカソード分極時の電位の影響 4を参考 に適切と考えられる電位(-0.8V vs. SCE、 飽 和甘こう電極基準)と電位(-1.2V vs. SCE)の 2 種類を設定した。また、チタンが水素を吸収し て実際に材料の脆化が生じるのは、温度が 80℃以 上の場合が多いこと 5から④の条件についても試 験を実施した。

応力比(*R*)は、ライザー管の使用条件を考慮 し、高引張平均応力下である*R*=0.7とした。なお、 前述したように、①②では疲労き裂伝播速度にお よぼす応力比の影響を検討するため*R*=0.1の試験 も実施した。また、負荷振幅はすべての試験にお いて19kNとし、後述する疲労き裂成長曲線で直 接疲労き裂伝播速度の相違を議論できるよう配慮 した。繰り返し周波数は、腐食環境下において疲 労き裂伝播速度に影響をおよぼすため、海水中の 試験については波周期を考慮して0.17Hzに設定 した。なお、大気中の試験では10Hzとした。

Fig. 5.2には、②③④の海水中で実施した疲労 き裂伝播試験の概略図を示す。海水は、ASTM D 1142-52⁶⁾に準拠した金属腐食試験用の人工海水 を用いた(pH8.2)。また、海水の流量は20~ 30cc/secとし、試験槽の海水が1分間に2~3回 交換される流量とした。さらに、海水中の溶存酸 素濃度は、空気吹き込みによる空気飽和状態とし た。③④の試験のカソード電位負荷対象面は、試 験片表裏面の切欠を含む 5mm 幅の領域とし、そ の他の面は塗料を塗布し電気的絶縁を施した。ま た、白金電極は試験片の周囲を取り巻くように配 置し、塩橋は試験片裏面の切欠近傍に配置した。 き裂長さの測定には、直流電位差法を用いた。試 験に先立ち、大気中においてビーチマーク法によ りFig. 5.3に示すき裂長さ(試験片表裏面、t/4、 t/2、3t/4におけるき裂長さの平均値)と電位差の 関係を求め、この関係を較正曲線とした。なお、 直流電位差はアンプ増幅率 G=10⁴、通電電流 I=0.6A、検出端子間距離 L₀=10mm で測定した。



Fig. 5.2 Setup of the fatigue crack growth test in sea water



Fig. 5.3 Potential difference vs. crack length (calibration curve)

5.2.3 大気中ならびに海水中の疲労き裂伝播 特性

本項では、Table 5.2の①②の試験結果を基に疲 労き裂伝播速度におよぼす応力比ならびに海水環 境の影響について検討する。①②の試験で得られ た疲労き裂成長曲線 (a-N曲線) ならびに疲労き 裂伝播曲線 ($da/dN - \Delta K$ の関係) をそれぞれFig. 5.4ならびにFig. 5.5に示す。なお、Fig. 5.4では、 切欠の影響により疲労き裂伝播曲線が Paris 則 ⁷ に従わない区間 ($2a=10\sim14$ mm の区間)を除外、 すなわち、初期き裂長さ $2a_i \ge 14$ mm として示し た。また、Fig. 5.5には造船用 TMCP 鋼 (KA32 鋼) の大気中ならびに海水中における R=0.5の疲 労き裂伝播試験結果 ²も併記した。

図から分かるように、Ti-6Al-4V合金の疲労き裂 伝播速度におよぼす応力比の影響は顕著であった。 また、高張力鋼(KA36鋼)⁸⁾と比較した場合、応 力比の影響はTi-6Al-4V合金の方が顕著であった。 さらに、KA32鋼の疲労き裂伝播速度は大気中よ りも海水中の方が約2倍速くなるが、Ti-6Al-4V合 金では(社)日本材料学会疲労部門委員会の研究 成果9)と同様、大気中と海水中の疲労き裂伝播速 度の差は僅かであり、海水環境がき裂伝播特性に 及ぼす影響はKA32鋼よりもTi-6Al-4V合金の方 が小さいことが分かる。そして、Ti-6Al-4V合金の R=0.7における疲労き裂伝播速度は、KA32鋼の R=0.5の結果と比較して、大気中で約10倍、海水 中では約5倍の速さを示しており、Ti-6Al-4V合金 はKA32鋼よりも疲労き裂伝播速度が速いことが 確認された。

以上のことから、Ti-6Al-4V合金の平滑材は一般 的に優れた疲労強度を有するものの、き裂ならび に欠陥等が存在した場合には全疲労寿命のうち疲 労き裂伝播寿命がその大半を占めることになるの で注意を要することが分かる。



Fig. 5.5 d*a*/d*N* vs. ΔK for the tests of ① and ②

①②の試験後、低真空走査型電子顕微鏡 (LV·SEM)により破面観察を実施した一例をFig. 5.6に示す。図から分かるように、各応力比ともに 破面には大気中と海水中の相違は認められなかった。この結果からも疲労き裂伝播速度におよぼす 海水環境の影響がないものと考えられる。なお、 本報告では破面上の電着物の有無に主眼を置いた ため、後述するFig. 5.9と比較できるように低倍 率(×200倍)のSEM写真とした。



Fig. 5.4 Fatigue crack growth curves for the tests of ① and ② (*a*-*N* curves)



(c)試験②,海水中,R=0.1,2 a=20mm付近

(d)試驗②, 海水中, R=0.7, 2 a=20mm付近

Fig. 5.6 $\,$ Fracture surface observations for the tests of $\, (1 \,$ and $\, (2 \,$

5.2.4 カソード電位を負荷した海水中の疲労き 裂伝播特性

本項では、Table 5.2の③④の試験結果を基に疲 労き裂伝播速度におよぼすカソード電位の影響に ついて検討する。試験③④で得られた疲労き裂成 長曲線(*a-N*曲線)ならびに疲労き裂伝播曲線

 $(d_a/d_N - \Delta K$ の関係)をそれぞれFig. 5.7ならび にFig. 5.8に示す。なお、Fig. 5.7はFig. 5.4と同 様、初期き裂長さ $2a_i$ を14mmとして示し、試験② のR=0.7の結果も併記した。また、試験②の-1.2V(vs. SCE)の試験は試験期間が長期となったこ とからa=16mmで中断し、その後大気中で疲労破 断させた。

そのため、Fig. 5.8では、試験④の-1.2V (vs. SCE)の結果(■印)についてはき裂長さ*a*=14mm から15mmまでの平均的な疲労き裂伝播速度を算 出してプロットした。さらに、Fig. 5.8には、試 験②の*R*=0.7の結果ならびにFig. 5.5同様、造船用 TMCP鋼(KA32鋼)の海水中における*R*=0.5の疲 労き裂伝播試験結果²も併記した。

図から分かるように、海水温度が25℃の場合に は、Varisらの結果¹⁰⁾と同様、カソード電位が卑 の場合の方が疲労き裂伝播速度はわずかに遅延し、 海水温度が80℃の場合には顕著な遅延効果が認 められた。また、-0.8V(vs. SCE)のカソード 電位を負荷した海水中において、本研究の試験条 件では、海水温度にほとんど関係なく、疲労き裂 伝播速度におよぼすカソード電位を負荷した影響 もほとんど認められなかった。さらに、-1.2V(vs. SCE)のカソード電位を負荷した海水中において は、海水温度が高い場合の方が疲労き裂伝播速度 は遅くなり、より延命効果が確認された。

Fig. 5.9には③④の試験後、LV-SEMにより破面観 察を実施した一例を示す。図から分かるように、

-0.8V (vs. SCE) のカソード電位を負荷した試 験結果は、Fig. 5.6に示した大気中ならびに海水 中で得られた結果とほぼ同様の破面を呈しており、 この結果からも-0.8V (vs. SCE) のカソード電 位を負荷した場合には疲労き裂伝播速度に影響を およぼさないものと推察される。また、-1.2V(vs. SCE) のカソード電位を負荷した試験の結果につ いては、海水温度が25℃の場合には電着物 (CaCO₃) が破面に点在し、海水温度が80℃の場 合には電着物 (Mg(OH)₂) が破面一面に観察され た。なお、上記の電着物は、エネルギ分散分析シ ステム付きのLV-SEMを用いて各元素の特性X線 像としてマッピングし、物質を同定した結果であ る。したがって、-1.2V(vs. SCE) のカソード 電位を負荷した場合、海水温度が25℃の場合には、 水素の拡散速度が遅く、材料全体が脆化しないた め疲労き裂伝播速度には加速効果は現れず、電着 物のくさび効果により遅くなる傾向(寿命全体で 約2割延命)が認められたものと考えられる。こ の傾向は、疲労き裂伝播速度が遅い領域で特に顕 著であった。



Fig. 5.7 Fatigue crack growth curves for the tests of 3 and 4 (*a*-*N* curves)



5.6 ualur vs. 2A for the te

(4)



Fig. 5.9 Fracture surface observations for tests of $\ensuremath{\mathfrak{G}}$ and $\ensuremath{\mathfrak{G}}$

また、海水温度が80℃の場合には、水素の拡散 速度が速く、材料全体が脆化するため疲労き裂伝 播速度に加速効果が現れる可能性も考えられた。 しかしながら、本試験条件では多量の電着物が析 出し、加速効果以上に疲労き裂面に形成された電 着物のくさび効果による遅延効果が顕著に現れた。 その結果、海水温度が25℃の場合よりさらに疲労 き裂伝播速度が遅くなる傾向が認められたものと 考えられる。また、その疲労き裂伝播速度は、Fig. 5.8から分かるように、KA32 鋼の海水中での R=0.5 とほぼ同等の速度であった。なお、本研究 では、前述したようにこの試験は a=16mm 以降、 大気中で疲労破断させたが、この区間要した繰り 返し数は試験①(R=0.7)のそれと比較して約 1/10 となり、材料の脆化による疲労き裂伝播速度の加 速効果が現れることを確認したが、これについて は今後の検討課題としたい。

5.2.5 結論

Ti-6Al-4V合金について、大水深ライザー材料と しての有効性を確認するため、大気中、海水中な らびにカソード電位を負荷した海水中における疲 労き裂伝播特性を検討した結果、以下の結論が得 られた。

- (1)Ti-6Al-4V合金は海水中において優れた耐食 性を有し、疲労き裂伝播速度におよぼす海水環 境の影響はほとんど認められない。
- (2) 疲労き裂伝播速度におよぼす応力比の影響 は顕著である。
- (3)応力比R=0.7の疲労き裂伝播速度は、高張 力鋼(KA32鋼、R=0.5)と比較して、大気中で 約10倍、海水中で約5倍の速さであることを確 認した。
- (4)本研究での試験条件において、-0.8V (vs. SCE)のカソード電位を負荷した海水中では、 疲労き裂伝播速度におよぼすカソード電位を負 荷した影響はほとんど認められない。
- (5)本研究での試験条件において、-1.2V (vs. SCE)のカソード電位を負荷した海水中では、 疲労き裂面に電着物が析出し、くさび効果によ り疲労き裂伝播速度に遅延効果が認められる。 また、電着物は海水温度25℃の場合よりも80℃ の場合の方が多量に析出し、その遅延効果は顕 著である。

<5.2節の参考文献>

 高川、田村、平成16年度海技研研究発表会講演 集、(平16-7)、115-120.

2)小林ほか4名、日造論、183号(平10-6)、 383-390. 3) (株) 神戸製鋼所HP、チタンの性質、URL http://www.kobelco.co.jp/titan/feature.htm.

4)日刊工業新聞社、チタンの加工技術、(平4)、218.

5) 腐食防食協会、第34回技術セミナー資料、非鉄 金属材料の防食技術の現状、(平16-2)、25-34.
6) ASTM D 1142-52、 ASTM Annual Book、

7) P.C. Paris and F. Erdogan, ASME J. Basic Eng., 85 (1963), 528.

8) 豊貞、丹羽、山口、日造論、176号(平6-12)、 439-446.

9) (社) 日本材料学会疲労部門委員会、(a+8)
 型チタン合金の組織、静機械的性質と疲労強度、(1994).

10) P. Varis and I. Aho-Mantila, Corrosion fatigue of titanium in sea water under cathodic polarization, VTT Publications 91, VTT, Espoo, Finland, (1992).

11) 丹羽、田中、高橋、田村、日本マリンエンジ ニアリング学会誌、第41巻、第2号(平18-3)、
146-151.

5.3 各種材料の衝撃引張特性

(1964)

稼働海域の最大水深が 4000m にもおよぶ大水深 ライザーの材料としては、その強度特性、加工性、 コスト等の観点から、現在、様々な候補材料が比較 検討されている。本研究では、その中でも代表的な 数種類の材料(一般構造用鋼、高張力鋼、チタン合 金、アルミニウム合金)を供試材として丸棒試験片 およびパイプ構造試験片を製作し、これらを用いて 高速衝撃引張試験を行う事により破壊形態や衝撃 引張特性を把握し、将来的な最適材料選定のための 基礎データを取得する事を目的とした。

5.3.1 丸棒試験片を用いた衝撃引張試験

(a) 供試材および試験片

丸棒試験片の供試材は、SM490A鋼、X80鋼、チ タン合金Ti-6Al-4V、アルミニウム合金A5083P-O およびA2024-T351の5種類である。試験片は直径 12 mmの平行部付き丸棒試験片で、その形状寸法 はFig. 5.10に示す通りである。



Fig. 5.10 Design of the round-bar specimen

(b) 試驗方法

衝撃引張試験には、大阪大学 接合科学研究所の 超高速衝撃構造性能評価システムを用いた。引張 速度は、高速側 1.2 m/sec、低速側 1 cm/sec の 2 通りとし、収集データは荷重および変位の他、試 験片に貼付した歪ゲージによる歪計測値である。

(c) 試験結果

材料および引張速度による破壊吸収エネルギー の差異を、Fig. 5.11にまとめて示す。低速側・高 速側共に、SM490Aの吸収エネルギーが最も大き い。Ti-6Al-4V 合金の結果を見ると、低速側の吸 収エネルギーは SM490A とほぼ同等だが、高速側 の吸収エネルギーは SM490A の場合とは逆に低 下していることが分かる。



Fig. 5.11 Comparisons of absorbed energy for the round-bar specimens

5.3.2 パイプ構造試験片を用いた衝撃引張試験

代表的な4種類の材料(一般構造用鋼、高張力 鋼、チタン合金、アルミニウム合金)を供試材と して、ライザーのフランジ継手部を模したパイプ 構造試験片を製作し、高速衝撃引張試験を行った。

(a) 供試材及び試験片

供試材は、SM490A 鋼、HT780 鋼、チタン合 金 Ti-6Al-4V、Al-Mg 系合金 A5083-O の 4 種類で ある。試験片は、中央部に段付き部を有するパイ プ構造試験片で、その形状寸法はFig. 5.12に示す 通りである。





段付き部根元の R については、応力集中係数の 影響を見るため、Fig. 5.12の通り 2 mm のものと、 これとは別に 10 mm のものとを用意した。汎用 構造解析コード MARC を用いて、軸対称モデル による弾性有限要素解析 (FEA) を行ったところ、 R=2 mm の場合の弾性応力集中係数 *Kt*の値は約 1.5 で、R=10 mm の場合は応力集中が殆どみられ ず、*Kt*の値はほぼ 1 であった。

(b) 試験方法

衝撃引張試験には、大阪大学接合科学研究所の 超高速衝撃構造性能評価システムを用い、試験片 破断時の模様は高速ビデオカメラにより撮影した。 引張速度は、高速側1m/sec、低速側1cm/secの 2 通りとし、試験中は荷重及びクロスヘッド変位 データの他、試験片各所に適宜貼付した歪ゲージ による歪データを計測した。

試験機にパイプ構造試験片を装着したときの様 子を、Fig. 5.13に示す。



Fig. 5.13 Setup of the pipe structure specimen test

(c) 試験結果及び考察

材料が4種類、段付き部Rが2種類、引張速度 が2通りで、合計16本の試験片につき、高速引 張試験を実施した。その結果、材料や試験条件に よって様々に異なる破壊形態を示すことが判明し

た。R=2 mm、引張速度 1m/sec の場合について、 衝撃破壊後の試験片マクロ写真をFig. 5.14 (a)~ (d)に示す。(a)の SM490A 鋼は、4 種の材料のう ちで最大の塑性変形を示した後、段付き部からは 数 10 mm 離れた位置でパイプが大きく絞れ、破 断に至った。(b)の HT780 鋼は余り絞れることな く、その破断面はパイプ中心軸に対して大きく傾 いており、段付き部近傍を破壊起点とするせん断 破壊を示唆するものとなっている。 (c)の Ti-6Al-4V 合金は殆ど塑性変形せず、脆性的な破 壊形態となっており、衝撃破壊時には激しい音響 とともに破断し、破断直後は破面から煙が上がる 程の温度上昇が見られた。(d)の A5083-O 材は FEA の結果通り、段付き部根元の応力集中部から 破壊しており、これは引張速度 1cm/sec の場合や R=10 mm の場合も同様であった。何故 A5083-0 材だけが段付き部根元で破壊したのかは今のとこ ろ不明である。材質によって破壊形態が異なる原 因としては、引張強さ、降伏強さ、伸び(絞り)、 衝撃強さ等、種々の要因が考えられるが、破面観 察や破壊時データ(荷重、変位、歪等)の解析を 通して、更なる検討が必要と思われる。



(a) SM490A steel



(c) Ti-6Al-4V alloy



(b) HT780 steel



(d) A5083-O alloy

Fig. 5.14 Macroscopic observations of the pipe structure specimens after failure (R=2 mm, tension speed=1 m/sec)



Fig. 5.15 Comparisons of absorbed energy for the pipe structure specimens

次にFig. 5.15は、試験した 16 条件すべてにつ いて、破壊吸収エネルギーを比較したものである。 ここで、吸収エネルギーは、荷重-変位(クロス ヘッド変位)曲線を積分することにより算出した。

HT780鋼とTi-6Al-4V合金の吸収エネルギーを 比べると、全般にTi-6Al-4V合金の方が上回って いるが、R=10 mmの高速引張ではほぼ同等とな っており、HT780鋼では応力集中の低減が高速引 張特性の向上に有効であることが分かる。応力集 中低減による同様の改善効果は SM490A 鋼でも 見られるが、Ti-6Al-4V合金やA5083-O材では殆 ど見られないか逆効果になっており、実際の設計 時には注意を要する。

(d) 材料の得失評価 -まとめ-

パイプ構造試験片に使用した4種類の材料につ き、5.2節の結果も併せて、様々な観点から得失 評価した結果を、Table 5.3に示す^{1),2)}。評価項 目は、引張強度、比強度、衝撃引張特性、海水中 疲労き裂伝播特性、コストの5項目とし、各項目 で最も優れた材料を20点満点とし、各特性値に 応じて得点を比例配分(コストは逆比例配分)し た。これを見ると、2種類の鋼はいずれもバラン ス良く得点しているが、3000mを超えるような大 水深ライザーということになると SM490A 鋼の 比強度はかなり不利であると言わざるを得ず、強 度的にはやはり HT780 鋼レベルの材料が必要と なろう。

また、高張力鋼を用いる場合には、応力集中を 低減して衝撃引張特性を向上させるという設計上 の配慮が重要である。Ti-6Al-4V 合金は、海水中 疲労き裂伝播特性とコストの2項目で大きく減点 されているが、その他の特性は非常に優れている。 特に比強度が優れていることは大きな魅力であり、 海象や稼働期間の関係で繰り返し荷重による疲労 が特に問題とならない場合や、建造時の予算に余 裕があって塗装等のメンテナンスにあまり手間を かけたくない場合等には有力な候補材料となろう。 A5083-O 材は大水深ライザーに用いるには強度 不足と言え、アルミ合金を用いる場合にはより強 度を高めた材料を選ぶ必要がある。

Table	5.3	Merits	and	demerits	of	$_{\rm the}$
materi	als for	the pipe	struct	ure specim	ens	

	SM490A鋼	HT780鋼	Ti-6Al-4V	A5083-O
引張強度 (MPa)	563	795	955	353
引張強度 得点	12	17	20	7
比重	7.8	7.8	4.5	2.7
比強度 (MPa)	72	102	212	131
比強度 得点	7	10	20	12
衝撃引張破壊時 吸収エネルキ [*] ー(kJ) Kt=1.5	3.86	2.01	3.22	1.12
衝撃引張破壊時 吸収エネルキ [*] ー(kJ) Kt=1.0	4.44	2.85	2.76	0.88
衝撃引張破壊時 吸収エネルキ [*] ー(kJ) 平均値	4.15	2.43	2.99	1.00
衝撃引張特性 得点	20	12	14	5
海水中疲労き裂 伝播特性 得点	20	20	4	2
試験片1本当たり 材料費(円)	4420	4080	55675	6774
コスト 得点	18	20	1	12
総合得点 (満点=100)	77.1	78.0	59.9	38.6

<5.3節の参考文献>

- 1) 例えば、Pat L. Mangonon et al.: The Principle of Materials Selection for Engineering Design、 Prentice- Hall (1999).
- 例えば、ロルフ/バーソム:構造物における破壊と疲労の防止(培風館)(1981).

5.4 CFRP製ライザー管の開発

大水深でライザー掘削を行うには多くの技術的 課題が残されている。そのうち重要と考えられる のがライザー管の軽量化および軸方向の高剛性化 である。水深が大きくなると、鋼製ライザー管の 場合重量の増加および軸剛性の低下のため、ライ ザー管が防噴装置から切り離されたとき(ハング オフ時)に浮体のヒーブとの同調が発生し、動的 挙動が悪化する。これに対し、CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastic)は鋼に較べ高い比強度 および比剛性があり、軽量化および高剛性化が望 める。 CFRP 製ライザー管の継手構造の研究として、 国内では、ライザー管端部に位置する卵状の膨ら みをもつ鋼製コネクターと CFRP 製管との継手の 引張強度、内圧に対する強度および疲労強度の検 討^{1)、2)}、同継手構造の破壊強度の検討³⁾がある。 また、海外では、端部金属コネクターと CFRP 製 管との継手にかみ合う複数の山を設けた構造(多 重トラップロック構造)の設計に関する研究⁴⁾お よび同継手構造の設計、製造、評価に関する研究⁵⁾がある。しかしながら、多重トラップロック構 造の設計や製造法の詳細はあまり記されてなく、 設計コンセプトも明らかでない。

本研究では、多重トラップロック構造をもつ CFRP 製ライザー管の設計コンセプトの明確化お よび 4000m 水深に耐え得る CFRP 製ライザー管 の構造について検討した。類似の構造をもつジャ ッキアップリグ用脚固定装置に関する一連の研究 成果 ®を参考にして多重トラップロック構造をも っ CFRP ライザーの試設計を行い、実験模型を製 作して模型実験を行い、それらの結果を比較検討 した結果について以下に述べる。

5.4.1 模型の形状寸法および模型実験

Fig. 5.16に模型の形状寸法を示す。ライザー管 模型の内径は実機鋼製ライザー管の 1/5 程度、ラ イザー管長さは端部の影響が無視しうる最小の長 さとして管直径の3倍程度とした。模型実験は海 上技術安全研究所の電気-油圧サーボ式疲労試験 機(動的容量 1000kN)を利用して行った。実験 状況をFig. 5.17に示す。





Fig. 5.17 Setup of the model test



Fig. 5.18 Load vs. relative displacement

Fig. 5.18 は、CFRP 製管中心部 200mm 間隔の 点の相対変位および継手構造部を含む 700mm 離 れた点の相対変位の実験値と計算値を示している。 継手構造部を含む相対変位の実験値は、荷重約 30kN までの非線形性が強い。これは、接触部の 機械的ななじみにより発生したと考えられる。荷 重が約 200kN を超えてからの非線形性は CFRP 内部の損傷と関係していると考えられる。CFRP 製管中心部における相対変位の実験値と計算値は 良い対応を示しており、継手構造部を含む相対変 位に関しては、構造の複雑さを考慮すると、実験 値と計算値は良い一致を示しているといえる。

5.4.2 有限要素解析

CFRP 製ライザー管においては、鋼製コネクタ ーと CFRP 管の継手構造部の応力分布および挙動 が重要となる。そこで、汎用有限要素解析コード MARC による有限要素解析を行った。荷重が 220.6kN のときの 1~3 番目の鋼と CFRP の山を 含む軸方向応力分布および周方向応力分布の解析 結果を、Fig.5.19 に示す。図から鋼と CFRP の山 の接触状況がわかる。また、仮定した亀裂が進展 していることおよびヘリカル層が軸方向応力を負 担しフープ層が周方向応力を負担していることが みてとれる。



(b) Circumferential stress

Fig. 5.19 Axial and circumferential stress distributions

5.4.3 結論

多重トラップロック構造をもつCFRP 製ライザ ー管の設計コンセプトの明確化および 4000m 水 深用 CFRP 製ライザー管の開発のため、CFRP 製 ライザー管の模型試験および有限要素解析を行っ た結果、以下の結論が得られた。

(1)有限要素解析の結果は模型試験結果と良く対応しており、CFRP製管と金属コネクターとの複雑な継手構造をもつCFRP製ライザー管の応力分布や挙動の推定に有効であった。

(2) CFRP製ライザー管の強度確保にはCFRP 製管と金属コネクターの継手構造部の詳細設計 および適切な補強方法の選択が重要である。

<5.4節の参考文献>

1) 今北明彦、永田一成、石田成幹、松下久雄: CFRP製パイプ構造の強度特性、三井造船技報 No.164 (1998).

 2) 今北明彦、松下久雄: CFRP製パイプ構造の強 度特性(第2報)、三井造船技報No.168 (1999).

3) 北裕史: 複合材料製ライザー管継手の破壊シミ ュレーション、東京大学工学部環境海洋工学専攻 修士論文 (1999).

4) M. M. Salama, J. Murari, D. D. Baldwin,

O. Jahnsen and T. Meland: Design Consideration for Composite Drilling Riser, OTC (1999).

5) D. B. Johnson, D. D. Baldwin and J. R.

Long: Mechanical Performance of Composite Production Risers, OTC(1999).

6) 例えば、渡辺喜保: ジャッキアップリグの脚固 定装置の設計について、日造論、174号(1993)、 767-775.

7) 渡辺、 安藤、 鈴木、 稲崎: CFRP製ライザ 一管の継手構造に関する研究、日造論、195号 (2004)、 271-281.

5.5 まとめ

材料・構造に関しては、大水深ライザーの各種 候補材料につき、疲労き裂伝播特性と衝撃引張特 性に重点をおいて検討し、比強度・コスト等も含 めた5つの項目で得失評価を行った。その結果、 検討項目すべてにわたり最もバランス良く得点し た最適材料として、HT780 鋼クラスの高張力鋼を 選定した。一方、疲労やコストがそれ程問題とな らないような場合には、その他の強度特性に優れ たTi-6Al-4V 合金も有力な候補材料であるという 事ができる。

その他、超軽量材料である CFRP を用いた大水 深ライザー開発の可能性についても実験・解析の 両面から検討したが、CFRP 製管と金属コネクタ ーの継手構造部の詳細設計や適切な補強方法の確 立、強度に及ぼす寸法効果の把握、疲労強度面か らの検討等、今後に残された課題は多い。

6. VIV 挙動の予測

6.1 挙動予測

VIVを考慮したライザーの挙動予測はこれまで にも多くの研究がなされている。Chakrabarti ら によって、ライザーのエレメントの水平変位を表 す運動方程式は、軸方向の張力と曲げモーメント、 ライザーの慣性力、および外部流体から受ける流 体力で表現できることが示されている。この運動 方程式の流体力項については、VIV を含む流体力 が支配的となることから、モリソン式、あるいは ナビエ・ストークス方程式を直接解く方法 (CFD) を用いて推定するのが一般的である。Fig. 6.1に 計算手法を分類したものを示す。 CFD は近年のコ ンピュータの発達に伴い注目されている手法であ るが、石油開発を目的とした 2000m、3000m 級 のライザーの計算を行うためには膨大な計算時間 が必要となるため、実用段階とは言い難い。そこ で本研究では比較的単純な計算で良い結果を生む ことで知られているモリソン式を基にした手法を 用いて、ライザーの挙動予測を行った。

6.1.1 解析概要

モリソン型の式を基本とし、VIV による Transverse 方向の運動を表現することが可能な Bearman モデル¹⁾を用いて挙動予測を行った。数 値解析はライザーを高さ方向に小さなコラムにわ け、個々のコラムには流体力が二次元流れとして 加わると仮定している。また構造解析では軸方向 の変位を無視し、線形解析を行っている。ただし ライザー管にはトップテンションを非線形の剛性 として加えている。Fig. 6.2に計算モデルの概念 図を示す。



Fig. 6.1 Sorting the calculation methods



Fig. 6.2 Schematic diagram

6.1.2 ライザー管に働く流体力

座標系は In-line 方向を *X*、Transverse 方向を *Y*方向とする。またライザー管に作用する外力 (潮流及び波)及び浮体動揺の方向は *X*方向と仮 定する。*u*は波による流れの速度である。



<u>In-line 方向</u>

モリソン方程式の相対速度モデルに基づき、波 と潮流中でのライザー管の単位長さの流体力は次 のとおりである。

$$F_{x} = A_{I}\dot{u} + C_{A}A_{I}(\dot{u} - \ddot{x}) + C_{D}A_{D}|u + U_{C} - \dot{x}|(u + U_{C} - \dot{x})$$
(6.1)

$$A_I = \pi D^2 \rho_0 / 4, \qquad A_D = 1/2 \rho_0 D$$
 (6.2)

ここで、 \dot{x} と \ddot{x} はライザー構造の In-line 方向 の速度及び加速度、uと \dot{u} は波による水粒子の速 度及び加速度、 U_c は潮流の速度であり、 ρ_0 は海 水の密度である。Dはライザー管の外径である。 C_M は慣性係数であり、 $C_A = C_M - 1$ は付加質量係

数、 C_D は抗力係数である。

<u>Transverse</u>方向

Uを振動流の瞬間速度とすると、剥離周波数 f_s

の瞬間的な値はストローハル数 (S_t) を用いて

 $|U|S_t/D$ と表すことができる。

本論では剥離周波数を評価するための代表速度 を、流れの各半周期における瞬間速度の平均とし て(6.3)式のように与える。

$$\bar{f}_{s} = \frac{\left|\overline{U}\right|S_{t}}{D} \quad \text{tril} \quad \overline{U} = \frac{\int_{o}^{t} U dt}{t} \tag{6.3}$$

ここで分子の積分範囲は流れの各半周期とし、 *U*の正の半周期と負の半周期の両方を評価する。 絶対値記号は、代表速度が負の場合でも剥離周波 数が正値をとることを意味する。

次に剥離周波数を用いて、渦放出によって円柱 に働く単位長さの揚力を次のように表す。

$$F_{t(t)} = \frac{1}{2} \rho U^2 D \overline{C}_L \cos\left(2\pi \overline{f}_s t + \varphi\right)$$
(6.4)

ただし \overline{C}_L は揚力係数の最大値の平均、arphiは揚

力の位相であり、そして ρ は流体密度である。単 純化のため、本論では揚力の位相は考慮していな い。

transverse 方向の流体力は

$$F_{y} = F_{VIV} - C_{D} A_{D} |V_{r}| \dot{y} - C_{A} A_{I} \ddot{y}$$
fluid reaction
(6.5)

$$F_{VIV} = \frac{1}{2} \rho \left(u - \dot{x} + U_c \right)^2 D \overline{C}_L \cos \left(2\pi \overline{f}_s t + \varphi \right)$$
(6.6)

は剥離渦による transverse 方向の流体力を示す。

まとめると、Bearman モデルはライザー管単位 長さの流体力を、ベクトルにより次のように公式

化したものである。

$$\vec{F}_{r} = C_{M} A_{I} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{F}_{VIV} + C_{D} A_{D} \left| \vec{V}_{r} \right| \vec{V}_{r} - C_{A} A_{I} \left(\vec{\ddot{x}} + \vec{\ddot{y}} \right)$$
and
$$\left| \vec{F}_{r} \right| = \sqrt{F_{x}^{2} + F_{y}^{2}}$$
(6.7)

ただし、

(Inline方向):

$$F_{x} = C_{M}A_{I}\frac{\partial u}{\partial t} + C_{D}A_{D}|V_{r}|(u - \dot{x} + U_{c}) - C_{A}A_{I}\ddot{x} \quad (6.8)$$

(Transverse方向):

$$F_{y} = F_{VIV} - C_{D} A_{D} |V_{r}| \dot{y} - C_{A} A_{I} \ddot{y}$$
fluid reaction
(6.9)

ただし F_{VIV} は(6.6)式で定義された渦力である。

以上が Bearman モデルの簡略な説明であるが、 実は、このモデルはレイノルズ数の影響を考慮し ておらず、 $C_p = 1.0$ をライザーの高さ方向にも一 定として使用している。しかし、ライザーの動的 影響を考慮するためには、抗力係数と時間的に変

影響を考慮するためには、抗力係数と時間的に変 化するレイノルズ数を対応させるべきである。レ イノルズ数は(6.10)式で与えられる。

$$\operatorname{Re} = \frac{D\overline{U}_{\operatorname{Re}}}{v} \tag{6.10}$$

ただしDは円柱直径、 \overline{U}_{Re} は代表流速、 ν は水の動粘性係数である。

ここで \overline{U}_{Re} の代表流速を

$$\overline{U}_{\text{Re}} = \frac{\int_{t_0}^{t} Udt}{t - t_0} \tag{6.11}$$

と定義する。Uは相対流速 $(u - \dot{x} + U_c)$ であり、

 $t は t_0$ からの時刻、 t_0 は相対速度が潮流の速度と

大きさが等しくなる時刻である。つまりある定常 な潮流の流速を中心に相対流速が増減する流れの 場合、相対速度=0を時間軸の原点とし、そこから の平均速度をレイノルズ数の代表速度とする。

Fig. 6.4に Sarpkaya による円柱の各レイノル ズ数における抗力係数の図を示す。この関係を用 いて時々刻々の抗力係数の変化に対応している。



また、Fig.6.5 に池田や E.D.Obasaju、 P.W. Bearman and J.M.R. Graham 等のデータから求めた、静水中で強制加振させた円柱に作用する平均揚力のグラフを示す。図中の 2n (3n, 4n) は、1 周期中にちょうど 2 (3, 4) 対の渦放出が起こる Kc 数の値を示している。

本計算ではまず、一定の流体力係数を入れて運動を計算する。次に強制振動方向の振動振幅の計算値から Kc 数を求める。その Kc 数に対応する揚 力係数を Fig.6.5 から求め、ライザー管の運動を 再計算する。以上の手順により時々刻々の揚力係 数の変動に対応した。





6.2 Inline と Transverse の相互影響

Bearmanの式は運動が Inline と Transverse で 独立しているが、実際には Transverse の振動も In-line に影響を及ぼすと考えられる。そこでより 精度よく計算すべく、(6.8)式と(6.9)式を以下のよ うに修正し、相互関係を考慮する必要がある。

$$|V_r| = \sqrt{(u + U_c - \dot{x})^2 + \dot{y}^2}$$
 (6.12)

$$F_{VIV_{-x}} = \frac{1}{2} \rho \left(\dot{y}^2 \right) D \overline{C}_L \cos \left(2 \pi \bar{f}_s t' \right)$$
(6.13)

$$F_{VIV-y} = \frac{1}{2} \rho (u + U_c - \dot{x})^2 D \overline{C}_L \cos(2\pi \bar{f}_s t')$$
(6.14)

$$F_{x} = F_{VIV-x} + C_{M}A_{i}\frac{\partial u}{\partial t}$$

$$+ C_{D}A_{D}|V_{r}|(u+U_{c}-\dot{x}) - C_{A}A_{i}\ddot{x}$$
(6.15)

$$F_{y} = F_{VIV-y} + C_{D}A_{D}|V_{r}|(-\dot{y}) - C_{A}A_{i}\ddot{y}$$
(6.16)

6.3 有限要素法による弾性構造解析 6.3.1 基本仮定

仮想仕事の原理



Fig. 6.6 Coordinate system of FEM

定式化は仮想仕事の原理に基づいて 3 次元問題 について行う。座標系は Fig.6.6 のように選ぶ。 全体座標系を *O-XYZ* とし時刻 *t* の部材座標系を *o-xyz* とする。時刻 *t* における諸量は記号の左側 に付けた下指標 *t* で表し、時間増分 Δt 後の状態を *t* + Δt の下指標で表す。また時刻 *t* から *t* + Δt へ の変位、速度、加速度等の増分量を Δ により表す こととする。Updated Lagrangian の立場では、 時刻 *t* における変形形状を初期形状と見なし、こ こからの増分変位を新たに生じた変位として議論 を進める。そのため弾性体の場合は初期形状に関 する情報は唯一構造に生じている内力となる。

まず、時刻 $t + \Delta t$ における内力の仮想仕事は時

刻 $t + \Delta t$ に生じている応力 $_{t+\Delta t}\sigma_{ii}$ と仮想歪

 $_{t+\Delta t}\delta e_{ij}$ を用いて次式で表される。

$$\iiint_{V}_{t+\Delta t} \sigma_{ij \ t+\Delta t} \, \delta e_{ij} \, dV \tag{6.17}$$

ここに下指標に関する総和規約を用い、積分は 時刻 $t + \Delta t$ における部材領域Vに関する体積積 分である。ここで仮想歪 $_{t+\Delta t} \delta e_{ij}$ を線形成分 $_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij}$ と非線形成分 $_{t+\Delta t} \delta \eta_{ij}$ に分け、応力を時刻 tに生じている応力 $_t \sigma_{ij}$ とそこからの増分 $\Delta \sigma_{ij}$ の和に分ける。系が線形弾性体であるとすると、 歪み-応力関係は定数 C_{ijkl} となり、応力増分 $\Delta \sigma_{ij}$ は線形歪および非線形歪の時刻tから時刻 $t + \Delta t$ への増分 $\Delta \varepsilon_{kl}$ 、 $\Delta \eta_{kl}$ を用いて表すことができる。 時刻 $t + \Delta t$ における内力の仮想仕事は次式で表さ れる。

$$\iiint\limits_{V} \Big({}_{t+\Delta t} \,\delta \varepsilon_{ij} + {}_{t+\Delta t} \,\delta \eta_{ij} \Big) \Big|_{t} \,\sigma_{ij} + C_{ijkl} \big(\Delta \varepsilon_{kl} + \Delta \eta_{kl} \big) \Big|_{t} dV$$

時刻 t から $t + \Delta t$ への歪増分が微少であるとすると、応力増分のうち二次の微少項は無視できる。内力の仮想仕事はさらに次式のように書き直すことができる。

$$\iiint_{V} \Big(_{t+\Delta t} \,\delta \varepsilon_{ij} +_{t+\Delta t} \,\delta \eta_{ij} \Big) \Big(_{t} \,\sigma_{ij} + C_{ijkl} \Delta \varepsilon_{kl} \Big) dV \qquad (6.19)$$

さらに、
$$_{t+\Delta t} \delta \eta_{ij}$$
は $_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij}$ に比べ微少であり、

 $C_{ijkl}\Delta \varepsilon_{kl}$ は $_{l}\sigma_{ij}$ に比べ微少であるから高次の微少 項

 $_{t+\Delta t}\delta\eta_{ij}C_{ijkl}\Delta\varepsilon_{kl}$ を無視して次式が得られる。

$$\iiint_{V} \left\{ \left(_{t+\Delta t} \, \delta \varepsilon_{ij} + _{t+\Delta t} \, \delta \eta_{ij} \right)_{t} \sigma_{ij} + _{t+\Delta t} \, \delta \varepsilon_{ij} C_{ijkl} \Delta \varepsilon_{kl} \right\} dV \, (6.20)$$

以上より二次の項まで考慮した仮想仕事が得ら れた。

次に外力の仮想仕事を考える。構造に働く外力 は物体力と表面力に分けられる。物体力の仮想仕 事は部材領域 V に関する積分として次式で表さ れる。

$$\iiint_{V^{t+\Delta t}} f_{bi\,t+\Delta t} \,\delta u_i dV \tag{6.21}$$

ここに_{$t+\Delta t} f_{bi}$ 、_{$t+\Delta t} <math>\delta u_i$ はそれぞれ時刻 $t + \Delta t$ の</sub></sub>

変位位置における物体力と仮想変位であり、*i*に 関する総和規則を適用する。*i*の範囲は X、Y、Z 軸方向の変位に対応して 1~3 とする。表面力の 仮想仕事は部材表面 sに関する積分として次式で 表される。

$$\iint_{S} _{t+\Delta t} f_{Si\ t+\Delta t} \,\delta u_i dS \tag{6.22}$$

ここに $_{t+\Delta t} f_{Si}$ は表面力である。表面力による仮

想仕事のうち隣接する構造より作用する力による 仮想仕事は、個々の部材の仮想仕事を足しあわせ て構造全体の仮想仕事を組み上げる際に、作用反 作用の法則により消えるので実際に考慮する必要 のある成分は部材と流体の接触から生じる力によ るものである。

最後に慣性力の仮想仕事を考える。慣性力の仮 想仕事は部材領域 Vに関する積分として次式で表 される。

$$\iiint_{V} \rho_{t+\Delta t} \ddot{u}_{i\,t+\Delta t} \,\delta u_{i} dV \tag{6.23}$$

ここで ρ は部材の密度である。

(6.18)

以上得られた外力、内力、慣性力の仮想仕事を 足しあわせると全体の増分型仮想仕事が得られる。

$$\iiint_{V} \{ (_{t+\Delta t} \,\delta \varepsilon_{ij} + _{t+\Delta t} \,\delta \eta_{ij})_{t} \,\sigma_{ij} + _{t+\Lambda t} \,\delta \varepsilon_{ij} C_{ijkl} \Delta \varepsilon_{kl} \} dV$$

$$= \iiint_{V} _{t+\Delta t} \,f_{bi \ t+\Delta t} \,\delta u_{i} dV$$

$$+ \iint_{S} _{t+\Delta t} \,f_{Si \ t+\Delta t} \,\delta u_{i} dS - \iiint_{V} \rho_{t+\Delta t} \,\tilde{u}_{i \ t+\Delta t} \,\delta u_{i} dV$$
(6.24)

部材の積分領域を変数変換により時刻tにおけ る部材領域に変える。仮想仕事は変形が進んだ状 態、つまり時刻 $t+\Delta t$ で記述されるものであるが 時刻 $t+\Delta t$ における部材位置は未知量で、基本的 に積分領域に用いるには適さない。従って積分領 域を時刻tにおける部材の形状にかえると時刻tから時刻 $t+\Delta t$ への変位によって定義されるヤコ ビアンJを用いて次のように書き換えられる。

$$\iiint_{V} \left\{ \left(\int_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij} + \int_{t+\Delta t} \delta \eta_{ij} \right)_{t} \sigma_{ij} + \int_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij} C_{ijkjl} \Delta \varepsilon_{kl} \right\} JV | dV$$

$$= \iiint_{V} \int_{t+\Delta t} f_{bi \ t+\Delta t} \delta u_{i} | JV | dV + \iint_{S} \int_{t+\Delta t} f_{Si \ t+\Delta t} \delta u_{i} | JS | dS$$

$$- \iiint_{V} \rho_{t+\Delta t} \ddot{u}_{i \ t+\Delta t} \delta u_{i} | JV | dV$$
(6.25)

ここで構造は大変形小歪の仮定にしたがうとす ると、時間増分 Δt の部材変形は微少と考えられる。 すなわち、体積変化、面積変化は事実上ないと考

えることができ、
$$|JV| \Rightarrow 1$$
、 $|JS| \Rightarrow 1$ の関係が成り

立つので上式の増分型の仮想仕事は次のように変 形できる。

$$\iiint_{V} \{ \left(\int_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij} + \int_{t+\Delta t} \delta \eta_{ij} \right)_{t} \sigma_{ij} + \int_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{ij} C_{ijkl} \Delta \varepsilon_{kl} \} dV$$

$$= \iiint_{V} \int_{t+\Delta t} f_{bi \ t+\Delta t} \delta u_{i} dV + \iint_{S} \int_{t+\Delta t} f_{Si \ t+\Delta t} \delta u_{i} dS \quad (6.26)$$

$$- \iiint_{V} \rho_{t+\Delta t} \ddot{u}_{i \ t+\Delta t} \delta u_{i} dV$$

ここで時刻*t*における仮想仕事は次式で表すことができる。

$$\iiint_{V} \{ ({}_{t} \delta \varepsilon_{ij} + {}_{t} \delta \eta_{ij})_{t} \sigma_{ij} \} dV$$

$$= \iiint_{V} {}_{t} f_{bi} {}_{t} \delta u_{i} dV + \iint_{S} {}_{t} f_{Si} {}_{t} \delta u_{i} dS - \iiint_{V} \rho_{i} \ddot{u}_{i} {}_{t} \delta u_{i} dV$$
(6.27)

上式における仮想変位を同じものとすると、時 刻 $t+\Delta t$ と時刻tにおける仮想仕事は差をとるこ とができ、増分型の仮想仕事の特徴がより明らか になる。

$$\iiint_{V} \{ (_{t+\Delta t} \, \delta \varepsilon_{ij} + _{t+\Delta t} \, \delta \eta_{ij})_{t} \, \sigma_{ij} + _{t+\Delta t} \, \delta \varepsilon_{ij} C_{ijkl} \, \Delta \varepsilon_{kl} \} dV \\
- \iiint_{V} \{ (_{t} \, \delta \varepsilon_{ij} + _{t} \, \delta \eta_{ij})_{t} \, \sigma_{ij} \} dV \\
= \iiint_{V} \Delta f_{bi \ t+\Delta t} \, \delta u_{i} dV + \iint_{S} \Delta f_{Si \ t+\Delta t} \, \delta u_{i} dS \\
- \iiint_{V} \rho_{t+\Delta t} \ddot{u}_{i \ t+\Delta t} \, \delta u_{i} dV$$

(6.28)

ここに Δ は時刻tから時刻 $t+\Delta t$ への増分量で あることを表している。以上より得られた増分型 仮想仕事を内挿関数により離散化すると解くべき 運動方程式が得られる。

6.3.2 離散化

部材軸変位

得られた仮想仕事について用いられている変位 を接点変位により内挿したもので置き換え離散化 を行う。解析対象の構造物形状を考慮して梁要素 を用いる。まず、Fig.6.6 に示す部材両端の変位

 $_{1}u_{x}$, $_{1}u_{y}$, $_{1}u_{z}$, $_{1}T_{x}$, $_{1}T_{y}$, $_{1}T_{z}$, $_{2}u_{x}$, $_{2}u_{y}$, $_{2}u_{z}$,

 $_2T_x$ 、 $_2T_y$ 、 $_2T_z$ を内挿して部材軸の変位とし、そ

の上で Euler-Bernoulli の仮定を適用して変位場 を求める。ここに、uは変位を表しており左側下 指標は節点を右側下指標は方向を示している。ま たTは回転を表しており左側下指標は節点を右 側下指標は回転軸を示している。この変位場を用 いて仮想仕事を計算すると水中線状構造物の有限 要素法による三次元動解析法が定式化される。ま ず、部材両端の z 軸方向変位 $_1u_z$ 、 $_2u_z$ を一次関 数で内挿したものを部材軸の z 軸方向変位 W(z)とし、部材両端の y 軸方向変位 $_1u_y$ 、 $_2u_y$ 、 $_1T_x$ 、 $_2T_x$ と x 軸方向変位 $_1u_x$ 、 $_2u_x$ 、 $_1T_y$ 、 $_2T_y$ をそれぞ れ三次関数で内挿したものを、部材軸の y 軸方向 変位 V(z) 及び x 軸方向変位 U(z) とする。最後に $_1T_z$ 、 $_2T_z$ を一次関数で内挿して z 軸のねじり変形 $\Theta(z)$ とする。たわみ変形を三次関数とすると、4 つの未知係数は部材端の 4 つの変位より一意的に 決定される。一様な梁の撓みを表現するために、 三次の項まで考慮したので十分な近似精度が得ら れるものと考えられる。以上より要素軸変位 U(z)、

V(z)、W(z)、 $\Theta(z)$ は次のようになる。

$$U(z) = {}_{1}u_{x} \left(1 - \frac{3z^{2}}{L^{2}} + \frac{2z^{3}}{L^{3}} \right) + {}_{2}u_{x} \left(\frac{3z^{2}}{L^{2}} - \frac{2z^{3}}{L^{3}} \right)$$
(6.29)
$$-{}_{1}T_{y} \left(z - \frac{2z^{2}}{L} + \frac{z^{3}}{L^{2}} \right) + {}_{2}T_{y} \left(\frac{z^{2}}{L} - \frac{z^{3}}{L^{2}} \right)$$

$$V(z) = {}_{1}u_{y}\left(1 - \frac{3z^{2}}{L^{2}} + \frac{2z^{3}}{L^{3}}\right) + {}_{2}u_{y}\left(\frac{3z^{2}}{L^{2}} - \frac{2z^{3}}{L^{3}}\right)$$

$$+ {}_{1}T_{x}\left(z - \frac{2z^{2}}{L} + \frac{z^{3}}{L^{2}}\right) - {}_{2}T_{x}\left(\frac{z^{2}}{L} - \frac{z^{3}}{L^{2}}\right)$$
(6.30)

$$W(z) = {}_{1}u_{z}\left(1 - \frac{z}{L}\right) + {}_{2}u_{z}\left(\frac{z}{L}\right)$$
(6.31)

$$\Theta(z) = {}_{1}T_{z} \left(1 - \frac{z}{L}\right) + {}_{2}T_{z} \left(\frac{z}{L}\right)$$
(6.32)

以後、簡単化のため内挿関数を次のように表記す ることとする。

$$A(z) = 1 - \frac{z}{L}$$
(6.33)

$$B(z) = \frac{z}{L} \tag{6.34}$$

$$C(z) = 1 - \frac{3z^2}{L^2} + \frac{2z^3}{L^3}$$
(6.35)

$$D(z) = \frac{3z^2}{L^2} - \frac{2z^3}{L^3}$$
(6.36)

$$E(z) = z - \frac{2z^2}{L} + \frac{z^3}{L^2}$$
(6.37)

$$F(z) = \frac{z^2}{L} - \frac{z^3}{L^2}$$
(6.38)

変位場

 $u_z(x,y,z)$ は Euler-Bernoulli の仮定のもとにU(z)、V(z)、W(z)、 $\Theta(z)$ を用いて次式のように表すことができる。

梁要素内の変位場 $u_x(x,y,z)$ 、 $u_y(x,y,z)$ 、

$$u_x(x, y, z) = U(z) + y(\Theta(z))$$
(6.39)

$$u_{y}(x, y, z) = V(z) - x(\Theta(z))$$
(6.40)

$$u_{z}(x, y, z) = W(z) - x \left(\frac{dU(z)}{dz}\right) - y \left(\frac{dV(z)}{dz}\right) \quad (6.41)$$

歪場

梁要素内の歪場は、変位場の位置に関する偏微 分量として次式で表すことができる。

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0 \tag{6.42}$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \tag{6.43}$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{dW}{dz} - x\frac{d^2U}{dz^2} - y\frac{d^2V}{dz^2}$$
(6.44)

$$\varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) = -\frac{1}{2} x \frac{d\Theta(z)}{dz}$$
(6.45)

$$\mathcal{E}_{xz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) = -\frac{1}{2} y \frac{d\Theta(z)}{dx}$$
(6.46)

$$\varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) = 0$$

$$\eta_{zz} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 \right\}$$
(6.47)

$$\begin{aligned} f_{zz} &= 2 \left[\left(\frac{\partial z}{\partial z} \right)^{-1} \left(\frac{\partial z}{\partial z} \right)^{-1} \left(\frac{\partial z}{\partial z} \right) \right]^{2} \\ &= \frac{1}{2} \left[\left\{ \frac{dW}{dz} - y \left(\frac{d^{2}V}{dz^{2}} \right) - x \left(\frac{d^{2}U}{dz^{2}} \right) \right\}^{2} \\ &+ \left\{ \frac{dV}{dz} - x \left(\frac{d\Theta(z)}{dz} \right) \right\}^{2} \\ &+ \left\{ \frac{dU}{dz} + y \left(\frac{d\Theta(z)}{dz} \right) \right\}^{2} \end{aligned}$$
(6.48)

高次項 η_{xx} 、 η_{yy} については η_{zz} に比べ寄与が小さいと考えられるので無視する。 応力-歪関係は線形とすると次の関係が成り立つ。

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} e_{kl} \tag{6.49}$$

ここに
$$e_{kl} = \varepsilon_{kl} + \eta_{kl}$$
である。歪の対称性 $(e_{ij} = e_{ji})$ と材料の等方性を仮定すると次式が成立する。

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1+\nu} \left\{ \varepsilon_{xx} + \frac{\nu}{1-2\nu} \left(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz} \right) \right\}$$
(6.50)

$$\sigma_{yy} = \frac{E}{1+\nu} \left\{ \varepsilon_{yy} + \frac{\nu}{1-2\nu} \left(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz} \right) \right\}$$
(6.51)

$$\sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left\{ \varepsilon_{zz} + \frac{\nu}{1-2\nu} \left(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz} \right) \right\}$$
(6.52)

$$\sigma_{xy} = 2G\varepsilon_{xy} \tag{6.53}$$

$$\sigma_{xz} = 2G\varepsilon_{xz} \tag{6.54}$$

$$\sigma_{yz} = 2G\varepsilon_{yz} \tag{6.55}$$

6.3.3 剛性マトリクス

本解法では梁要素を用いているため歪について は部材軸方向の成分にのみ着目する。まず時刻tから時刻 $t + \Delta t$ への歪増分 $\Delta \varepsilon_{zz} + \Delta \eta_{zz}$ を書き下 すと次式が得られる。

$$\Delta \varepsilon_{zz} + \Delta \eta_{zz} = \frac{\partial \Delta u_z}{\partial z} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial \Delta u_x}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta u_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta u_z}{\partial z} \right)^2 \right\}^{(6.56)}$$
同様にして仮想変位から算出される仮想歪を求

める。梁要素を用いる場合は \mathcal{E}_{zz} が部材軸に関し て反対称の成分であり、一方 η_{zz} は対称な成分で ある。この点を考慮し寄与の小さい項を無視する と、(6.28)式左辺の内力による仮想仕事は次のよ うに展開される。

$$\iiint_{V} \{ (_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{zz} + _{t+\Delta t} \delta \eta_{zz})_{t} \sigma_{zz} + E_{t+\Delta t} \delta \varepsilon_{zz} \Delta \varepsilon_{zz} \} dV
- \iiint_{V} (_{t} \delta \varepsilon_{zz} + _{t} \delta \eta_{zz})_{t} \sigma_{zz} dV$$
(6.57)

上式より線形剛性マトリクスは次のようになる。 $\iiint E_{\iota+\Delta\iota} \delta \varepsilon_{zz} \Delta \varepsilon_{zz} dV$

$$= \iiint_{V} E\left(\frac{\partial \delta u_{z}}{\partial z}\right) \left(\frac{\partial \Delta u_{z}}{\partial z}\right) dV$$

$$= E \iiint_{V} \left\{\frac{d \delta W}{dz} - x \left(\frac{d^{2} \delta U}{dz^{2}}\right) - y \left(\frac{d^{2} \delta V}{dz^{2}}\right)\right\}$$

$$\times \left\{\frac{d \Delta W}{dz} - x \frac{d^{2} \Delta U}{dz^{2}} - y \frac{d^{2} \Delta V}{dz^{2}}\right\} dV$$
(6.58)

幾何剛性マトリクスは次より得られる。

$$\iiint_{V} (_{t+\Delta t} \delta\eta_{zz} - _{t} \delta\eta_{zz})_{t} \sigma_{zz} dV$$

$$= \iiint_{V} {}_{t} \sigma_{zz} \left[\left(\frac{\partial \Delta u_{z}}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial \delta u_{z}}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial \Delta u_{y}}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial \delta u_{y}}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial \Delta u_{x}}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial \delta u_{z}}{\partial z} \right) \right] dV$$

$$= \iiint_{V} {}_{t} \sigma_{zz} \left[\left\{ \frac{\partial \delta W}{\partial z} - x \left(\frac{d^{2} \delta U}{dz^{2}} \right) - y \left(\frac{d^{2} \delta V}{dz^{2}} \right) \right\} \\
\times \left\{ \frac{d \Delta W}{dz} - x \left(\frac{d^{2} \Delta U}{dz^{2}} \right) - y \left(\frac{d^{2} \Delta V}{dz^{2}} \right) \right\} \\
+ \left\{ \frac{d \delta V}{dz} - x \frac{d \delta \Theta(z)}{dz} \right\} \left\{ \frac{d \Delta V}{dz} - x \left(\frac{d \Delta \Theta(z)}{dz} \right) \right\} \\
+ \left\{ \frac{d \delta U}{dz} + y \left(\frac{d \delta \Theta(z)}{dz} \right) \right\} \left\{ \frac{d \Delta U}{dz} + y \left(\frac{d \Delta \Theta(z)}{dz} \right) \right\} \right] dV$$
(6.59)

ここで時刻tに部材に生じている応力 $_{t}\sigma_{zz}$ は、 部材両端におけるモーメント $_{1}M_{x}$ 、 $_{1}M_{y}$ 、 $_{2}M_{x}$ 、

 $_2M_y$ を一次関数で内挿したものと部材に生じて いる軸力Pを用いて次のように与えられる。

$${}_{t}\sigma_{zz} = \frac{P}{a} - \frac{x}{I} \Big({}_{1}M_{y}A(z) + {}_{2}M_{y}B(z) \Big)$$

$$+ \frac{y}{I} \Big({}_{1}M_{x}A(z) + {}_{2}M_{x}B(z) \Big)$$
(6.60)

ここに*a*は部材の断面積、*I*は断面二次モーメン トである。モーメントに依存する幾何剛性はその 寄与が小さいので幾何剛性マトリクスを計算する 際には軸力に関するもののみについて計算を行う。 得られた線形剛性マトリクス、幾何剛性マトリク スをそれぞれ Fig.6.7、Fig.6.8 に示す。

6.3.4 慣性マトリクス

慣性力の仮想仕事より慣性マトリクスを求める。 部材質量に基づく慣性マトリクスは次式の仮想仕 事より算定される。

$$\iiint_{V} \rho \Delta \ddot{u}_{i\,t+\Delta t} \, \delta u_{i} dV \tag{6.61}$$

ここで、この式に時刻 $t + \Delta t$ における加速度、および仮想変位を代入する。

$$\iiint_{V} \left\{ \Delta W(z) - x \left(\frac{d\Delta \ddot{U}(z)}{dz} \right) - y \left(\frac{d\Delta \ddot{V}(z)}{dz} \right) \right\} \\ \times \left\{ \delta W(z) - x \left(\frac{d\delta U(z)}{dz} \right) - y \left(\frac{d\delta V(z)}{dz} \right) \right\} \\ + \Delta \ddot{U}(z) \delta U(z) + \Delta \ddot{V}(z) \delta V(z) \right\} dV$$

(6.62)

付加質量に基づく慣性マトリクスは同様にして次 式の仮想仕事より算定される。

$$\iiint_{V} \rho_{f} C_{A} \Delta \ddot{u}_{i \ t+\Delta t} \, \delta u_{i} \, dV \tag{6.63}$$

ここに ρ_f は流体密度、 C_A は付加質量係数。得られた慣性マトリクスを Fig.6.9 に示す。

6.3.5 各係数マトリクス 以上より得られた線形剛性マトリクス、非線形 剛性マトリクス、慣性マトリクスを示す。

E =Young's modulus
G =Shear modulus
A =Cross sectional area of element
L =Length of element
J =Polar moment of inertia of section

 I_x =Moment of inertia of section about Y axis

 I_y =Moment of inertia of section about Y axis

 ρ =Density of element

なお各マトリックスの空白は 0 であり、上記各係 数マトリクスの成分は $_1u_x$ 、 $_1u_y$ 、 $_1u_z$ 、 $_1T_x$ 、 $_1T_y$ 、 $_1T_z$ 、 $_2u_x$ 、 $_2u_y$ 、 $_2u_z$ 、 $_2T_x$ 、 $_2T_y$ 、 $_2T_z$ の順に対応している。



(359)







Fig. 6.9 Inertia matrix

6.3.6構造減衰について

減衰マトリクスは以下のように表される比例減 衰マトリクスを採用する。

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \tag{6.64}$$

ここで α 、 β は2つの主要な固有振動モードの 振動数 f1、f2(f1<f2)、モード減衰定数 h1、h2 から算出できる。ここでは一般化ヤコビ法を用 いた固有値解析を行い、その値から α 、 β を算

出している。

6.4 ハングオフライザー計算結果 6.4.1 計算条件

上端部固定、下端フリーのハングオフライザー の挙動推定を行った。この時、ライザー上部を振 幅 20mm、周波数 0.17~1.25Hz で強制動揺させ ている。ライザーは 3.4 節で示した海洋深層水組 み上げ用パイプで、全長 7.0[m]、外径 0.042 [m]、 内径 0.036 [m]、縦弾性係数は 2320N/mm²である。 また、 \overline{C}_L は 1.5 を用いている。周波数 0.71Hz~

0.63HzはFig. 6.より求めた C_L 値を用いた計算と 比較してある。

6.4.2計算結果と実験結果の比較

以下に 3.4 節の実験結果と本手法を用いた計算 結果を比較したものを示す。各図の左側は inline 方向、右図は transverse 方向の振幅を示しており、 実線は計算結果、点は実験結果である。



Fig. 6.10 Oscillated frequency and amplitude : 1.25Hz, 20mm



Fig. 6.11 Oscillated frequency and amplitude : 1.00Hz, 20mm



Fig. 6.12 Oscillated frequency and amplitude : 0.83Hz, 20mm



Fig. 6.13 Oscillated frequency and amplitude : 0.77Hz, 20mm



Fig. 6.14 Oscillated frequency and amplitude : 0.71Hz, 20mm



Fig. 6.15 Oscillated frequency and amplitude : 0.68Hz, 20mm



Fig. 6.16 Oscillated frequency and amplitude : 0.63Hz, 20mm



Fig. 6.17 Oscillated frequency and amplitude : 0.55 Hz, 20 mm



Fig. 6.18 Oscillated frequency and amplitude : 0.50Hz, 20mm



Fig. 6.19 Oscillated frequency and amplitude : 0.45Hz, 20mm



Fig. 6.20 Oscillated frequency and amplitude : 0.41Hz, 20mm



.

Fig. 6.24 Oscillated frequency and amplitude : 0.31Hz, 20mm



amplitude : 0.23Hz, 20mm



Fig. 6.28 Oscillated frequency and amplitude : 0.19Hz, 20mm



Fig. 6.29 Oscillated frequency and amplitude : 0.18Hz, 20mm



Fig. 6.30 Oscillated frequency and amplitude : 0.71Hz, 20mm

6章の参考文献

1) Bearman, P.W.: Fluid Loading of Cylinders with Application to Risers: Results from model Tests 1992 Proceedings of the Workshop on Marine Riser Mechanics

7. ライザーの運動制御

7.1 ライザーの運動

ライザー管の運動において力学的に問題になる 現象を列挙すると、Fig.7.1に示す様に1)船体の 上下揺による縦振動とライザー管の共振、泥水と の連成応答、2)潮流による撓み及び撓み振動、 3)潮流による VIV、4)縦振動に起因するパラ メトリック励振等が考えられる。これらによって 引き起こされる現象は、深度が増加するにつれて 深刻となってくる。いかにして運動を起こさせな いか、起こっても制御してライザー管の健全性を 保つかという問題について解決の方向性を整理し ておく。



Fig. 7.1 Variation of riser dynamics

7.2 縦振動による圧縮力制御¹⁾

ライザー管の多くは鋼製のパイプであるが、大 水深となると長さに比べて直径の割合は非常に小 さく、その挙動はパイプというより糸として取り 扱う方が適切となる。ライザー管に圧縮力が作用 すると座屈破壊することから、縦振動問題では圧 縮力を生じさせないことが最重要課題となる。こ のため、掘削船ではライザーテンショナーにより、 ライザーには常に正の張力をかけるが、これがど の部分でも許容値を超えない必要がある。また、 ライザーテンショナーの容量にも限度がある。例 えば地球深部探査船「ちきゅう」の場合、6本の 巨大なシリンダー型のライザーテンショナーと、 ライザーテンショナーによる長さの変化を吸収す るためのテレスコピング・ジョイントが装備され ており、このライザーテンショナーの容量は世界 最大級の 1200ton となっている。

掘削作業中は様々な状態が考えられるが、下 端を BOP と接続した稼働状態と、BOP と切り離 したハングオフ状態の2状態では、特に縦振動 が問題となり検討する必要がある。(Fig.7.2 参照)



Fig. 7.2 Drilling and hung-off condition

稼働状態では BOP 直上のライザー下端で張力 が最も低くなるため、ここで圧縮力を生じさせな いためには、ライザーテンショナーの容量を増し て張力を大きくするか、ライザー自体の水中重量 を小さくする必要がある。一方、ハングオフ状態 では掘削船のヒービングによってライザー軸方向 の加速度が生じ、これによる張力の変動成分が問 題となる。変動分が静的な張力を越えると圧縮力 を生じるためで、これを避けるにはライザーの水 中重量を大きくして初期張力を増すか、質量を小 さくして変動成分を小さくする必要がある。

一般的に大水深となるにしたがってライザー重 量及び泥水重量は大きくなり、ライザーテンショ ナー容量を超える恐れがあることから、浮力材を 利用することが行われる。しかし、浮力材を利用 すると質量が大きくなり、変動成分を増加させて しまう。また、浮力材を下部に配置すると、張力 を減じてしまうので、その配置にも工夫が必要で ある。長大化による静的荷重の増加と浮力材によ る動的荷重の増加にいかに妥協点を見つけるかは、 ライザー設計としても重要である。

圧縮力の回避は、泥水重量、浮力材、ライザー テンショナー容量等が複雑に絡み合う問題である が、できるだけ容量の大きなテンショナーと小口 径で比重の小さいライザーを選択して浮力材の利 用を減らすことが有効である。

7.3 縦振動による共振²⁾

縦振動は、特にハングオフ状態で問題となる。 ハングオフ状態でのライザーの縦振動固有周期は 弾性波がライザーの全長を2往復する時間であり、 ライザー長が増すにつれて長くなって波周期の範 囲に入るため、船体ヒービングとの共振が問題と なる可能性がある。

水深	管内水 の有無	21″鋼 ライザー	21″アルミ ライザー	16 [″] 鋼 ライザー 付属管 : Ti	21″CFRP ライザー
2500m	無有	2.99 3.12	3. 12 3. 44	2.80 2.92	2.03 2.29
4000m	無有	4.67 4.88	4.52 5.08	4.34 4.55	2.86 3.32

Table 7.1 Natural frequency

Table 7.1は21"の鋼、アルミニウム、CFRP ラ イザーと、16"の鋼ライザーで、水深 2500m と 4000m のハングオフ状態でその固有周期を計算 したものである。管内水有りでは、管内水の重量 として管内体積の1/2の海水重量を仮定している。 5~6秒の波周期は頻繁に起こりえると考えると、 水深 2500m では、どの材質のライザーでも問題 はないが、水深 4000m となると 21"の鋼、アルミ ニウムライザーでは共振を起こす可能性があるこ とがわかる。固有周期はヤング率と比重の比に比 例することから、これに対する直径の変化は効果 が薄い。16"と21"の鋼ライザーの固有周期の差が 少ないことからも確認できる。また、金属を利用 する以上、固有周期を大きく変化させることは不 可能であり、表中では CFRP が 4000m ライザー の材質として有力な候補となる。ライザー材質選 択が縦振動の共振回避の重要なファクターである ことがわかる。

7.4 撓みのコントロール

大水深になると撓み応答の固有周期は長周期化 して応答性は劣化するので、撓みのコントロール は非常に難しくなる。潮流速度が大きいとライザ ーには大きな横力がかかるため、適切な張力によ り、ライザーの撓みをコントロールして上下のフ レックスジョイントの傾斜角度を一定値以下に保 つ必要がある。ハングオフ状態では撓みはさらに 大きくなり、ライザーが船体と接触する可能性も ある。もちろんライザーに発生する応力や、曲げ モーメントは許容範囲内にしなければならない。

現状でも曲げモーメントを減らすために、上部 のフレックスジョイントまたはストレスジョイン トを掘削船の船底下に設置することがしばしば要 求されており、機構的には設計時に様々な工夫が 必要となる。DP 制御時の制止位置の選択は、ラ イザーの挙動をもとに行う必要も出ており、ライ ザーの傾斜角を最小にする DP 制御も行われてい る。

さらに大水深化すると、リエントリー時のライ ザー下端の挙動制御が非常に困難になってくる。 ライザー下部へスラスター装着して、リモートコ ントロールする等の工夫を考慮する必要がある。

7.5 パラメトリック励振³⁾

パラメトリック励振とは縦振動により撓み振動 が励起される現象であり、波による浮体の運動に よってライザー管に撓み振動が発生する可能性が 指摘される。パラメトリック励振の模型実験は、 模型ライザー管を直線に保持して鉛直方向に加振 することが非常に難しい。数値計算は運動方程式 がマシュー型となり線型のため、比較的取り扱い は容易である。稼働状態で適切な張力がかかって いる場合は、ライザー破壊につながる程ではない が、張力が小さくなる大水深ハングオフ状態では、 設計上は無視できないとの指摘がある。パラメト リック励振を適切に把握するための予測ツールを 整備する必要がある。

7.6 Vortex Induced Vibration (VIV)⁴⁾

ライザーに潮流の様な水平方向の流れが当たっ た場合、非対称の渦放出によって VIV が発生し、 ライザーパイプの疲労破壊の原因となる場合があ る。生産用のプロダクション・ライザーでは長期 間連続して使用するので、疲労が問題となる場合 もあるが、掘削用のマリン・ライザーは一般的に 短期間の使用であるため、アマゾン河口等、潮流 が極めて速い特殊な条件で使用する場合以外では VIV は考慮していない。しかし、「ちきゅう」で は最大 5kt と予想される黒潮の影響の強い南海ト ラフ潮岬沖での掘削が予定されている。このため、 浮力材によるライザー表面のフェアリングや、ら せん型の VIV 防止装置、回転翼型の装着、等の開 発も望まれている。

Fig.7.3 はライザー管の周囲に3本の螺旋状の 板を取り付け、これによって流れを細かく砕いて 渦の発生を抑制するものである。単純化された優 れたシステムであるが、対応できる流速に制限が 多い。



Fig. 7.3 Vortex Induced Vibration Suppressors

130



Fig. 7.4 RiserFin fairing system

Fig.7.4 は潮流の方向によって回転するフィン を取り付けて、整流作用により渦の発生を抑える 効果を狙ったシステムで、流速の変化にもある程 度追従できるが、ライザーの設置・揚収作業の障 害になる等の問題は残っている。

掘削予定地が大水深の場合、VIV によって発 生する繰り返し荷重による疲労損傷や、VIV と の共振については、注意深く検討する必要があ ろう。

7章の参考文献

 1)鈴木英之、吉田宏一郎、石坂智成:「大水深ラ イザーの応答挙動と設計に関する考察」、日本造 船学会論文集第 181 号 (1997)、p. 271-279.
 2)渡辺喜保:「4000m ライザーの妥当性につい て」日本造船学会講演会論文集第 3 号 (2004)、
 p. 61-62.

3) 高野浩太朗、鈴木英之、榎本一夫、岡徳明: 「軸力変動による大水深ライザーのパラメト リック励振に関する研究」第17回海洋工学シン ポジウム(2003)、p.247-254.

4)高川真一、田村兼吉:「大水深ライザーの応 答挙動と設計に関する考察」第4回海上技術安 全研究所研究発表会講演集(2004)、p.115-120.

8. まとめ

本研究は、当所が独立行政法人へ移行した当初 から、第 I 期中期計画期間 5 年間を通じて実施さ れたものである。開始当初は深海水槽の建設と重 なったため、研究進捗が大幅に遅れたが、最終的 には当初の目標を達成できたと考える。本研究に よる成果をまとめると以下の通りである。

- 世界でもユニークな実験施設である深海水槽 を完成させるとともに、実験に適合させた潮流 発生装置の改造や、水中3次元挙動計測装置の 実用化に成功した。これにより、ライザー模型 実験の精度を大幅に高めることができた。
- 2) 深海水槽の利用を中心として、ライザー模型 による大水深ライザーの挙動予測方法やライザ ー付き浮体全体システムの挙動予測方法を開発 した。特に、模型材料の選択、重力・浮力の調 整方法等は、模型実験のノウハウとして大きな 財産である。
- 3) VIV挙動予測のための実験方法を開発し、曳航 水槽を用いた円柱曳航試験を実施した。各種パ ラメータを変化させた実験を行い、VIV挙動予測 のためのデータベースを構築することが重要で ある。
- 4) 各種のライザーの材料比較試験を行うことに より、ライザーに利用する材料の比較検討が可 能となった。特に、大水深ライザー材料として 有力な候補となっているチタン合金については 疲労き裂伝播特性を、CFRPについては継ぎ手部 分の強度特性を詳細に調べ、明らかにした。
- 5) 流体力解析はモリソン型をベースとし、構造 解析は幾何学的非線型性を考慮した梁要素によ る3次元有限要素法という新しいライザー挙動 の数値解析方法を開発した。これにより、VIVも 含む大水深ライザーの挙動計算が可能となった。
- 6) 大水深ライザーで特に問題となるライザー挙 動について、実際に利用できる制御方法につい て調査した。

こうした、一連の研究結果を有機的に結びつけ ることにより、最終目標の新システムの開発や安 全評価が可能となる。まず、模型実験によりライ ザーの挙動を調べる。これと平行して、数値計算 を行い、模型実験の結果との比較を行い、確度を 高める。さらにこれに VIV データベースの値を加 味することにより、ライザーの挙動を予測する。 挙動に問題がある場合、制御方法を考察する。こ れとは別に、材料比較試験の結果を基に材料を選 定し、決定した挙動での強度評価を行い最終的な 安全評価を行う事になる。 本研究により大水深ライザーシステムの開発・ 安全評価が一通り可能となったと考えるが、それ ぞれの研究要素部分をさらに深めることにより、 対象を広げ、全体の確度を増す必要がある。本研 究を通じて、大水深ライザーに関する国内外の共 同研究ネットワークを構築することができた。こ のネットワークの有効利用が研究発展の今後の鍵 となるであろう。