

海洋資源開発に係るプロジェクト認証支援技術の開発に関する研究

湯川 和浩*, 齊藤 昌勝*, 佐藤 宏**, 大坪 和久*,
長谷川賢太*, 渡邊 充史*, 石田 圭*, 加藤 俊司*,
伊藤 博子***, 石村恵以子***, 木村 新太***, 河島 園子***

Research on Technologies for Certification of Ocean Resources Development Projects

by

YUKAWA Kazuhiro*, SAITO Masakatsu*, SATO Hiroshi**, OTSUBO Kazuhisa*,
HASEGAWA Kenta*, WATANABE Mitsushi*, ISHIDA Kei*, KATO Shunji*,
ITOH Hiroko***, ISHIMURA Eiko***, KIMURA Arata*** and KAWASHIMA Sonoko***

Abstract

During the development of ocean resources such as oil and natural gas, it is essential to avoid accidents, which lead to operational downtime. Ocean resource development companies requires contractors to conduct safety evaluation, risk assessment, and experimental verification at each stage (design, construction, and operation). Therefore, domestic maritime industries wishing to participate in the field of ocean resource development are expecting to improve the environment that supports the certification of ocean resource development projects. This paper focuses on the research on safety evaluation and experimental verification methods for floating structures, mooring lines, risers, and turret mooring systems, which are the main components of oil and natural gas development systems. In addition, research on tsunami countermeasures and risk assessment methods for FSRU is also discussed. This paper reports the results of research on technologies for supporting the certification of ocean resource development projects.

* 海洋開発系, ** 海洋開発系 (研究当時), *** 海洋リスク評価系

原稿受付 令和5年10月19日

審査日 令和5年11月24日

目 次

1. まえがき	64
2. 海洋資源開発システムに対する安全性・稼働性評価技術の検討	64
2.1 セミサブ型浮体に作用する粘性波漂流力と係留力の異常値予測	64
2.2 巨大グループ波中における係留系の終局限界挙動	71
2.3 潮流中における生産ライザーの VIV 挙動解析	76
2.4 外部タレットに作用するスラミング力に及ぼす底面勾配角の影響評価	83
2.5 着脱可能なスパー型係留システムに接続した FSO の生産時稼働性評価	88
3. 津波来襲時の FSRU における防災対策の技術検討及び衝突事故評価手法の確立	97
3.1 国内の FSRU における津波防災対策の技術検討	97
3.2 津波来襲時の FSRU と漂流船舶の挙動シミュレーションに基づく衝突事故解析手法の確立	99
4. まとめ	104
謝 辞	104
References	104

1. まえがき

石油や天然ガス等の海洋資源開発では、事故による事業不稼働の回避（絶対安全）が不可欠であり、海運や造船・メーカーといったコントラクター（請負者）は、資源開発事業者より、プロジェクト参加条件としての HSE（Health, Safety and Environment）に係るマネジメントシステムの取得とともに、設計・建造・オペレーションの各ステージで安全性評価やリスク評価、試験検証等の実施及び資源開発事業者又は船級等の第三者機関による当該実施内容の認証検査が求められている。一方で、当該認証検査は、認証基準（評価法や判定基準等）がブラックボックス（資源開発事業者により独自基準化）になっており、かつコントラクターの検査立ち合いも認められていないため、コントラクター側にとっては、検査結果に基づく海洋構造物等の仕様変更に係る事業リスクに加え、独自技術（対策等）の蓄積が困難という課題もある。そのため、海洋資源開発分野への進出に意欲を見せる国内海事産業より、海洋資源開発に係るプロジェクト認証支援のための環境整備が期待されている。

このような背景の下、2016 年度から 2019 年度までの 4 年において、オペレーション安全を中核とした HSE に係るプロジェクト認証に対する技術的基盤となる認証支援技術の開発を行うことを目的として、本研究を実施した。石油や天然ガス開発に対する支援技術として、FPSO（Floating Production, Storage and Offloading system：浮体式海洋石油・ガス生産貯蔵積出設備）やセミサブ型浮体（以下、セミサブリグ）といった浮体式海洋構造物の主要構成部品である係留装置や係留ライン、生産ライザー、そして浮体と係留装置、係留ラインの一体システムに焦点を当て、安全性や稼働性評価手法、水槽試験による検証法に関する研究を行った。また、FSRU（Floating Storage and Regasification Unit：浮体式 LNG 貯蔵再ガス化設備）の国内事業化に対する支援技術として、ソフト面の津波防災対策に関する技術検討を行い、FSRU の避難行動の基本的な考え方を整理するとともに、津波来襲時の FSRU と漂流船舶の挙動及び衝突危険性の評価手法に関する研究を実施したので、それらの成果を報告する。

2. 海洋資源開発システムに対する安全性・稼働性評価技術の検討

2.1 セミサブ型浮体に作用する粘性波漂流力と係留力の異常値予測^{1), 2)}

2.1.1 概要

セミサブリグは船型浮体に比べて水線面積が小さく、波浪中動揺特性に優れるため、油田・ガス田のある海域に係留して、海洋石油・ガス生産設備として転用されるケースが増えている。セミサブリグの位置保持方式は一

一般的には係留であり、2012年に北海 Gullfaks South Field で稼働中の“Deepsea Atlantic”の係留ラインが破断する事故が発生した。“Deepsea Atlantic”は4本のコラムと2本のローワーハルを有するセミサブリグで、事故発生時は水深135mの浅海域に8本のカテナリーチェーンとアシストスラスタで位置保持されていた。この事故に対し、ノルウェーではMARINTEKを中心に原因究明のJIP研究が進められた。JIP研究では模型試験を実施し、対象浮体の長周期動揺を解析することで、粘性波漂流力と異常波（波高に異常値を含む波）の複合的要因で事故が発生したとの報告がなされている³⁾。これまでセミサブリグの係留設計において粘性に起因する荷重は考慮されてこず、ポテンシャル波漂流力が一般的に用いられてきた。前述したJIP研究では、このポテンシャル波漂流力に粘性波漂流力が加わり、セミサブリグに想定よりも大きな水平変位が生じたとされている。特に、入射波の波長が長い周波数帯では、浮体に働く波漂流力のうちポテンシャル波漂流力が占める割合は小さく、粘性波漂流力が支配的になることが知られており、セミサブリグのコラムのように飛沫帯（波によって海水と空気の両方にさらされる領域）の径が短い構造では、相対的に入射波の波長が長くなるため、粘性波漂流力の寄与が大きくなる。

本研究では、“Deepsea Atlantic”の浮体諸元や係留システムを参考とし、係留されたセミサブリグを対象とした不規則波中で利用可能な粘性波漂流力の推定方法を示し、数値計算と水槽試験の結果を比較し、その妥当性を検証した。また、係留力の評価について、モンテカルロ法にて同計算モデルを用いた計算を実施し、異常値統計解析手法を用いて異常値予測値に対する標本サンプル数及び持続時間の影響を調べた。なお、本研究では、ある再現期間における複数標本サンプルに基づく極値分布の中の最大値で評価を行っており、その値を異常値と定義した。

2.1.2 対象浮体

本研究では、4本のコラムと2本のローワーハルを有するセミサブリグを対象とする。本浮体の主要目を表2.1.1に示す⁴⁾。なお、海面上の正面投影面積 A_T 及び側面投影面積 A_L は、海上技術安全研究所（以下、当所）が所有する類似のセミサブリグの値を採用した。また、慣動半径については一般的なセミサブリグを参考にして、ロール運動の慣動半径を $0.32B$ 、ピッチ運動の慣動半径を $0.24L$ とし⁴⁾、ロール、ピッチ、ヒープ運動の粘性減衰係数は、これまで著者らが実施してきた水槽試験と数値計算に基づき値を設定した。

表2.1.1 対象浮体の諸元⁴⁾

Length L	108.7 m
Width B	78.1 m
Draft (Survival cond.) d	19.0 m
Displacement Δ	48,369 ton
Column size	18.4 m × 14.4 m
Lower hull size	10.2 m × 16.0 m
Transverse projected wind area A_T	2,427.10 m ²
Lateral projected wind area A_L	2,763.10 m ²

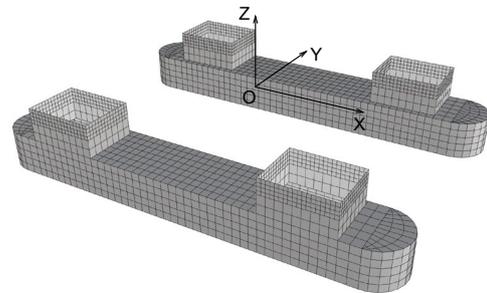


図 2.1.1 水面下のメッシュ形状及び座標系

2.1.3 水面下のメッシュ形状及び座標系の定義

対象とするセミサブリグに対し、水面下のローワーハルとコラムの形状を1,804要素の4節点四角形パネルで表現して解析に用いた。作成したメッシュ形状を図2.1.1に示す。本研究では、物体固定座標系として浮体中央の水線面位置に原点 O 、船首側を X 軸、左舷側を Y 軸、鉛直上向きを Z 軸の正方向とする右手系直交座標系を用いた。また、グローバル座標系として、海面高さに原点 o 、鉛直上向きに z 軸の正方向をとる右手系直交座標系を採用し、後述する数値シミュレーションでは、物体固定座標系の原点及び各座標軸がグローバル座標系のもので一致するように計算開始時の初期位置を設定した。外力の向きについては、本研究では波が船尾側から入射する場合を 0 deg とし、反時計回りに角度を取り、船首側から入射する場合を 180 deg と定義している。

2.1.4 係留ラインの設定

文献⁴⁾を参考にして、係留ラインのレイアウトとアンカーの配置を決定した。図 2.1.2 に係留ラインのレイアウトを示す。対象浮体は水深 135 m の海域に 8 本のチェーンによるスプレッド係留をされており、表 2.1.2 に設計で用いたチェーンの特性⁴⁾を示す。係留ラインは 8 本全てで索長 1,700 m、初期張力 1,852.1 kN とした。

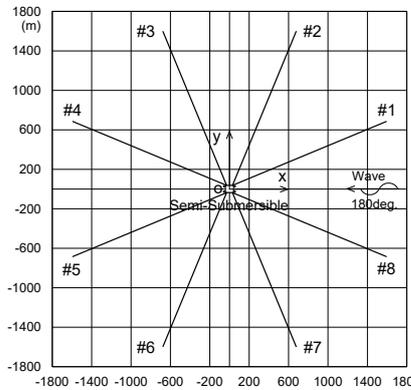


図 2.1.2 係留ラインのレイアウト

表 2.1.2 係留チェーンの特性

Diameter	84.0 mm
Type	Studless Grade K4
Stiffness	6.026×10^6
Minimum Breaking Load (MBL)	7,207.5 kN
Weight in Air	140.0 kg/m

2.1.5 環境外力

環境外力として、風荷重、潮流荷重、波力、ポテンシャル波漂流力（定常及び変動波漂流力）に加えて後述する粘性波漂流力を考慮する。風荷重係数には過去に類似のセミサブリグを対象として、当所の変動風水洞において計測した結果を用いた。潮流荷重係数についても、類似のセミサブリグを対象として、当所の海洋構造物試験水槽で実施した拘束曳航試験の結果を採用した。

波力及びポテンシャル波漂流力は、付加質量や造波減衰力と共にパネル法に基づく解析ツール WAMIT を用いて推定を行った。定常波漂流力には、Chen によって定式化された Middle field 法^{5),6)}を適用し、6 自由度成分の波漂流力を推定した。また、変動波漂流力には Newman 近似による 2 次の応答関数 (Quadratic Transfer Function : QTF) を用いた。

2.1.6 コラム飛沫帯に働く粘性波漂流力

細長構造物を有するセミサブリグの長周期動揺は、非線形粘性力によって大きく影響を受ける。これらの荷重を無視し、ポテンシャル力のみを考慮すると浮体の長周期応答をかなり過小推定する可能性がある。例えば、図 2.1.3 は、本研究で対象とするセミサブリグのサージ方向のポテンシャル波漂流力係数と後述する古典 Morison 式及び修正 Morison 式による粘性波漂流力係数、入射波スペクトル（有義波高 9.4 m、スペクトルピーク波周波数 0.0704 Hz）を重ねて示した図である。入射波スペクトルがパワーを有する周波数帯（0.06-0.08 Hz）でポテンシャル波漂流力係数が非常に小さいことが確認できる。一方、粘性波漂流力は飛沫帯における波粒子速度に起因する粘性抵抗により、大波高・低周波数域で有意な値を示す。低周波数域で非常に小さいとされている波漂流力が、大波高条件において、実際には粘性波漂流力によってかさ上げされるため、この粘性波漂流力を無視して係留設計を行えば、セミサブリグに働く荷重を過小評価することになる。

これまで、規則波中での粘性波漂流力に関する理論モデルは数多く報告されている⁷⁾⁻⁹⁾。しかし、浮体式構造物の係留システムに対する動解析を行う場合、一般的には不規則波の条件が使用されるため、不規則海象条件中で利用できる粘性波漂流力モデルについて検討する必要がある。本研究では、波漂流力をポテンシャル漂流力と粘性波漂流力の和として推定し、その推定手法を用いた時間領域での数値計算を行うことにした。

コラムに働く粘性波漂流力について、図 2.1.4 に示すように水平波粒子速度 u_i はコラムの飛沫帯で一定と仮定し、没水部は微小要素 Δz_i に対し、その中心の波粒子速度を用いる。波浪中において、水面を貫通して固定されるコラムの飛沫帯に働く波粒子速度に起因する粘性波漂流力 F_{vDF} は、次式のように古典 Morison 式の抗力項を用いて計算することができる。

$$F_{vDF} = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{1}{2} \rho C_d D_i \zeta_i(t) u_i(t) |u_i(t)| \right] \tag{2.1.1}$$

但し、 i はセミサブリグのコラム数、 D_i はコラム i の径、 ρ は流体密度、 C_d は抗力係数を表す。一方、コラムが水中に固定されていない場合は、 ζ_i を相対水面上昇量、 u_i を相対水平波粒子速度にそれぞれ置き換える。本研究では、修正 Morison 式に基づく粘性波漂流力として、次式を定義する。

$$F_{vDF} = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{1}{2} \rho C_d D_i (\zeta_i(t) - z_i(t)) (u_i(t) - \dot{x}_i(t)) |u_i(t) - \dot{x}_i(t)| \right] \tag{2.1.2}$$

但し、 $(\zeta_i(t) - z_i(t))$ 及び $(u_i(t) - \dot{x}_i(t))$ は、それぞれコラム i の相対水面上昇量と相対水平波粒子速度を表す。両 Morison 式を用いての時間領域シミュレーションでは、時々刻々の各コラム中心の水位変動、上下運動、水平波粒子速度、水平運動から個々のコラムに働く粘性波漂流力を計算し、コラムの数だけ総和し、時間領域運動方程式の外力項に加算した。なお、抗力係数 C_d は周波数に依存せず一定であるとした。

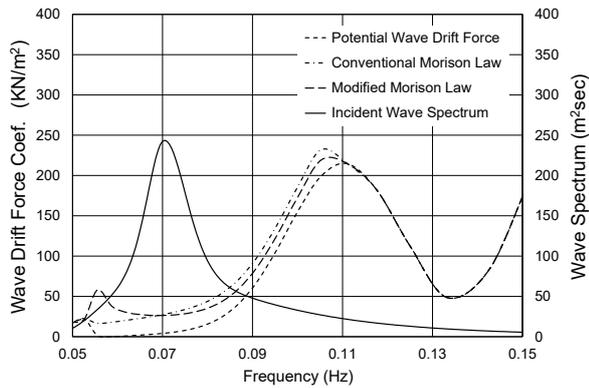


図 2.1.3 波漂流力の比較

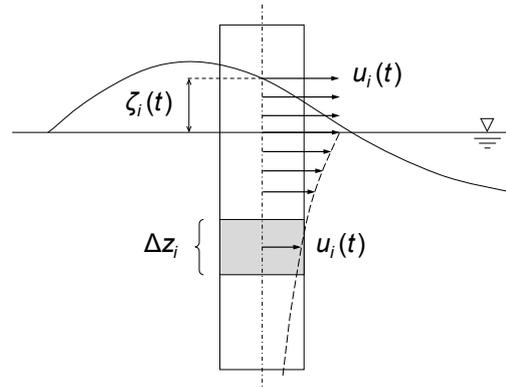


図 2.1.4 コラム飛沫帯を含めた水平波粒子速度の分布

2.1.7 数値シミュレーション

ポテンシャル波漂流力のみを考慮するケース、ポテンシャル波漂流力に (2.1.1) 式で示す古典 Morison 式あるいは (2.1.2) 式で示す修正 Morison 式による粘性波漂流力を加えたケースに対して数値シミュレーションにより動揺及び係留力評価を実施した。古典 Morison 式や修正 Morison 式を使用する場合には、式中の抗力係数 C_d の値を変化させて計算することで、文献⁴⁾に示される模型試験結果 (波向 180 deg, 有義波高 9.4 m, スペクトルピーク波周期 14.2 sec, JONSWAP のスペクトル型 ($\gamma=3.3$) の不規則波中における計測結果) との比較を試みた。修正 Morison 式 ($C_d = 3.0$) による計算結果と試験結果との比較例を図 2.1.5 に示す。セミサブリグの動揺ではピッチ運動も生じるが、浮体の水平及び鉛直 Offset (変位) が係留力に及ぼす影響が大きく、最大波高が発生する付近の浮体のサージ及びヒープ運動と波上側に配置されている 2 本の係留ライン (#1 及び#8) に働く係留力に着目して比較を行った。図では最大波高を含む 1,000 sec 間のデータを抽出して示している。セミサブリグのサージ運動に対する計算は模型試験に対して若干大きめの結果が得られているが、係留力は模型試験結果の方が大きくなっている。その理由の一つとして、模型試験における係留特性の再現が十分ではなかったことが考えられる。試験では硬い剛性のチェーンでモデル化を行っており、合成繊維の糸で調整したものの静的係留力特性を過大評価する結果になったと考えられる。そこで、計算結果と試験結果に対し、係留ライン特性に影響を受けないセミサブリグのサージ運動と係留ライン#1 に働く係留力の時系列データを MATLAB の HOSA (Higher Order Spectral Analysis) Toolbox を使用してクロスパイスpekトル解析することにより、入力が入射波、出力がセミサブリグのサージ運動あるいは係留力となる 2 次の応答関数 (QTF) を求め、比較を行うことにした。粘性波漂流力の式中

に含まれる抗力係数 C_d をパラメータとした計算の中から、修正 Morison 式 ($C_d=3$) により計算した結果を図 2.1.6 に示す。図はサージ運動と係留ライン#1 の係留力に対する QTF の対角項 (2 成分の周波数の差 $\Delta f = 0.00$) を表す。また、QTF の対角項に対し、入射波スペクトルが有意なパワーを持つ範囲で平均処理した結果を表 2.1.3 に示す。対象としたセミサブリグに働く粘性波漂流力を修正 Morison 式 ($C_d=3$) により計算することで、サージ運動と係留力の QTF を試験結果に対して安全側に評価することが可能であることがわかったため、次に係留力の異常値予測に関する検討を行うことにした。

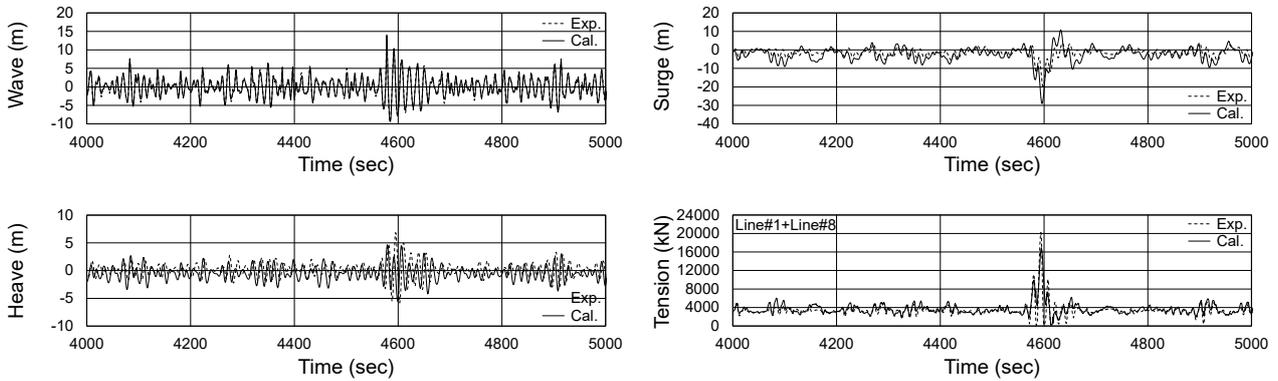
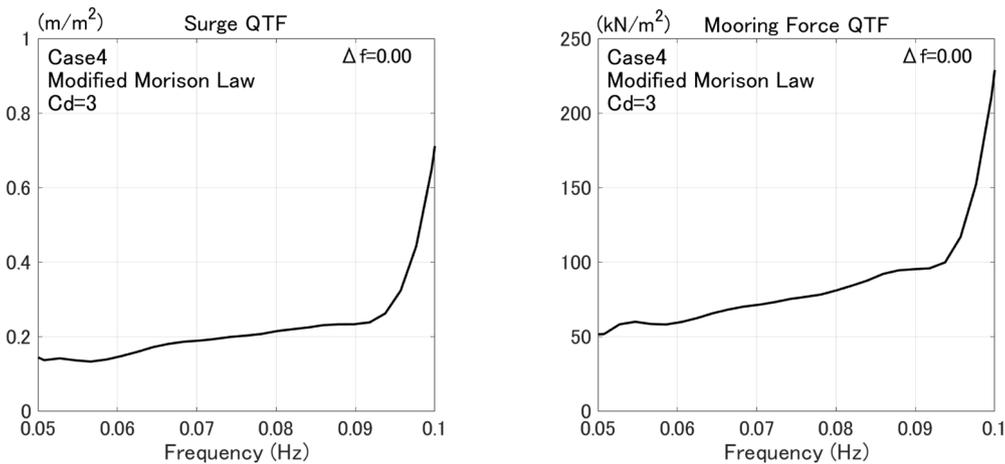


図 2.1.5 セミサブの運動と係留力に関する時系列データの比較例 (計算：修正モリソン法, $C_d=3.0$)



(a) サージ運動

(b) 係留ライン#1 の係留力

図 2.1.6 サージ運動と係留力に関する QTF の計算例 (修正モリソン法, $C_d=3.0$)

表 2.1.3 サージ運動及び係留力に関する QTF の平均値

	Surge (m/m ²)	Mooring Force (kN/m ²)
Model Test	0.11	21.43
Cal. (Modified Morison Law, $C_d=3.0$)	0.18	70.31

2.1.8 統計解析評価

表 2.1.4 に示す海気象条件を使用し、対象とするセミサブリグに対し複数回の数値シミュレーションを実施した。入射波には JONSWAP 型スペクトルによる長波頂波を使用した。また、波漂流力にはポテンシャル波漂流力だけでなく粘性波漂流力も考慮した。粘性波漂流力の推定には 2.1.7 項で述べた通り、修正 Morison 式 ($C_d=3$) を用いた。また、異常値解析には以下に示す 2 種類の計算結果を使用した。但し、両ケースの 3 時間分の時系列は、入射波に同じ異常値を含むように、波の位相に関する乱数シードは同一の組み合わせにて計算を行っている。

- (1) 3時間時系列データ 100 サンプル (持続時間3時間×100個のシミュレーション時系列)
- (2) 長期間時系列データ (持続時間3×*m*時間の計算時系列 (但し*m* ≤ 20))

表 2.1.4 統計解析評価のための海気象条件

Wave	Direction	180 deg
	<i>H_s</i>	9.4 m
	<i>T_p</i>	14.2 sec
	<i>γ</i>	3.3
Wind	Direction	180 deg
	Velocity	28.0 m/s
Current	Direction	180 deg
	Velocity	1.0 m/s

上記 (2) のケースにおいて3時間のシミュレーションを1-20回続けて実施し、係留ライン#1に働く係留力について、極値統計解析を行った。解析手法には Gumble 分布 Fit 法に加え、以下に示す一般化パレート分布 (GPD) Fit 法、3変数 Weibull 分布 Fit 法及び Rayleigh extreme 法も適用し、3時間再現値を比較した。一般化パレート分布を次式に示す。

$$\left. \begin{aligned}
 F_G(t) &= 1 - \left(1 + \xi_p \frac{t}{\sigma_p}\right)^{-1/\xi_p} && \text{for } \xi_p \neq 0 \\
 F_G(t) &= 1 - \exp\left(-\frac{t}{\sigma_p}\right) && \text{for } \xi_p = 0
 \end{aligned} \right\} \tag{2.1.3}$$

但し、 σ_p は尺度パラメータ、 ξ_p は形状パラメータを表す。閾値は任意であるが、本研究では $\mu + 2.9\sigma$ を用い、信頼幅は95%とした。なお、 μ 及び σ は、それぞれ時系列の平均、標準偏差を表す。

3変数 Weibull 分布を次式に表す。

$$F_w(t) = 1 - \exp\left[-(t - \mu_w)/\sigma_w\right]^{\xi_w} \tag{2.1.4}$$

但し、 σ_w は尺度パラメータ、 ξ_w は形状パラメータ、 μ_w は位置パラメータを表す。一般化パレート分布 Fit 法と同様に、閾値には $\mu + 2.9\sigma$ を用い、信頼幅は95%とした。また、極値分布を Rayleigh 分布と仮定した場合、指定荒天待機時間中における異常値の期待値 (Most Probable Maximum Value : MPM) は次式で表される。

$$\text{MPM value} = \mu + \sigma\sqrt{2\ln(n)} \tag{2.1.5}$$

但し、 $n(= T/T_z)$ はピークの数、 T_z はアップクロス平均波周期を表す。

図 2.1.7 に3時間シミュレーションによる入射波の係留ライン#1に働く係留力に対する極値分布を示す。図中の実線が Gumble 分布により Fitting した線、破線が Rayleigh 分布により Fitting した線、記号が極値の分布である。係留ライン#1に働く係留力については、Gumble 分布に対しては良好な一致を示すものの、Rayleigh 分布に対しては一致度が悪くなっている。不規則波中における浮体の長周期動揺とそれに起因する係留力の振幅の分布が強非線形であることや¹⁰⁾¹²⁾、係留力の振幅の確率分布は指数型分布に近づくことが知られており¹³⁾、本研究の結果も同様の傾向を示している。また、図 2.1.8 に上記の統計解析手法により得られた3時間再現値の比較結果を各シンボルにて示す。また、実線は持続時間3時間の数値シミュレーションを100回実施したときの母集団平均 (5,627.9 kN)、破線は95%信頼区間をそれぞれ表す。係留ライン#1に働く係留力に対する3時間再現値については、係留設計基準等で良く用いられる Rayleigh MPM 値が異常値の平均値 (母集団平均) を過小評価することがわかる。6時間ないし9時間の時間領域における数値シミュレーションを行い、Gumble 分布あるいは3変数

Weibull 分布で Fitting して 3 時間再現値を求め、それを 3 変数 Weibull 分布 Fit 法と GPD Fit 法の場合は 5%、Gumbel 分布 Fit 法の場合は 7% 増大することで 100 回シミュレーションにおける母集団平均である 5,627.9kN に近い値が得られる。また、各統計解析手法による係留力の 3 時間再現値を比較した図 2.1.8 より、いずれのケースにおいても、Rayleigh MPM 値は、異常値の平均値（母集団平均）を過小評価することがわかる。一方、3 変数 Weibull 分布 Fit 法あるいは GPD Fit 法による 3 時間再現値は母集団平均を上回るケースもあるが、概ね近い結果が得られており、GPD Fit 法による 3 時間再現値の方が、母集団平均に近い結果が得られていることがわかる。係留力のように非線形な傾向が強いものに対しては、従来、係留設計基準^{14),15)}に定められている Rayleigh extreme 法よりも、GPD Fit 法による評価の方が最大値を捉えやすく、係留設計の観点からすると、より安全側の評価が可能であると考えられる。

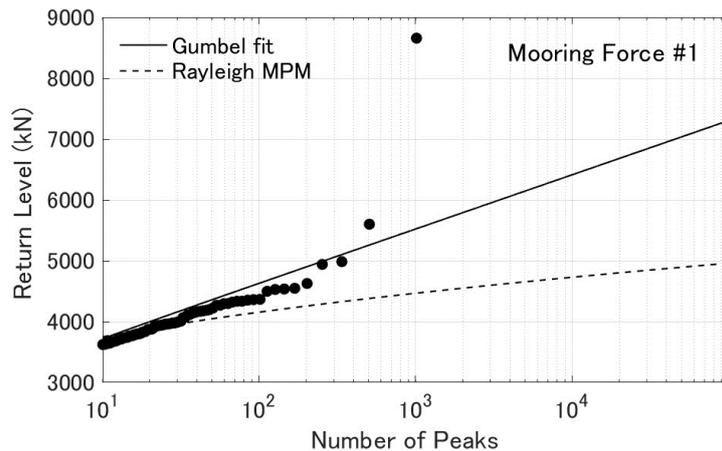


図 2.1.7 3 時間シミュレーションによる係留力#1 の極致分布

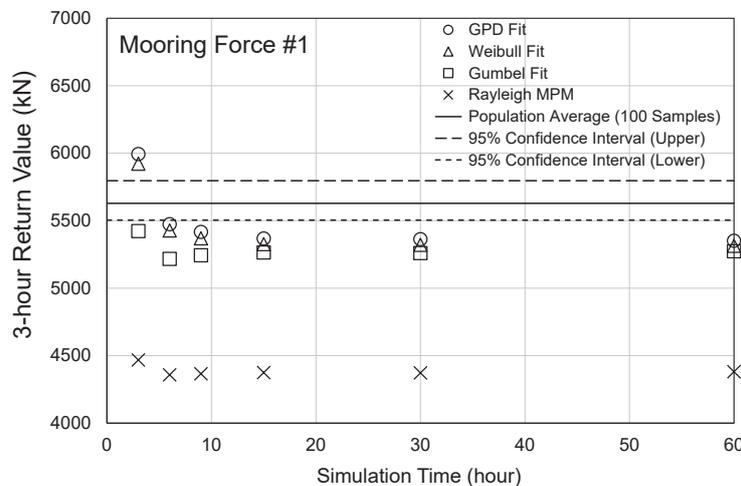


図 2.1.8 統計解析手法により得られた係留力#1 に対する 3 時間再現値の比較結果

2.1.9 まとめ

本研究では、係留されたセミサブリグを対象とした不規則波中で利用可能な粘性波漂流力の推定方法を示し、数値計算の結果と水槽試験の結果を比較し、その妥当性を検証した。また、係留力の安全性評価について、同計算モデルを用いた複数回シミュレーションあるいは長時間計算を実施し、極値統計解析手法の違いが係留力の異常値予測に及ぼす影響について検討を行い、以下の結果が得られた。

- (1) 更なる水槽試験と数値計算との比較は必要であるが、ポテンシャル波漂流力に加えて相対水面上昇量と相対水平波粒子速度を用いた修正 Morison 式 ($C_d=3$) による粘性波漂流力を考慮することで、係留されたセミサブリグの不規則波中における挙動や係留力を推定できる可能性が高い。

- (2) 100回シミュレーションあるいは長期間時系列データを用いた複数回シミュレーションを実施し、各種統計解析手法を用いて算出した3時間最大係留力の期待値の比較を行った。シミュレーションを30回行い、その平均をとれば、100回シミュレーションによる母集団平均の95%信頼区間に入るが、20回の場合は信頼区間を超える場合があるため注意が必要である。また、6時間ないし9時間計算に基づく3変数 Weibull Fit法あるいは GPD Fit法による係留力の3時間再現値は、母集団平均に概ね近い結果が得られ、特に GPD Fit法による評価の方が異常値最大を捉えやすく、係留設計の観点からすると、より安全側の評価が可能である。
- (3) 本節で示した粘性波漂流力の推定方法については、国内外において過去に類似の計算方法が提案されていない。また、国内外の係留設計基準においても粘性波漂流力そのものが取り扱われておらず、本研究の検討が今後の係留設計や安全性評価の精度向上に対して有意である。

2.2 巨大グループ波中における係留系の終局限界挙動

2.2.1 概要

2.1節でも述べた“Deepsea Atlantic”の係留破断事故は、巨大グループ波中で発生したとされている^{3),16)}。図2.2.1に水槽で発生させた巨大グループ波(本研究では、最大波高が有義波高の2倍を超えるグループ波を巨大グループ波と定義する)を含む不規則波の時系列の一例(有義波高:9.4m, スペクトルピーク波周期:14.2sec, γ :3.3)を示す⁴⁾。巨大グループ波は、海洋の不規則波のランダム位相の組み合わせにより稀に発生する現象である。海象条件を一定とした場合、巨大グループ波は最大波高が高いほどその発生確率が減少すると考えられるが、適切に設計された健全な係留系が破断事故を起こすとすれば、巨大グループ波のような異常な現象との遭遇を想定することが最も妥当であると考えられる。なお、巨大グループ波以外の異常な現象として、風速や有義波高で表される海象条件が設計条件を超える場合も考えられるが、本節では取り扱わない。

本研究に先立ち、著者らは巨大グループ波中で係留系が破断した“Deepsea Atlantic”の破断事故の再現を試みた⁴⁾。その結果、ライン張力が急激に増加した後に減少する状況は再現できたが、実機の計測結果とは異なり、ライン張力がおよそゼロまで減少する現象が現れた。また、最大波高が小さい巨大グループ波中の最大張力が、最大波高の大きい巨大グループ波中の最大張力よりも大きくなる場合も観測された。

本研究は健全な係留系の破壊確率、すなわち終局限界破壊確率の算出を最終の目標としているが、本節では、セミサブリグのカテナリーチェーン係留システムを対象として、水槽試験と係留シミュレーションの両面から巨大グループ波中での係留系の終局限界挙動を明らかにすることを目的として検討を行った結果を報告する。

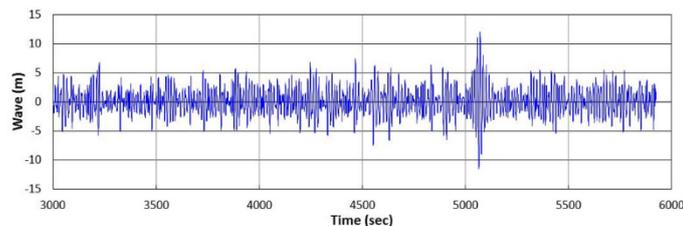


図 2.2.1 巨大グループ波を含む不規則波時系列の一例

2.2.2 Deepsea Atlantic の事故の概要^{3),16)}

図 2.2.2 に対象浮体の外観とスペックを示す。



船長 L	108.7 m
型幅 B	78.1 m
喫水 d	19.0 m
排水量 Δ	48,369 ton
係留ライン	84.0 mm チェーン
係留法	8 本スプレッド
水深	135 m

図 2.2.2 対象浮体の外観¹⁷⁾とスペック (2.1 節の諸元再掲)

“Deepsea Atlantic” の事故発生当時の海象条件は有義波高：9.4m，スペクトルピーク波周期：14.2sec，平均風速：28m/s，表層流速：1m/s（おおよそ 1 年再現の海象条件）であり⁴⁾，2.1 節で述べた通り 8 本のカテナリーチェーンとスラスタアシストを用いた位置保持によって天候待機中であった。約 2,000 kN を中心に変動していた係留ライン張力は突然増加をはじめ，1 分ほどでおおよそ 7,000 kN に達してラインは破断した。破断時の張力がチェーンの最小破断荷重 (Minimum Breaking Load: MBL) に達していないことから一部で整備不良が指摘されているが，本研究では健全な係留系を対象とする。図 2.2.3 に JIP で実施されたライン張力のシミュレーションと実測の比較，及び張力が急激に増大した時刻を拡大した時系列を示す。図 2.2.4 に実測されたヒープ運動から逆算された入射波の時系列を示す。ゼロクロスダウンではあるが最大波高は 21 m に達している。文献³⁾ではこれを“Large Wave Group”と呼んでおり，JIP では巨大グループ波が入射し，更に粘性波漂流力が作用したことで，想定よりも大きな外力が働いたと結論している。

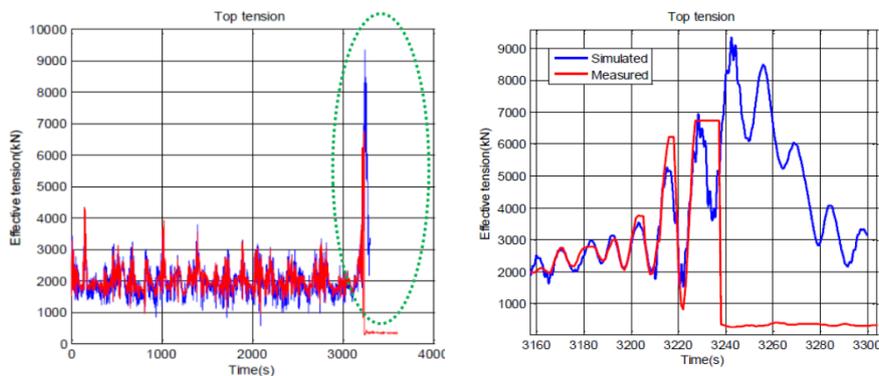


図 2.2.3 ライン張力の比較 (左) とその拡大 (右)³⁾

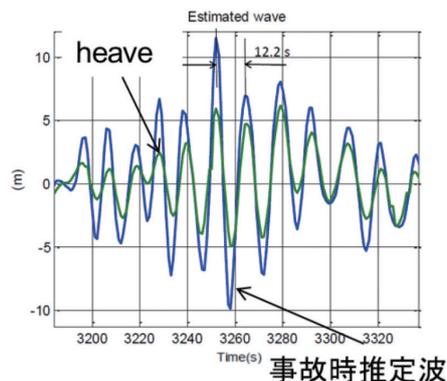


図 2.2.4 事故時の推定入射波³⁾

2.2.3 終局限界挙動確認試験

2.2.3.1 試験目的

本研究に先立ち実施した“Deepsea Atlantic”の係留破断事故再現試験⁴⁾では、同型のセミサブリグ及び公表されている資料から推測される係留系を再現した供試模型に対して、巨大グループ波を入射させてライン張力の挙動を計測し、実機の観測結果と比較した。図2.2.5に係留破断事故再現試験で得られた係留ライン張力の時系列と事故時の係留ライン張力の時系列を示す。それぞれライン張力が急激に増加して減少する状況は酷似しているが、試験結果ではライン張力がおおよそゼロまで減少する波周期の現象が現れている。この実機と模型の張力挙動の違いは、それぞれのライン軸剛性の違いから生じるものであるが、適切に設計された健全な係留系が破断に至る終局限界挙動は、このようなライン張力が波周期で大きく変動する挙動であると考えられる。

本研究では、実機データのように大きな長周期変動に小さな波周期の変動が乗っている状況(図2.2.5左図)を長周期優勢状態、試験結果のように波周期で大きく変動している状況(図2.2.5右図)を波周期優勢状態と定義し、それぞれの状態の出現状況や特徴について考察することで、係留ラインの終局限界挙動を明らかにすることを目的とした。具体的には波周期優勢状態が生じる条件を終局限界挙動確認試験により特定し、浮体の長周期運動と波周期のオービタルモーションを模擬した簡易シミュレーションにより検証した。

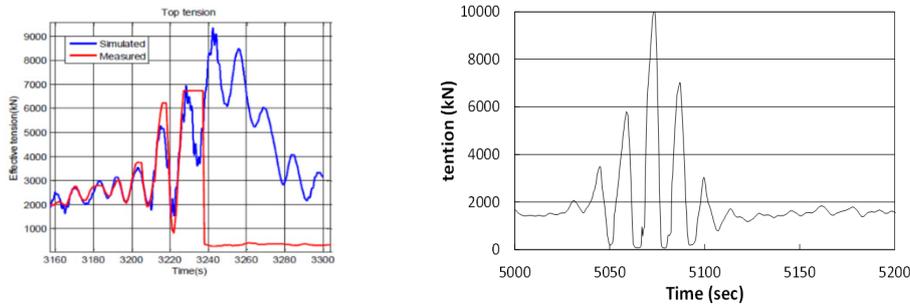


図2.2.5 事故時の張力時系列(左)³⁾と終局限界再現試験の張力時系列(右)

2.2.3.2 試験方法及び試験条件

図2.2.6に模型のセットアップと係留配置、図2.2.7に係留ライン模型を示す。浮体は1/82アクリル模型、係留ライン模型は市販のステンレスチェーンの中からリンクの線径が実機チェーンの1/82に最も近いものを用いた。

波周期優勢状態が発生する条件を考察するためのパラメータとして、グループ波の最大波高、平均周期、グループ波の継続時間、浮体の水平運動の固有周期、ラインの軸剛性を設定した。浮体の水平運動の固有周期はチェーンの長さを変えることで調整可能であり、試験で用いた固有周期は79 sec、178 secの2種類とした。係留ライン模型の軸剛性は、模型の性格上、実機チェーンの軸剛性の縮尺値に比べて1桁程度高くなっている。この影響については後述のシミュレーションで考察する。

海象条件は“Deepsea Atlantic”の事故時と同じ、有義波高:9.4 m、スペクトルピーク波周期:14.2 secの一方方向不規則波を基本とし、ランダム位相を変化させた複数の不規則波(3時間相当)を対象とした。また、風と流れは考慮しないこととした。3時間時系列中の各グループ波についてSIWEH(平滑化した波エネルギーの時間変化曲線)をグループ波の継続時間にわたって積分することで得られる指標(積分化SIWEH)を適用し、指標値が最大となるグループ波を3時間時系列の最大グループ波とする。SIWEH及び積分化SIWEHは次式で表される。

$$\left. \begin{aligned}
 E(t) &= \frac{1}{T_p} \int_{-T_p}^{T_p} \zeta^2(t + \tau) Q(\tau) d\tau \\
 Q(\tau) &= 1 - \frac{|\tau|}{T_p} \text{ at } |\tau| \leq T_p, \quad Q(\tau) = 0 \text{ at } |\tau| > T_p \\
 IE &= \int_{T_1}^{T_2} E(t) dt
 \end{aligned} \right\} \tag{2.2.1}$$

但し, $E(t)$ はSIWEH, T_p はスペクトルピーク波周期, $\zeta(t)$ は水位変動, $Q(\tau)$ は三角フィルター関数を表す. また, IE は積分化SIWEH, T_1 及び T_2 はSIWEHのピーク前後においてSIWEHの平均を下回る値(最低値)が生じる時刻をそれぞれ表す.

最大グループ波を中心にした前後3分の時系列を水槽で発生させて模型に入射させた. 積分化SIWEHは大きな最大係留張力を発生させやすいグループ波を選定するために著者らが開発した指標であり, グループ波の継続時間を含んでいる⁴⁾. 対象とした不規則波の有義波高は同一であるが, ランダム位相が異なるため, グループ波の形状やパラメータは異なっている. 図2.2.8に試験に用いた入射波の計測結果を示す.

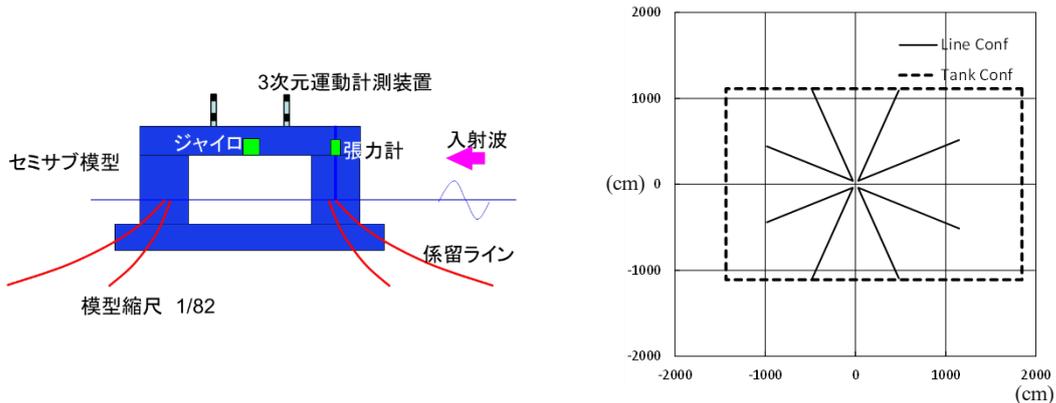


図 2.2.6 模型のセットアップ (左) と係留配置 (右)



図 2.2.7 係留ライン模型

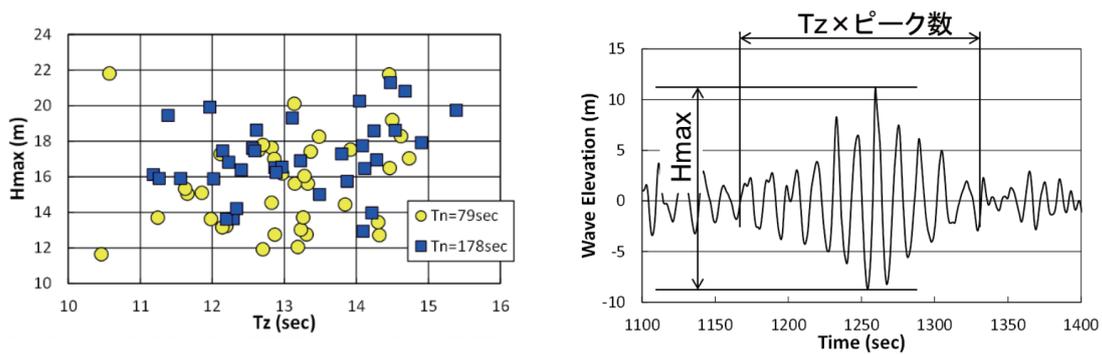


図 2.2.8 入射波の計測結果 (左) と波条件の定義 (右)

2.2.3.3 試験結果

図2.2.9に試験における長周期優勢状態と波周期優勢状態の出現状況を示す. 青マークが長周期優勢, 黄色マークが波周期優勢を示す. 左図は固有周期 $T_n=178$ sec, 右図は固有周期 $T_n=79$ sec である. 結果として, 固有周期が長い ($T_n=178$ sec) と長周期優勢状態も出現するが, 固有周期が短い ($T_n=79$ sec) と長周期優勢状態は出現しなかった. 一方, 最大波高や波周期に対しては長周期優勢状態の出現は相関が無いと考えられる. 固有周期による結果の違いから, 優勢状態の出現にはラインの張り方が強く影響していると考えられる.

ラインの張り方が強く影響していることから、浮体の位置と浮体のオービタルモーションの関係を確認することとした。図 2.2.10 は水槽試験において典型的な長周期優勢状態（左図）と波周期優勢状態（右図）が観測された時の係留ラインの浮体側取り付け点の軌跡を波の進行方向に平行な鉛直面に投影したものである。長周期優勢状態の場合、サージ運動の初期位置近傍で大きなオービタルモーションが発生しているが、波周期優勢状態ではサージ運動の初期位置から波下に流されたところで大きなオービタルモーションが発生している。これは、グループ波の最大波高との遭遇と長周期運動の変位がピークになるタイミングが合うと波周期優勢状態が発生することを示している。

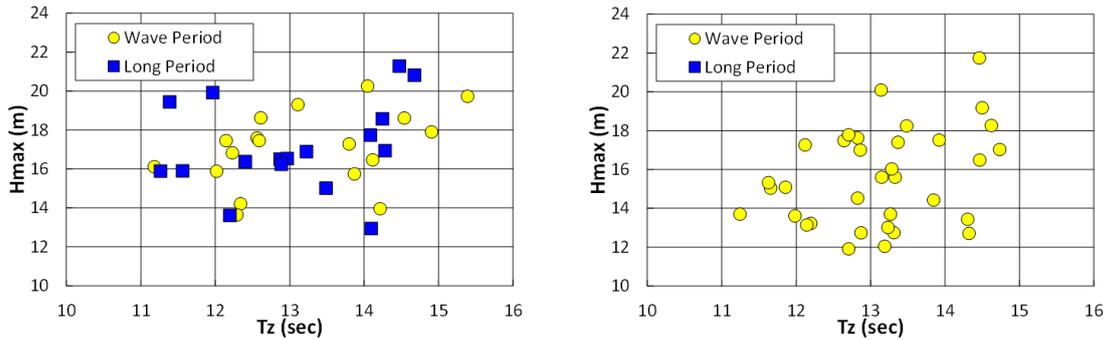


図 2.2.9 長周期優勢と波周期優勢の出現状況 (Tn=178 sec(左)と Tn=79 sec(右))

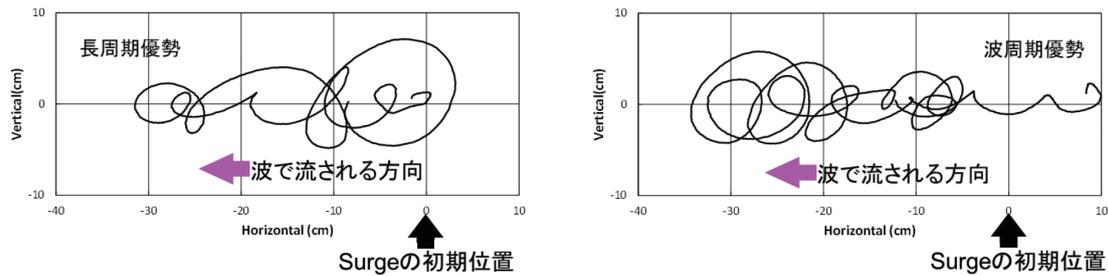


図 2.2.10 係留ライン取り付け点の軌跡（長周期優勢(左)と波周期優勢(右)）

2.2.4 簡易係留シミュレーション

サージの長周期運動のピーク時刻と最大波高の時刻が重なる場合に、ライン張力に波周期の大振幅の変動が生じて最大張力が極大化されることを検証するため、係留取り付け点のオービタルモーションを模擬した係留ラインの動的シミュレーションを実施した。計算には商用の解析ツール OrcaFlex を用いた。軸剛性は模型（縮尺 1/82）の値を実機換算して用いた。

図 2.2.11 にシミュレーションの模式図を示す。1 本のカテナリーチェーンの上端を係留取り付け点の運動を模擬して波周期で回転させる強制加振シミュレーションである。回転半径を徐々に増加させるため軌跡は渦巻状になっている。回転周期は不規則波のスペクトルピーク波周期に相当する 14.2 sec である。回転半径が大きいということは波高が大きいことを意味する。回転開始前にチェーン上端をアンカーと逆の方向に定常変位させることで、浮体の長周期運動による変位を模擬した。大きな定常変位でのシミュレーションは長周期運動のピークと最大波高が重なる場合を模擬し、小さな定常変位でのシミュレーションは長周期運動のボトムと最大波高が重なる場合を模擬している。大きな定常変位でのシミュレーションにより波周期優勢の時系列パターンが発生していれば、長周期運動のピーク時刻と最大波高の時刻が重なると波周期優勢状態となると言うことが出来ると考えられる。

図 2.2.12 はシミュレーションの結果である。横軸は回転の半径である。比較のため動的計算結果に加え準静的計算結果も表示した。ライン張力は定常変位時の張力 (T_Stedy : 定常張力) で正規化した。定常変位 5 m の場合は半径 7 m 以上で回転させても張力の極小値はゼロ近ならず長周期優勢のパターンを示し、定常変位 30 m の

場合は半径 4 m で張力の極小値がゼロ近傍まで下がり波周期優勢状態が発生し、ライン張力も極端に大きくなった。

以上のことから、サージの長周期運動のピーク時刻とグループ波の最大波高の時刻が重なると波周期優勢状態が発生し、最大張力が極大化されることが検証できた。また、チェーンの軸剛性としてモデルチェーンの値の実機換算値を用いていることは波周期優勢状態を発生させやすい状況であると言えるが、軸剛性に拘わらず終局限界挙動としては、同等の状況が発生していると考えられる。

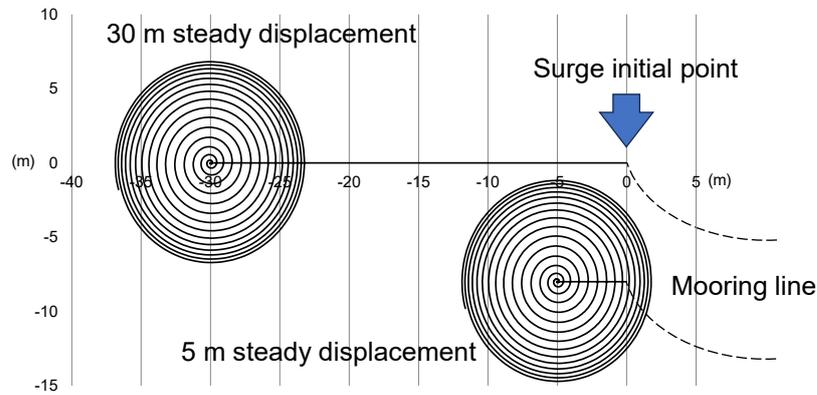


図 2.2.11 シミュレーション模式図

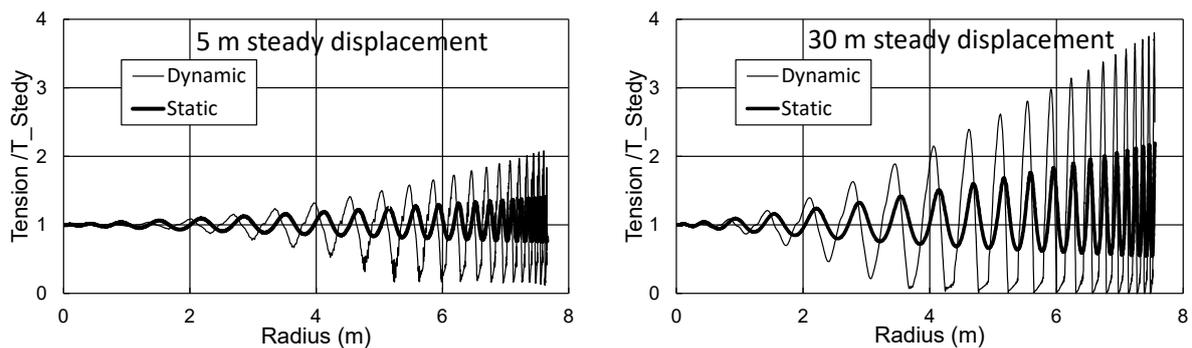


図 2.2.12 オービタルモーション半径と張力変動の関係（長周期変位小(左)と長周期変位大(右)）

2.2.5 まとめ

セミサブリグのカテナリーチェーンによる係留システムの終局限界挙動を明らかにするため、終局限界挙動確認試験と簡易的な係留シミュレーションを行い、以下の結果が得られた。

- (1) ライン張力が波周期で大きく変動する波周期優勢状態が発生すると、最大張力が極端に増加する。
- (2) 長周期運動の変位がピークになる時刻と最大波高が発生する時刻が重なると、波周期優勢状態が発生する。
- (3) 本研究の最終目標である適切に設計された健全な係留系が巨大グループ波中で破壊する確率を求めるには、今後、巨大グループ波の最大波高の超過確率、長周期運動のピーク時刻と最大波の発生時刻が重なる確率の推定法を明らかにする必要がある。

2.3 潮流中における生産ライザーの VIV 挙動解析^{18), 19)}

2.3.1 概要

海洋での石油開発においてライザーで開發生産を行う際には、開発環境下で絶えず潮流にさらされており、その潮流を受けることによって生じる渦励起振動（VIV: Vortex Induced Vibration）がライザーに影響を及ぼし、長期的な生産においては、その繰り返し応力による疲労破壊への影響が懸念される。開発水深が深くなるにつれ、VIV が生産ライザーに及ぼす疲労被害はプラットフォームの動揺等、他の要因と比較すると、より重要なものとなる。

本研究では生産ライザーの縮尺部分模型を用いた VIV 挙動試験を行い、モードの重ね合わせによる周波数領域法と渦追跡モデルによる時間領域法の2つを用いて解析を行い、試験データとそれぞれの解析方法との挙動や振動周波数の比較を行った。また2通りの解析結果の比較から計算手法による VIV 挙動の違いについて考察を行った。

2.3.2 VIV 挙動試験

潮流中にあるライザーの VIV 挙動を観察するため、想定実機の縮尺約 1/9 部分模型を用いて VIV 挙動試験を行った。試験の設営状況を図 2.3.1 に示す。模型試験は当所の深海水槽の円形水槽部（水深 5 m, 直径約 14 m）を用いて実施した。水槽内に模型及び潮流発生装置（最大流速 0.3 m/s）を設置し、三次元挙動装置を用いてライザー模型に設置したマーカーの振動幅を計測した。浮力材を取り付けることで、ライザーのみの場合に比べて異なる VIV 挙動を示すことが想定されるため、試験では浮力材を取り付けた場合と取り外した場合の2通りに対して計測を行った。45度の傾斜で設置したライザー模型の両端部にはユニバーサルジョイントを設け、模型上端を6分力計と接続することで VIV 挙動に伴う上端張力も計測した。なお、流速分布については、事前に流速計を用いて水槽中央にて水面から水深 2 m まで 10 cm 刻みで検定を行い、表 2.3.3 に示す試験条件に近い流速分布が得られるようなモーター回転数を調整した。

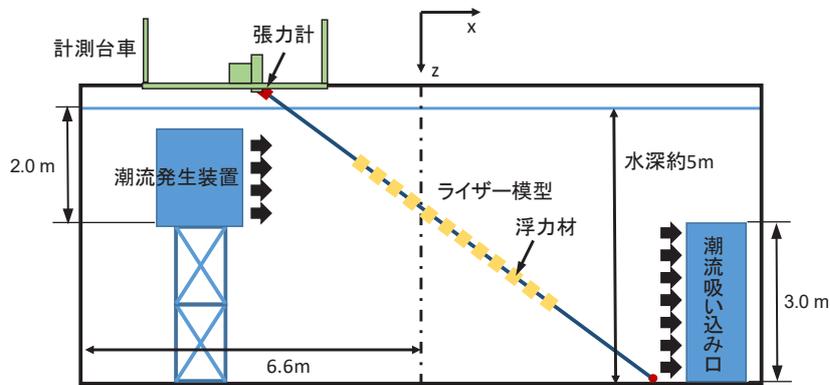


図 2.3.1 VIV 挙動試験の設営図

表 2.3.1 ライザー模型の要目

項目	単位	想定実機	模型目標値	模型設計値
縮尺	—	—	8.97	8.97
全長	m	—	8	8
外径	mm	305	34	34
曲げ剛性	Nm ²	4.67E+07	8.05E+02	8.16E+02
空中重量	Kgf/m	1.76E+02	17.47	18.37
水中重量	Kgf/m	1.52E+02	15.07	15.03



図 2.3.2 ライザー模型の外観

表 2.3.1 と図 2.3.2 にライザー模型の要目と外観を示す。ライザー模型は管径を模擬した鞘部と曲げ剛性を模擬した軸芯部、重量調整用のスペーサーで構成される。以下にライザー模型の仕様を示す。

- 芯 材質：SUS 丸棒，直径：17.0 mm，長さ：2,000 mm×4 本
- 鞘 材質：ポリカーボネイト，外径 34.0 mm，内径 31.0 mm，長さ：800 mm×9 本，764 mm×1 本
- スペーサー 材質：真鍮，外径 30.0 mm，内径 18.0 mm，長さ：12.0 mm×60 個

また、表 2.3.2 と図 2.3.3 に浮力材の要目と外観を示す。浮力材は発砲ウレタンとポリ塩化ビニルの組み合わせとし、30 個用意した。試験条件を表 2.3.3 に示す。

表 2.3.2 浮力材の要目 (1 部材当たり)

項目	単位	想定実機	模型目標値	模型設計値
長さ	mm	1,000	111.48	111
外径	mm	750	83.61	83.60
内径	mm	305	34	34
空中重量	Kgf	1.72E+02	2.39E-01	18.4E-01
水中重量	Kgf	-2.05E+02	-2.85E-01	-2.85E-01

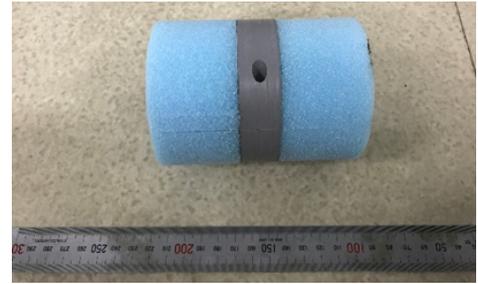


図 2.3.3 浮力材の外観

表 2.3.3 試験条件

流速 (cm/s)	ケース数
5.0, 7.5, 10.0, 12.5, 15.0, 17.5, 20.0, 22.5, 25.0	9

2.3.3 試験結果

浮力材設置時の各流速に対する VIV 振幅の試験結果を図 2.3.4 に示す。横軸は管径に対する VIV 変位量 A/D 、縦軸は水深に対する深さ $z/Z0$ を表す。浮力材がある場合、最大流速 12.5 cm/s 以下においてほとんど振幅が確認できず、VIV による共振現象は見られなかった。しかし、最大流速 15.0 cm/s より 1 次モードの振動が増大しはじめ、最大流速 20 cm/s において振幅最大を示した。また、最大流速が 22.5 cm/s 以降は振幅の減少が見られ、これは運動が 1 次モードから 2 次モードへと変化している過程と思われる。

また、図 2.3.5 及び図 2.3.6 には各流速における振動周波数 f とその時の横方向における上端張力の平均振幅 F_y の試験結果を示す。横軸は各流速を次式で示す換算流速 (Reduced Velocity, U_r) にて表している。

$$U_r = \frac{U}{Df_n} \quad (2.3.1)$$

但し、 U は定常流速、 D はライザーの外径 (浮力材がある場合は浮力材の外径)、 f_n は振動する物体の固有振動数を表す。

図 2.3.4 で VIV 挙動が確認できる最大流速 15 cm/s ($U_r=5.74$) より大きい範囲では、図 2.3.5 において振動周波数 f が 0.28 付近でほぼ一定になることがわかる。この流速においてロックイン現象が発生し、渦放出周波数と模型の固有振動数が一致し、共振を起こしていることが確認できた。また、図 2.3.4 で VIV 振幅が最大を示した最大流速 20 cm/sec ($U_r=7.66$) の時、図 2.3.6 においても上端張力の振幅 F_y が最大となり、試験条件の中では最も破損につながる応力が発生している。

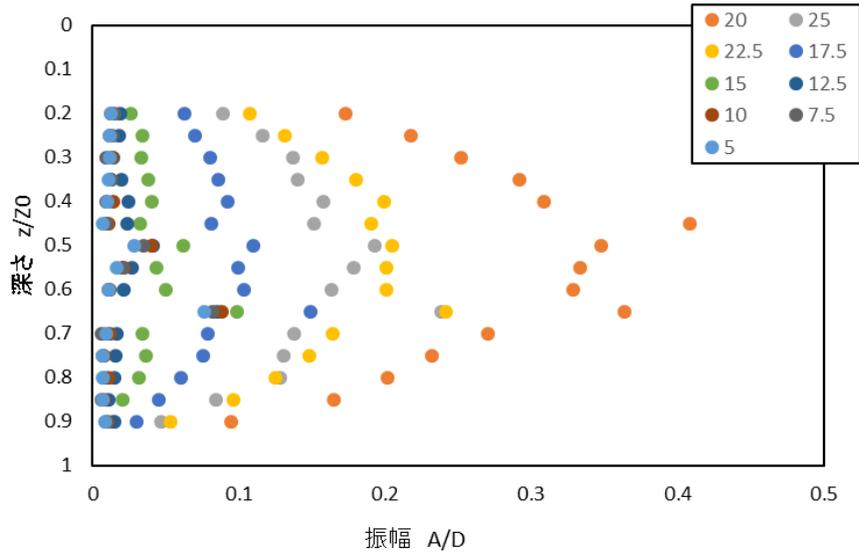


図 2.3.4 浮力材設置時の各流速における VIV 振幅

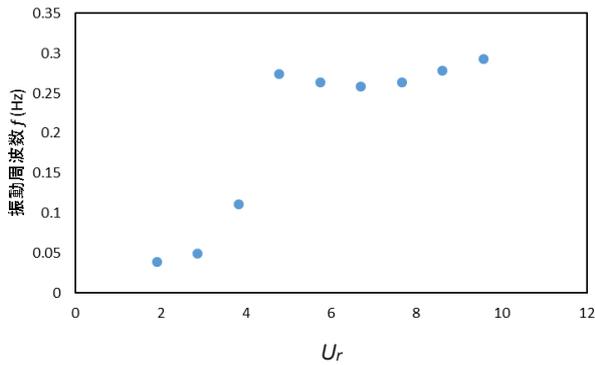


図 2.3.5 浮力材設置時の振動周波数

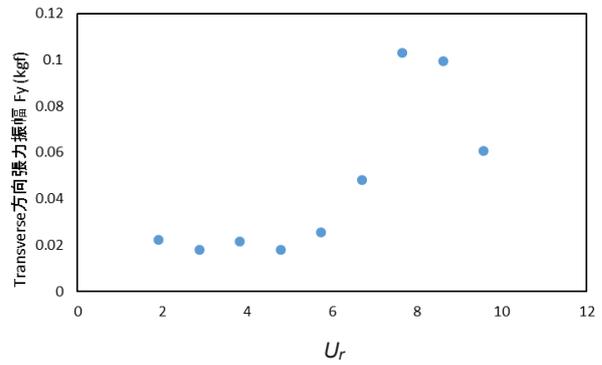


図 2.3.6 浮力材設置時の上端張力変位

図 2.3.7 は浮力材無しのリザー模型に対する VIV 変位振幅の試験結果を示す。浮力材を取り外した場合、最大流速 12.5 cm/s ($U_r=6.49$) からはっきりとした振幅の増大が確認できた。最大流速 15.0 cm/s ($U_r=7.79$) で最大振幅を記録し、それ以降の流速で VIV 振幅は減少している。振動開始時の流速が浮力材の有る場合と異なる原因は、浮力材を外した時の初期張力の変化と管径の減少によるものと考えられる。

図 2.3.8 及び図 2.3.9 は各流速に対する振動周波数 f とその時の横方向における上端張力の振幅平均 F_y の試験結果を示す。図 2.3.8 より最大流速 12.5 cm/s ($U_r=6.49$) より大きい範囲で振動周波数が一定となり、ロックイン現象を確認できる。浮力材が有る場合と比較した時、より遅い流速で VIV が発生していることがわかる。図 2.3.9 に示す横方向における上端張力の平均振幅の結果から、最大振幅が生じた最大流速 15.0 cm/s ($U_r=7.79$) において、張力振幅が最大になることが確認できた。

模型試験から潮流によってリザー模型に生じる VIV 現象を確認することができた。浮力材の有無に関わらず、最大振幅は両者とも管径に対する 0.3~0.4 倍の間になることがわかる。しかし、浮力材取り付け時の管径はリザー模型の管径よりも約 2.5 倍大きいため、実際の振幅は浮力材を設置した場合の方が大きくなり、浮力材による重量の軽減と管径の増大によって VIV 挙動に影響が生じることが試験によりわかった。

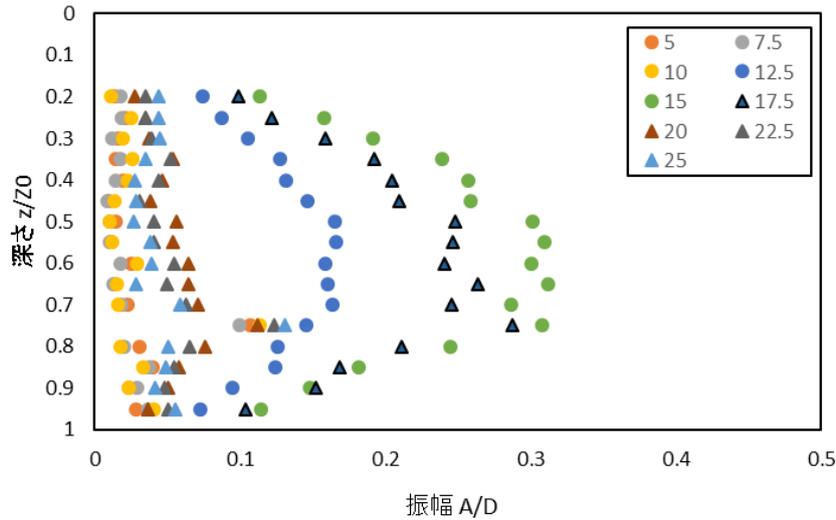


図 2.3.7 浮力材無しの場合の各流速における VIV 振幅

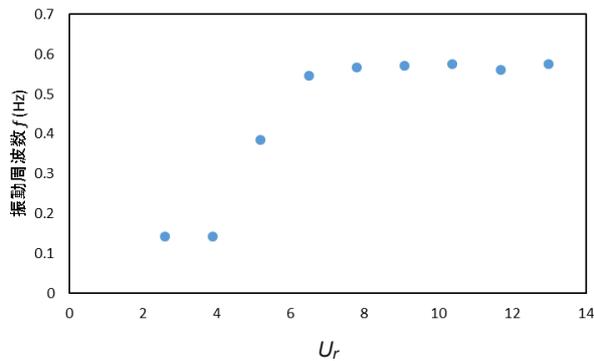


図 2.3.8 浮力材無しの場合の振動周波数

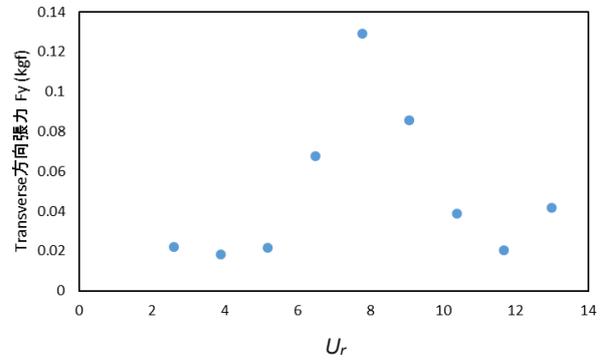


図 2.3.9 浮力材無しの場合の上端張力変位

2.3.4 VIV 挙動解析

2.3.3 項で述べた模型試験の結果をもとに、周波数領域 VIV 解析法の代表ツールである Shear7 を用いたモードの重ね合わせによる周波数領域法 (以下、周波数領域法) と OrcaFlex を用いた渦追跡モデルによる時間領域法 (以下、時間領域渦追跡法) の 2 通りの解析手法を用い、試験データとそれぞれの解析方法との VIV 振幅や振動周波数の比較を行った。また、2 通りの解析結果の比較から、計算手法による VIV 挙動の違いについて考察を行った。

2.3.4.1 周波数領域法による解析

最初にライザーの固有振動数とモード形を計算し、どのモードが発達しやすいかを決定した。構造減衰比を調整することにより、最終的に試験結果に沿うような応答振幅 (A/D) を求めることができる。浮力材の有無に依らずロックイン状態にある代表流速 17.5 cm/s 及び浮力材設置時に比較的大きな振幅が生じている流速 22.5 cm/s を例として、構造減衰比を 0.02, 0.03, 0.04 と 3 通りに変化させた場合の VIV 振幅について、計算結果と試験結果を比較したものを図 2.3.10 に示す。計算結果では、流速 17.5 cm/s の場合に構造減衰比が 0.04 で試験結果と近い値を示したが、最大振幅となる流速においてライザーへの疲労影響が最大になると考え、流速 22.5 cm/s の結果を重視することとし、本研究では周波数領域法、時間領域渦追跡法ともに構造減衰比は 0.03 を使用することにした。

計算モデルの要目を表 2.3.4 に示す。計算モデルは想定実機のスケールで解析を行い、試験結果と比較する際にライザーの管径を代表長さとする縮尺比 1/8.971 に合わせる。潮流の代表流速は 7.5~25.0 cm/s まで 2.5 cm/s 刻みで計算を行った。図 2.3.11 から代表流速 15 cm/s ($U_r=7.79$) 付近で VIV モードの変化が確認できる。これは振動のモード数の変化と考えられ、ライザーの運動が大きく変化する。図では代表流速 7.5 cm/s から発達している一

次モードの VIV に流速の増加に伴う振幅の減少が見られ、代表流速 17.5 cm/s からはモード数の変化を確認できる。二次モードの発生により、振幅や運動が発達する箇所や周波数に変化し、ライザーの疲労被害へ影響を及ぼすと考えられる。

表 2.3.4 計算モデルの要目

項目	単位	模型	計算モデル
縮尺	-		8.971
全長 L	m	8.05	72.213
外径 D (ライザー)	m	0.034	0.305
	(浮力材)	m	0.0836
内径 d	m		0.254
曲げ剛性 EI	kNm ²	0.797	4.63E+04
水中重量 Wwa (ライザー)	Kgf/m	1.891	152.156
	(浮力材)	Kgf/m	-0.429
揚力係数 Cl	-	1.0	1.0

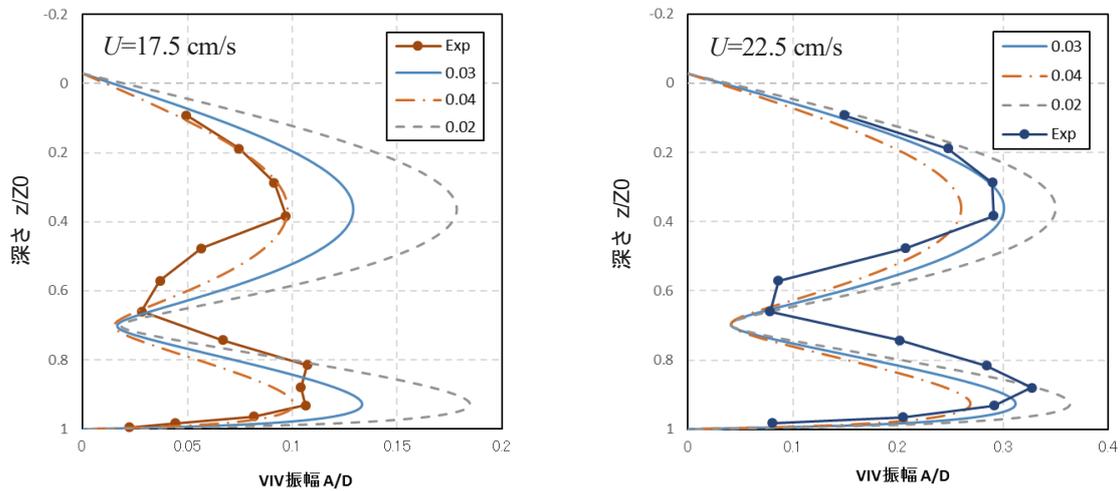


図 2.3.10 周波数領域法による VIV 振幅の比較

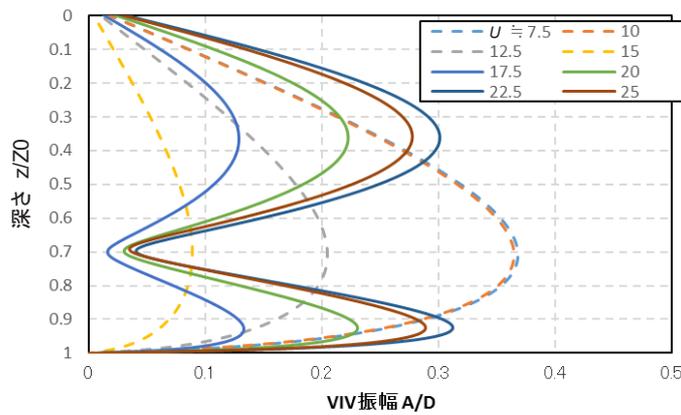


図 2.3.11 周波数領域法による VIV 振幅の結果

2.3.4.2 時間領域渦追跡法による解析

時間領域渦追跡モデルでは、フィルター周期というパラメータを設定する必要がある。これは VIV によるライザーの運動が伴流内の流体速度に影響を及ぼさないようにするためのパラメータである。本研究の解析ではフィルター周期を 10 Hz に設定した。計算時間は 1,500 秒とし、運動の立ち上がり時のデータを省き、安定した VIV 挙動の解析結果を得るために最後の 500 秒間のデータを用いて解析した。なお、時間領域渦追跡モデルで使用するライザーモデルは周波数領域法と同じものを使用した。

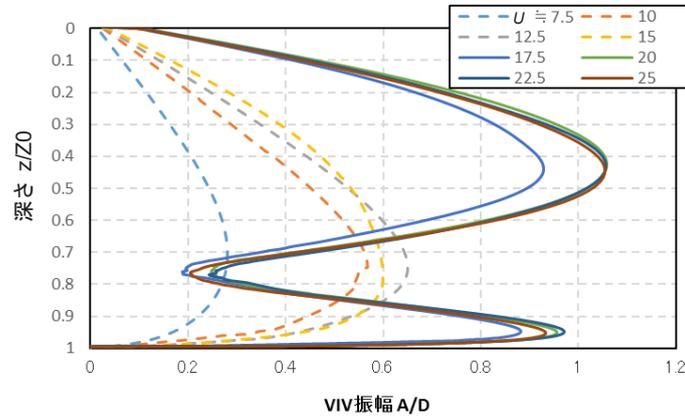


図 2.3.12 時間領域渦追跡法による VIV 振幅の結果

図 2.3.12 から、時間領域渦追跡モデルにおいても代表流速 17.5 cm/s で二次モードが生じることがわかる。しかし、時間領域渦追跡法の場合では代表流速 20 cm/s 以上の場合で VIV 振幅がほぼ一定とり、一次モードの振幅に比べ、二次モードの振幅が大きくなった。図 2.3.13 は周波数領域法との VIV 振幅の比較である。それぞれの解析法ともに代表流速 22.5 cm/s で二次モードにおける VIV 振幅が最大となった。代表流速 7.5 cm/s を除けば、時間領域渦追跡モデルは周波数領域法と比べ振幅が大きく算定され、例えば、代表流速 22.5 cm/s の場合には VIV 挙動が約 3.5 倍に過大評価されており、各流速においてモードが発達する地点も若干の違いが見える。

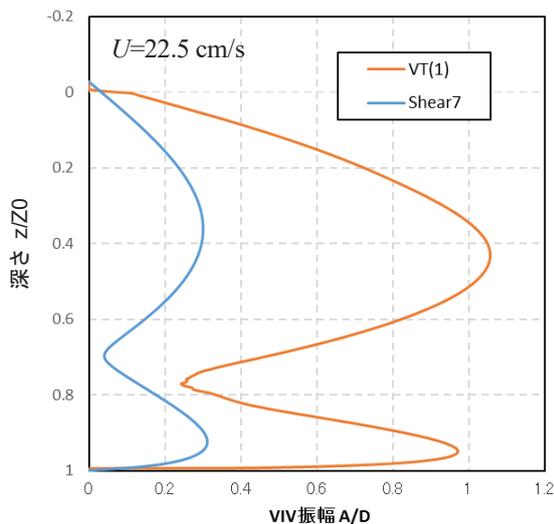


図 2.3.13 計算法の違いによる VIV 振幅の比較

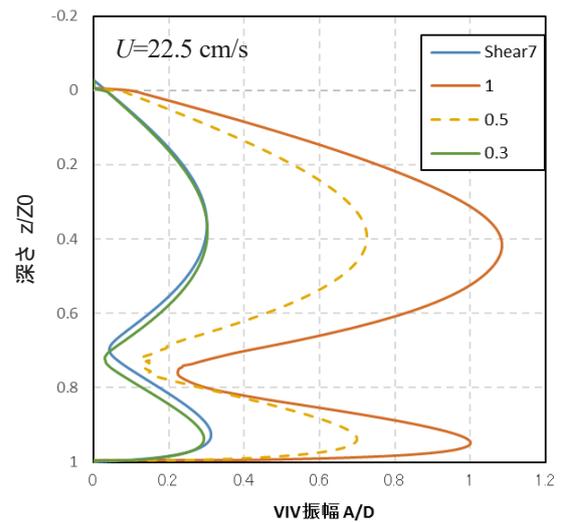


図 2.3.14 横方向渦力係数を変化させた結果

時間領域渦追跡モデルでは、VIV 振幅が模型試験や周波数領域法の結果とは大きく異なることがわかった。OrcaFlex では動的計算を行うとき、様々な係数を調整することが可能である。本研究では、横方向渦力係数 (VIV 抑制装置の低減効果を示す係数) が VIV に影響する項と考え、感度解析を行った。代表流速 22.5 cm/s の場合に

横方向渦力係数を変化させた結果を図 2.3.14 に示す。二次モードであることと振幅が大きくなる深さについて変化はないが、係数の減少とともに振幅も減少し、係数が 0.3 の時に時間領域法の結果が周波数領域法の結果とほぼ同じになる。この値は、Bartrop & Adams²⁰⁾による係数と同じ値に相当する。一般に、時間領域渦追跡モデルは VIV 振幅を過大評価すると言われているため、このモデルを使用する場合には、横方向渦力係数の感度解析を行う等、解析結果に注意しなければならない。

2.3.5 まとめ

本研究では、模型試験と数値シミュレーションからライザー管の VIV 挙動影響の確認と評価を行い、以下の結果が得られた。

- (1) 模型試験において浮力材を取り付けた場合と取り外した場合のライザー管に対する VIV 挙動を確認できた。浮力材を設置することで振幅の増大はあったが、管径に対する VIV 振幅比には浮力材の差がでなかった。
- (2) 試験結果を踏まえた数値解析では、周波数領域法を用いた場合、計算モデルと感度解析によって求めた各種係数を与えることで VIV 振幅と振動周波数ともに試験結果の再現を行うことができた。時間領域法においては振動周波数を試験結果と合わせることができたが、VIV 振幅は過剰な値をとることがわかった。この過大評価に関して、ライザーの設計を行う際は安全側の評価として許容できると考える。
- (3) 周波数領域法では、構造減衰を 3%にすると VIV 振幅に関し、試験結果とほぼ一致する結果を得ることができた。
- (4) 時間領域渦追跡法では、VIV 振幅に関しては試験結果に比べかなり過大評価する。この方法は横方向渦力係数に敏感で、本研究の場合はその係数を 0.3 とすることで試験結果とほぼ一致する結果が得られた。詳細については、今後検討が必要である。なお、カテナリーライザーの場合は一部海底面を這うため、VIV 振幅に対する海底面摩擦係数の影響も検討する必要がある。

2.4 外部タレットに作用するスラミング力に及ぼす底面勾配角の影響評価^{21), 22)}

2.4.1 概要

現在、浮体式海洋石油・ガス生産設備の 6 割以上を占める FPSO²³⁾の係留方式は、タレット方式が一般的であるが、中でも図 2.4.1 に示す船首外部にある外部タレット (External Turret) は、とりわけ浅水域や穏やかな海域において一般的であり、東南アジア等のモンスーン地域では多く利用されている。波浪中における船体運動が大きくなると、甲板上への海水の打ち込みや波面が船底をたたくために大きな衝撃力が発生すること (スラミング現象) が知られているが、1998 年にスラミングにより船首外部板を損傷した“Schichallion”の事故においてタレットに発生するスラミングの危険性が示唆され、SAFE-FLOW プロジェクト²⁴⁾の一環として、係留索の破損につながるタレットに働く衝撃力 (以下、スラム力) や圧力の計測試験が行われた。この試験では、模型船に底面の勾配角 (Deadrise Angle, 図 2.4.1) が 0 deg (平板) 及び 20 deg (円錐) のタレット模型を取り付けて波を起し、スラミング時にタレットに働くスラム力や圧力を計測し、タレット底面に勾配角をつけることで、タレットに作用するスラム力と圧力を低減できることが示された。しかし、この研究において、勾配角の大きさがスラム力や圧力にどの程度の影響を与えるかについては明らかになっていない。また、(2.4.1) 式で示されるスラム力 F_S の表現に含まれ、スラム力評価に用いられるスラミング係数 C_S についても具体的な検討がなされておらず、スラミング係数を使用する数値シミュレーションにおいて、スラム力の評価が難しい状況にある。

$$F_S = \frac{1}{2} \rho C_S v^2 S \quad (2.4.1)$$

但し、 ρ は流体密度、 v は水面と物体の相対速度、 S は面積を表す。

本研究では、勾配角が 0 deg 及び 20 deg のタレットに加え、SAFE-FLOW プロジェクトでは取り扱われなかった 10 deg のタレットを加えた 3 つの縮尺模型に対する水槽試験と商用解析ツールである OrcaFlex を使用したスラミング係数に対する検討をおこなうことで、勾配角の大きさがスラム力と圧力に及ぼす影響を明らかにすると

ともに、ばらつきが大きく、正確な推定の難しいスラム力について、特に外部タレットに対して有効なスラム力推定手法を提案することを目的とした。

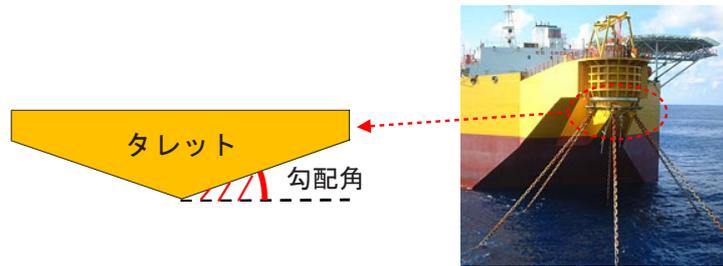


図 2.4.1 外部タレット²⁴⁾及び勾配角の定義

2.4.2 タレット模型を用いたスラム力及び圧力計測試験

当所の海洋構造物試験水槽にて試験を行った。試験で使用したタレット模型を図 2.4.2 に示す。SAFE-FLOW プロジェクトで対象となった実機と同じ直径 12 m のタレットの底面部のみを縮尺 1/80 にて再現した。

水槽試験時の設営状況を図 2.4.3 に示す。試験では水面上部に模型を固定して不規則波を起こし、模型が入水する時に作用するスラム力と圧力、波高を同時に計測した。模型の設置高さは、事前検討によりスラム力と圧力が十分に計測可能な高さとして、圧力計が水面から実機スケールで 5 m 相当となるように設置した。タレット上部には検力計を接続し、タレット全体に働くスラム力を計測した。また、圧力計はタレット半径の半分の位置に埋め込んだ。圧力については、圧力計を設置した位置で計測した局所的な圧力（以下、局所圧）と、模型上部に設置した検力計で計測したタレット全体に働くスラム力をタレット底面の投影面積で除した平均的な圧力（以下、平均圧）の 2 種類を計測した。また、波高計により得られた波高データを周波数領域で微分することで水面の鉛直方向速度とした。

入射波の条件を表 2.4.1 に示す。大きな値から小さな値まで幅広くスラム力、圧力を計測するため、波条件は有義波高、スペクトルピーク波周期を変更した。波スペクトルは JONSWAP 型を使用し、1 回の計測時間はスペクトルピーク波周期の 200 倍の長さに設定し、サンプリング周波数は 200 Hz に設定した。



図 2.4.2 タレット模型（左から底面勾配角が 0, 10, 20 deg）

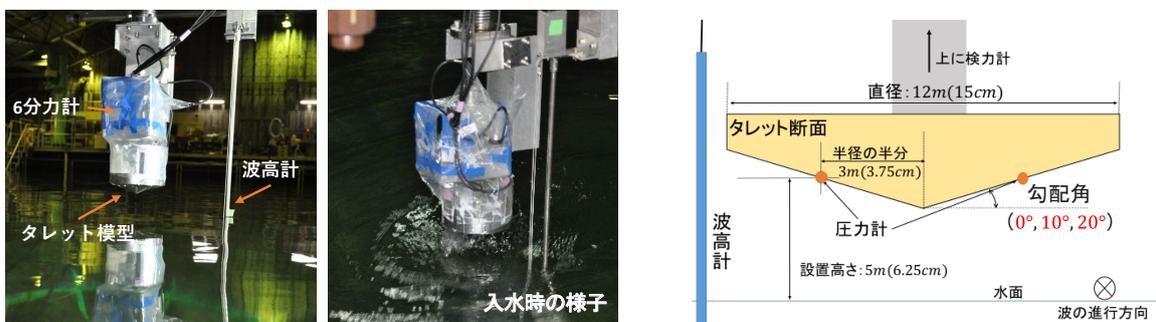


図 2.4.3 試験の設営状況

表 2.4.1 入射波の条件

Wave No.	H_S (m)	T_p (sec)	Spectral Type	γ
1	15.6	15.0	JONSWAP	3.3
2	12.2	13.5		
3	10.4	13.0		

図 2.4.4 は圧力計により取得した局所圧の時系列データの一例であり、スラミングの発生時刻では一時的に大きな圧力（ピーク）が生じている。本研究では、解析の際には図中に示す赤色の丸で示されているピーク値の値を扱った。ピーク値を取り出す際の条件として、17 秒間ごとの最大値に対して、水面が上昇している ($v > 0$ m/s) 及び 10 kPa を上回っていることとした。平均圧も同様に 10 kPa 以上とし、スラム力では 500 kN 以上とした。

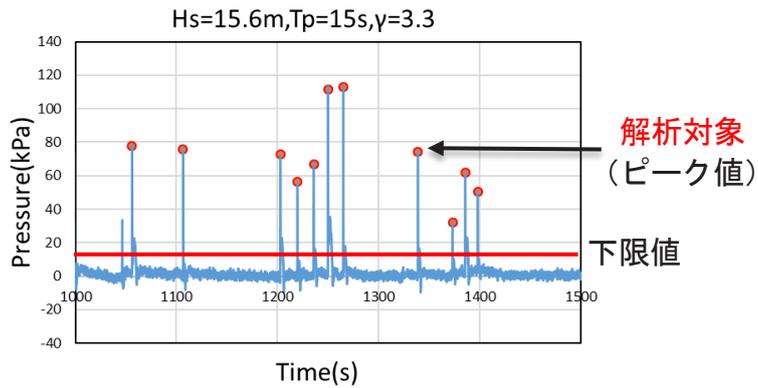


図 2.4.4 ピークの抽出条件

2.4.3 試験結果

2.4.3.1 圧力

試験により取得した平均圧のピーク値を図 2.4.5 の左列に示す。縦軸は圧力 (kN)，横軸は入水速度 (m/s) を表す。勾配角が 0 deg の場合については 1 次直線，20 deg の場合は 2 次曲線にて平均の近似曲線を引いた。また、比較のため前述した SAFE-FLOW プロジェクトにおける結果を右列に掲載する。勾配角が 0 deg の場合、本試験は SAFE-FLOW プロジェクトの平均圧分布と近い結果が得られている。一方、勾配角が 20 deg の場合では本試験の結果は SAFE-FLOW プロジェクトと比較して計測値が全体的に大きく、ばらつきも大きな結果となった。本試験ではタレットを固定した状態で計測するのに伴い、十分な入水速度を得るため波高を高く設定した。そのため、タレット底面の出っ張り部分に対し、横から働く衝撃力が SAFE-FLOW プロジェクトの場合と比較して大きくなり、計測値に影響を与えたと考えられる。

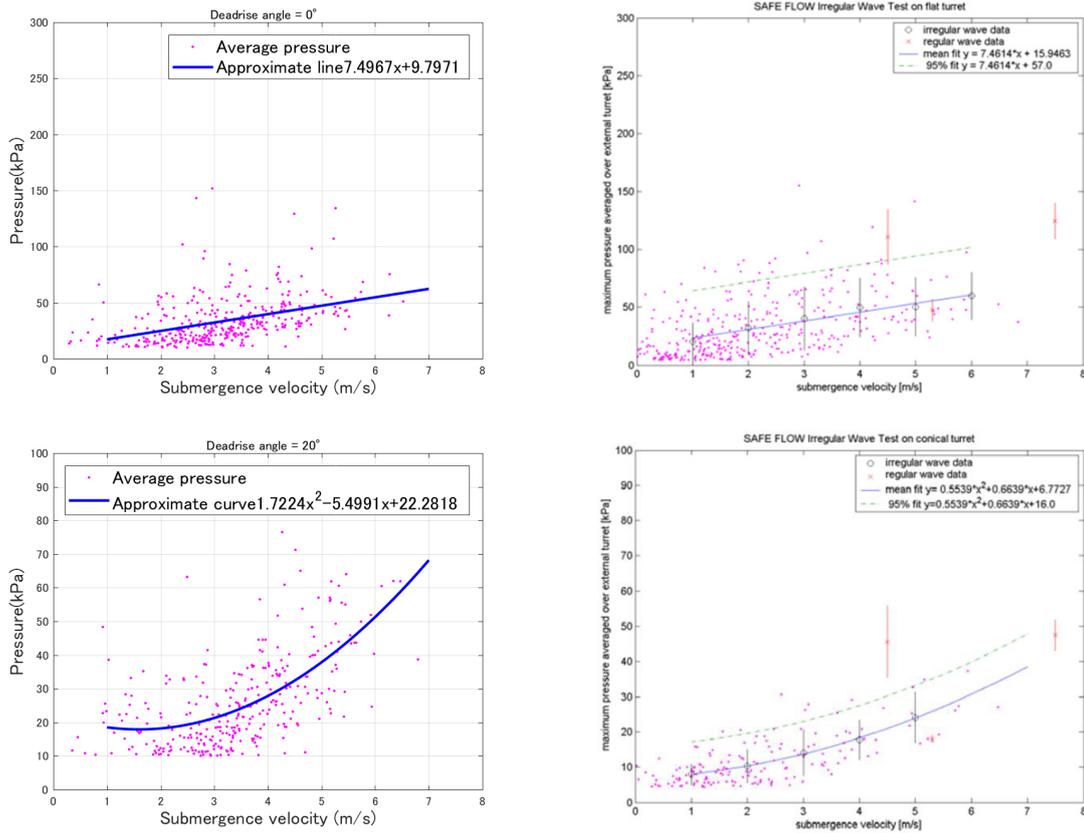


図 2.4.5 平均圧の計測結果及びSAFE FLOW プロジェクトにおける結果との比較

また、試験により取得した局所圧、平均圧のピーク値の分布に対し、 $y=ax^2$ と仮定した近似曲線の係数 a を勾配角毎に比較した結果を図 2.4.6 に示す。勾配角が大きくなるにつれて、局所圧と平均圧間の係数の差が小さくなっている。このことから、勾配角が大きくなるに従い、スラミング時のタレット底面の圧力分布が、局所的な圧力上昇の無いような分布に近づいていることがわかる。要因としては、タレット底面に勾配角をつけることで波の傾斜とタレット底面が平行に近づき、局所的に激しい衝撃力が発生しづらくなっていること、また、勾配角をつけることでタレット底面に沿って流れる水量が増える（運動量変化が小さくなる）といったことが考えられる。

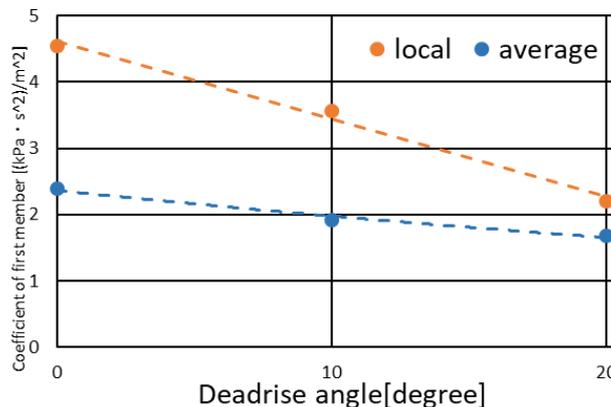


図 2.4.6 勾配角に対する局所圧と平均圧の関係

2.4.3.2 スラム力

荒天持続時間を 3 時間と仮定し、波条件ごとに取得したスラム力のピーク値に対して確率分布をフィッティングすることで、3 時間の再現値を予測した。フィッティングを行った確率分布は GEV (Generalized Extreme Value)

分布, Weibull 分布, Gumbel 分布, Rayleigh 分布の 4 つであり, 各パラメータは MathWorks 社製 MATLAB の Toolbox である Wafo 内の関数を用いて推定した. 勾配角と確率分布ごとに 3 時間の再現値をまとめた結果を表 2.4.2 に示す. 勾配角が 0 deg の場合に対するスラム力の低減率は, 平均して勾配角が 10 deg の場合は 30 %程度, 勾配角が 20 deg の場合は 20 %程度となった. 全ての波条件及び分布において, 勾配角によるスラム力の低減効果が現れており, 勾配角による優位性があると言える.

本試験でスラム力の低減効果は, 勾配角が 10 deg の場合が, 20 deg の場合に比べて大きい結果となった. しかし, 2.4.3.1 項で述べたとおり, 本試験では SAFE-FLOW プロジェクトと比較して 1.5 倍程度大きな圧力が計測されたため, 実際には勾配角が 20 deg の場合には, 2/3 程度のスラム力となる可能性がある. 勾配角が 20 deg のタレットは, 底面の出っ張り部分が大きいいため横波の影響を受けやすく, 横波がスラム力に影響を与えることで, 本試験のような結果となった可能性も考えられる. 勾配角が 20 deg におけるスラム力については, 今後再検討や再試験の余地がある.

表 2.4.2 3 時間の再現値 ($\times 10^3$ kN)

Wave No.	Distributions	Deadrise Angle		
		0 deg	10 deg	20 deg
1	GEV	12.0	8.2	9.7
	Weibull	10.3	6.9	7.7
	Gumbel	12.2	8.7	9.6
	Rayleigh	10.8	7.5	8.4
2	GEV	10.1	6.2	6.5
	Weibull	7.4	4.9	6.0
	Gumbel	9.3	6.5	7.3
	Rayleigh	8.5	5.5	6.3
3	GEV	7.7	6.2	6.5
	Weibull	6.8	4.9	6.0
	Gumbel	7.9	6.5	7.3
	Rayleigh	7.5	5.9	5.0

2.4.4 スラミング係数の検討

参考値として Wagner の古典理論²⁵⁾に基づく円柱の静止水面突入時のスラミング係数 ($C_S=2\pi$) を使用し, 模型試験で計測した波を入力することで OrcaFlex による時間領域のシミュレーション計算を実施した. 得られたスラム力の定数倍が計測値と一致すると考え, シミュレーション計算と模型試験で同時刻に観測されたスラム力の比較を行い, 最小 2 乗近似により定数を求めた. シミュレーション計算で設定したスラミング係数 ($C_S=2\pi$) に求めた係数を掛け合わせることで, 同定したスラミング係数が得られる. 結果を表 2.4.3 に示す. 同定した係数を用いて, 再度シミュレーション計算を行った. 波条件 1 における勾配角が 0 deg の場合の結果を図 2.4.7 に示す. 図は 3 時間の再現値を表しており, 黒のプロットは計測値, 青のプロットが Wagner 理論によるスラミング係数を用いた計算値, 赤のプロットがスラミング係数を同定した後の計算値を示している. 計測値と Wagner 理論によるスラミング係数を用いた計算値を比較すると, 計算値は計測値を上回り, スラム力を過大評価している. 一方で計測値とスラミング係数を同定した後の計算値を比較すると, 精度よく再現できていることがわかる. 適切なスラミング係数を使用することで, 精度良くスラム力を推定できる可能性がある.

表 2.4.3 スラミング係数の同定結果

Wave No.	0 deg	10 deg	20 deg
1	5.32	4.71	6.75
2	4.99	4.66	5.76
3	5.51	4.81	5.64

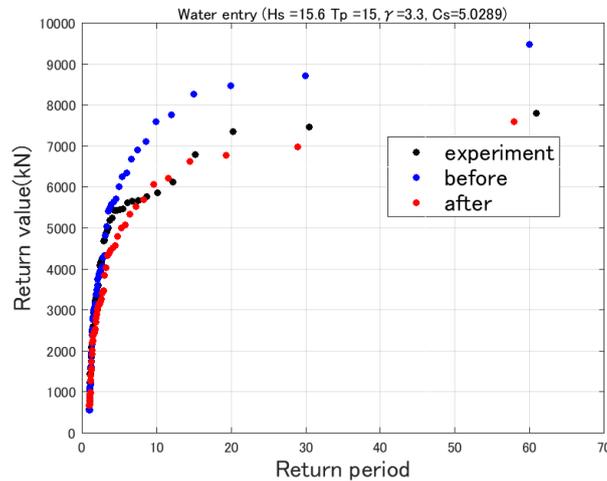


図 2.4.7 スラム力の推定精度の検証

2.4.5 まとめ

本節では、底面の勾配角が異なるタレット模型に働くスラム力と圧力の計測試験を通して、勾配角がスラム力や圧力に及ぼす影響について検討を行った。また、試験により計測したスラム力と、OrcaFlex による計算値を比較することでスラミング係数の同定を行い、以下の結果が得られた。

- (1) タレット底面の勾配角が大きくなるに従い、圧力の局所的な高まりが緩和され、平均的な圧力分布に近づく。
- (2) タレット底面に勾配角を 10 deg つけることで、0 deg の場合と比較して 30 %程度、20 deg つけることで 20 %程度の低減効果が見られた。但し、勾配角が 20 deg の結果については、本来よりも大きなスラム力が計測された可能性があり、今后再検討の余地がある。
- (3) 計測値と OrcaFlex による計算値からスラミング係数を同定した。同定した係数を用いたシミュレーション計算の結果から、適切なスラミング係数を用いることで、精度良くスラム力を推定できる可能性があることがわかった。

2.5 着脱可能なスパー型係留システムに接続した FSO の生産稼働性評価

2.5.1 概要

現在稼働している海洋石油・ガス生産設備の中で最も多く使用されているのが FPSO という船型の浮体式設備である。FPSO は主にライザーシステム、係留システム、生産設備、浮体（貯蔵設備）、出荷設備で構成される。海洋油ガス田の開発と石油・ガスの安定供給の観点においても、大水深域で稼働可能でハリケーンや台風等の厳しい海気象条件にも対応した生産設備が必要であり、これらの背景から提案されたのが図 2.5.1 の左図に示す着脱可能なスパー型係留システム（Disconnectable Moored Spar System. 以下、スパー）である。このシステムではスパーと船体との接続にはヨークシステムを想定している。ヨークシステムは船体側の接続部においてヒンジ構造となっており、1 軸周りの回転自由度を有している。また、スパー上部では図 2.5.1 の右図に示すようなジンバル構造や、タレット構造により、3 軸まわりの回転自由度を有している。

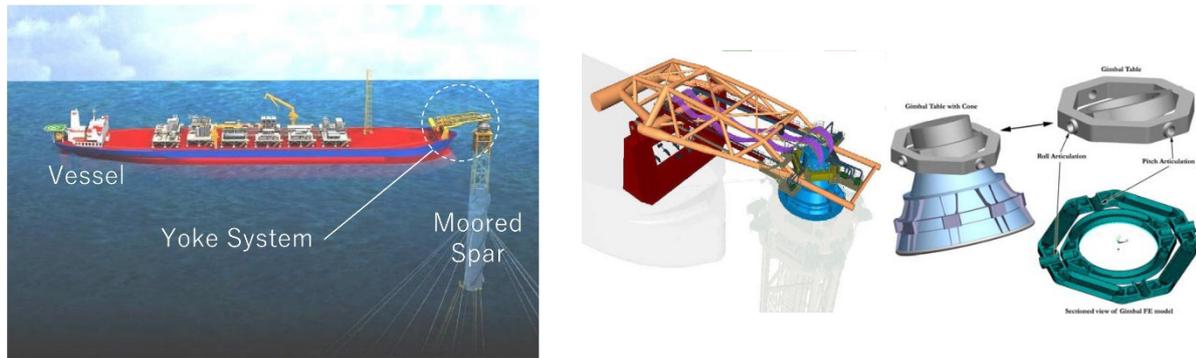


図 2.5.1 FSO とスパーの係留イメージ (左) 及びヨークシステムの回転機構 (右)²⁶⁾

本研究では、対象とするスパーが有する浮体の切り離しが容易であるという特徴に注目し、図 2.5.2 に示す石油サプライチェーンのオペレーション方法を提案する。ここでは生産作業をすべてスパーで行い、接続する浮体には生産設備を持たない FSO (Floating Storage and Offloading System) を用いる。石油を満載した FSO をスパーから切り離し、陸まで自走させることで、より厳しい環境でも稼働することができる考えた。また、生産地点から陸までの移動時間や FSO のタンクが満杯となるまでの所要時間等を考慮して、FSO を複数隻用意することで生産作業を連続して行うことが可能となる。本研究では、この石油サプライチェーンのオペレーション方法を想定し、スパーの設計とそれに接続した FSO の生産時における稼働性評価を行った。



図 2.5.2 FSO を用いた石油サプライチェーンのオペレーション案

2.5.2 座標系

図 2.5.3 に本研究の座標系を示す。本システムの空間固定座標系として、スパー水線面の中心を原点とする右手系直交座標系を採用する。また、FSO 及びスパーに対する物体固定座標系として、船首側に x 軸正方向、左舷側に y 軸正方向、鉛直上向きに z 軸正方向となる右手系直交座標系を用いる。環境外力は船尾方向から作用する場合を 0 deg とし、反時計回りに入射角を定義し、右舷から作用する場合は 90 deg 、正面から作用する場合は 180 deg とする。

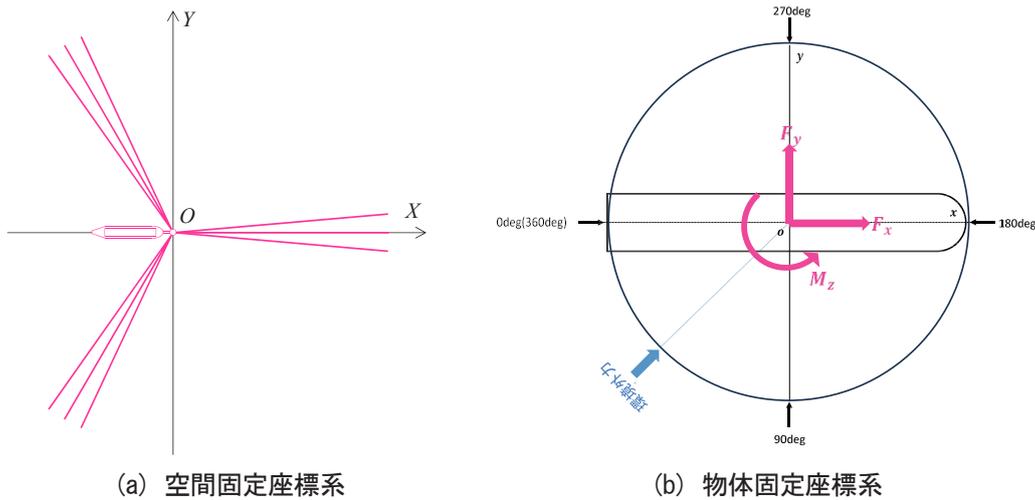


図 2.5.3 座標系と環境外力の入射角に関する定義

2.5.3 対象浮体

2.5.3.1 FSO 及びスパー

FSO については、当所が所有するタンカー船型の情報を参考に諸元を決定した。また、本システムにおいてライザーシステムはスパーに直接繋がっているため、よりヒープ運動の小さいスパーを採用することでライザーシステムへの衝撃を低減できると考え、本研究では、図 2.5.4 に示すような下部にトラス構造を有するスパーを対象とした。後述するヨークシステムの接続機構の大きさから、スパーの外径 D を 13.0 m とし、外径 D と喫水 d の比率 d/D が既存のスパーと同程度になるようにスパーの喫水 d を設定した。本研究で対象とする FSO とスパーの諸元を表 2.5.1 に示す。

表 2.5.1 対象とする FSO 及びスパーの諸元

FSO			スパー		
垂線間長	L_{PP}	280.00 m	外径	D	13.00 m
型幅	B	50.68 m	喫水	d	150.0 m
喫水	d	16.88 m	排水量	W	12,730 ton
排水量	W	192,900 ton	重心高さ	KG	78.96 m
重心高さ	KG	8.85 m	慣動半径	r_{xx}	54.45 m
メタセンタ	GM	10.49 m		r_{yy}	54.45 m
慣動半径	r_{xx}	11.71 m		r_{zz}	3.575 m
	r_{yy}	67.67 m		風圧面積	A
	r_{zz}	67.67 m			
正面風圧面積	A_T	2201.17 m ²			
側面風圧面積	A_L	7521.64 m ²			

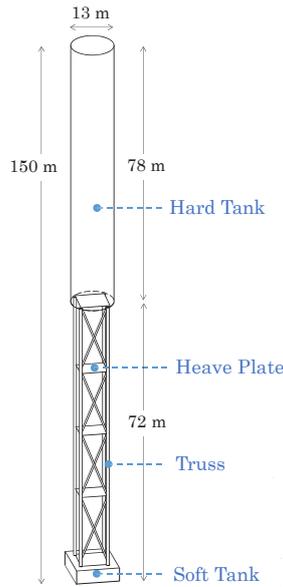


図 2.5.4 トラス構造を有するスパーの外観

2.5.3.2 ヨークシステム

本研究では、図 2.5.5 に示す係船柱 (Stand), ヨーク (Yoke), 上部構造 (Cap), 接続部 (Connector) をヨークシステムの構成要素として設計を行った。設計では過去にヨーク係船装置を対象として著者らが検討を行った手法を用いたが、詳細については公表済みの文献^{29),30)}に譲る。既存のヨークシステムも参考にして設定した各パラメータを表 2.5.2 に示す。上部構造とスパーを繋ぐ 8 本の接続部には油圧式のスプリングダンパーを用い、復原力特性として図 2.5.6 に示す既存のライザーテンショナーの特性を採用した。また、ヨークと係船柱, ヨークと上部構造はそれぞれ回転機構を介して接続されており、船体側の接続点では、船体固定座標系における y 軸周りの回転が自由となっている。一方、スパー側の接続点では、スパー固定座標系における x, y, z 軸周りで回転が自由となる構造になっている。

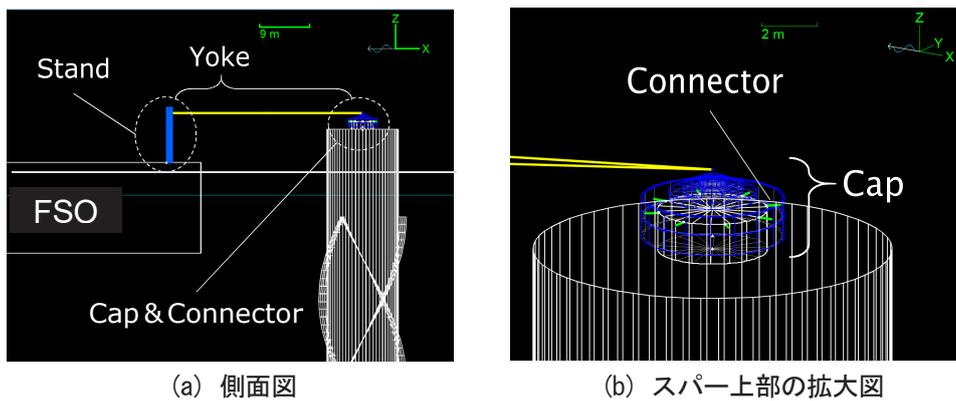


図 2.5.5 ヨークシステムの概要^{27),28)}

表2.5.2 ヨークシステムの諸元

Stand	Height	10.0 m
	Width	5.0 m
Yoke	Number	2
	Length	30.0 m
	Position	+15.0 mWL
Cap	Outer Diameter	5.2 m
	Inner Diameter	5.0 m
Connector	Number	8
	Length	0.5 m
	Pre Tension	2,300 kN
	Damping	5.0 kN/(m/s)

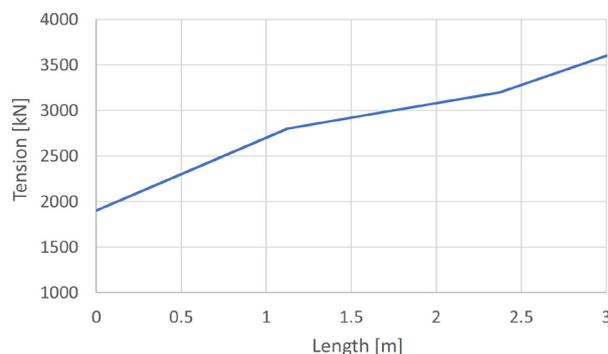


図 2.5.6 接続部の復原力特性

2.5.4 海気象条件

表 2.5.3 に海気象条件を示す。本研究では東南アジア沖を対象海域として設定し、当所が所有する海気象データの平均値を用いた。なお、風速は平均海面から 10 m、流速は水深 0 m におけるものとし、波は JONSWAP 型スペクトルによって表される不規則波と有義波高及びスペクトルピーク波周期をそれぞれ波高、波周期にした規則波とした。

表 2.5.3 海気象条件

水深	WD	1,000 m
平均風速	U	7.40 m/s
平均流速	V	0.23 m/s
有義波高	$H_{1/3}$	2.2 m
有義波周期	$T_{1/3}$	8.49 sec

2.5.5 係留システムの設計

想定する海域は水深 1,000 m の大水深であるため、浮体の Offset を抑制できるセミトートタイプの係留方法に基づき設計を行った。図 2.5.7 及び表 2.5.4 に係留システムの概要、表 2.5.5 に係留索に使用するチェーン及びポリエステルロープの材料特性を示す。チェーンは経年劣化により呼び径が 0.4 mm/year で摩耗することを想定し、安全性評価は 20 年使用後のチェーン（表中の“Chain 20 years”）における材料特性を用いた。Bureau Veritas³¹⁾の基準を参考に安全率 1.67 を満足するように設計を行った。

表 2.5.4 係留システムの概要

Mooring Type	3×3 Semi Taut
Total Length	1,400 m
Material	89mm Chain(100 m) 147mm PolyRope(1,000 m) 89mm Chain(300 m)
Anchor Radius	1,000 m
Spread Angle	±5 deg
Fairlead	-65m WL*

* Water Line

表 2.5.5 係留構成材料の特性

	Grade	Diameter	MBL**	Design Load
		mm	kN	kN
Chain	R3 Studlink	97	9,491	5,084
Chain 20 years	R3 Studlink	89	7,273	4,355
Polyester Rope	—	147	6,769	4,053

** Minimum Breaking Load

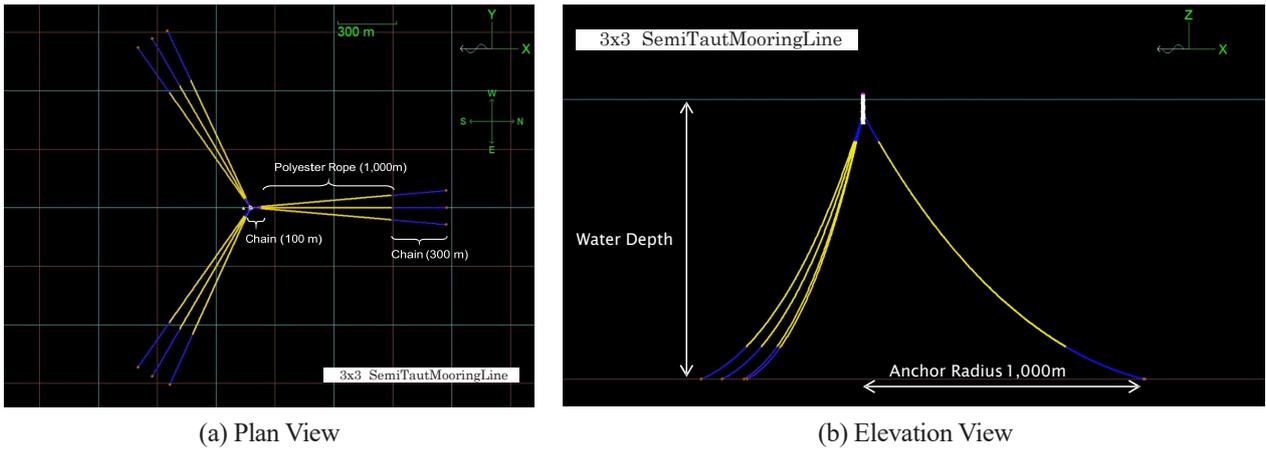


図 2.5.7 係留システムの概要

2.5.6 数値計算モデル

本研究で対象とするFSOとスパーに対する6自由度の運動方程式を(2.5.1)式に示す。添え字の*i, j* = 1~6はFSO, *i, j* = 7~12はスパーを表す。本研究では、商用解析ツールOrcaFlexによりモデル化し、下記の運動方程式を解くことで数値計算を行った。

$$\sum_{j=1}^{12} [(M_{ij} + A_{ij})\ddot{x}_j + (B_{ij} + N_{ij} + N_{Yij})\dot{x}_j + (C_{ij} + C_{Yij} + D_{ij})x_j] = E_{ij} + F_{ij} \tag{2.5.1}$$

但し、 M_{ij} は質量、 A_{ij} は付加質量、 B_{ij} は造波減衰係数、 C_{ij} は復原力係数、 D_{ij} は係留による復原力係数、 E_{ij} は波による荷重、 F_{ij} は風と流れによる荷重、 N_{ij} は粘性減衰力、 N_{Yij} はヨークシステムによる減衰力係数、 C_{Yij} はヨークシステムによる復原力係数を表す。

付加質量や造波減衰係数、波による荷重はパネル法に基づく商用解析ツールWAMITを用いて推定した。粘性減衰係数やヨークシステムによる復原力については、水槽試験を実施して値を求めた。ヨークシステムの減衰力は摩擦に起因し、非常に小さな摩擦でもスパーの動揺に大きな影響を与えることが考えられる。本研究では減衰力をパラメータとした数値計算を行い、水槽試験結果との比較から減衰係数 N_{Yij} の値を同定した。また、係留による復原力係数は、係留浮体の水平面移動量(Offset量)をパラメータとして、各位置における浮体の復原荷重をOrcaFlexで計算して求めた。結果を図2.5.8に示す。

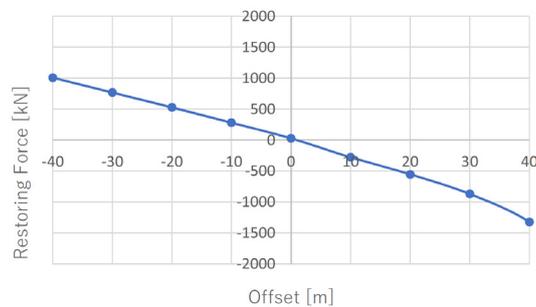


図 2.5.8 係留システムの復原力特性

FSOに作用する風荷重は藤原らの方法³²⁾により推定し、潮流荷重は過去に当所で実施した同船型に対する拘束曳航試験の結果を採用した。一方、スパーに働く風荷重と潮流荷重は次のように考えた。

スパーに作用する風荷重は、下に示す (2.5.2) 式において抗力係数 C_d を 1.0, 円柱高さ H をスパーの乾舷 12.0 m とし計算した。なお、前後左右で対称形のため、ヨーモーメントは働かないものとする。

$$F_x = \frac{1}{2} \rho D d v^2 C_d \cos \theta, \quad F_y = \frac{1}{2} \rho D d v^2 C_d \sin \theta \quad (2.5.2)$$

但し、 ρ は流体密度、 D は円柱外径、 H は円柱高さ、 v は流速、 C_d は抗力係数、 θ は風向を表す。

スパーに作用する潮流荷重については、ハードタンクにのみ働くものと仮定し、抗力係数 C_d を 0.65, 円柱高さ H をハードタンク高さとして推定を行った。潮流荷重についてもヨーモーメントは働かないものとする。

2.5.7 水槽試験

スパーの粘性減衰係数の計測や計算モデルの信頼性を検証するために、当所の海洋構造物試験水槽において、対象浮体の 1/140 スケール模型を用いて自由動揺試験及び複合環境外力下における動揺計測試験を行った。本研究では水深 1,000 m の海域を想定しているが、試験で使用した水槽の水深では実機スケールで水深 200 m までしか再現できないため、水深 200 m における数値計算と水槽試験の結果を照らし合わせることで、計算モデルの信頼性を検証することにした。

本計測ではスパー模型及び模型船の動揺を非接触型の 3 次元リアルタイムトラッカー (Library 社製 Radish) 及びジャイロセンサを用いて計測した。また、水面上昇量を波高計 (テクノサービス社製 容量式波高計) を用いて計測した。風と潮流による力は定常力と仮定し、模型船船尾にウエイトを用いて荷重をかけることで両者による影響を再現した。模型及び計測機器の配置を図 2.5.9 に示す。



図2.5.9 水槽試験の設営状況

自由動揺試験により得られたスパーのヒープ及びピッチ運動に対する線形減衰係数 N_1 と減衰率 a を表 2.5.6 に示す。減衰率 a は次式により求めた。

$$a_{33} = \frac{N_1}{2\sqrt{2.0 \times M \times C_{33}}} \times 100 [\%], \quad a_{55} = \frac{N_1}{2\sqrt{2.0 \times I_{55} \times C_{55}}} \times 100 [\%] \quad (2.5.3)$$

但し、 M は浮体質量、 C_{33} と C_{55} は復原力係数、 I_{55} は慣性モーメントを表す。

表 2.5.6 スパーの線形粘性減衰力特性

DOF	a [%]	N_1 [kN/(m/s)]
Heave	2.5	3.69E+02
Pitch	1.5	9.29E+05

また、図 2.5.10 及び図 2.5.11 に波浪中におけるスパーと FSO の運動特性について、計測結果と計算結果を比較した例を示す。図はヒープとピッチ運動について比較した結果であるが、計測結果と計算結果が概ね一致していることを確認できた。

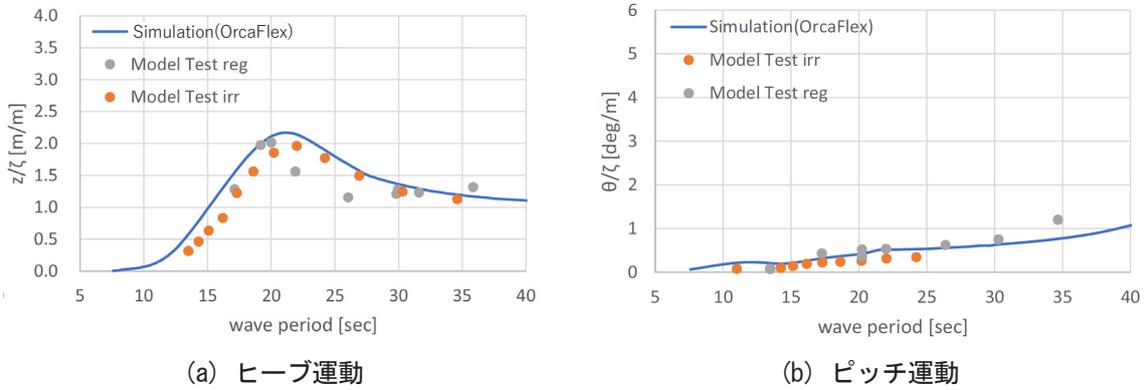


図 2.5.10 スパーの波浪中動揺特性の比較

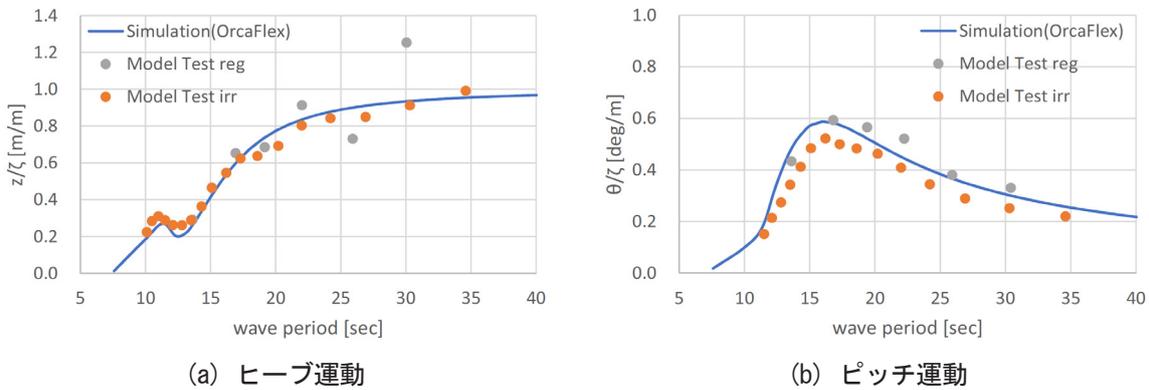


図 2.5.11 FSO の波浪中動揺特性の比較

2.5.8 稼働性評価

本研究では3時間おきの有義波高，スペクトルピーク波周期，風速，流速，各外力の入射方向を記録した1ヵ月分の海気象データを用いて数値計算を行った。3時間を1ケースとした計248ケースのうち，稼働基準を満たすケース数の割合を稼働率として扱う。海気象条件として，対象海域における過去数年にわたるデータから平均波高が最も高い1ヵ月間を選んだ。

稼働率を算出するための稼働基準（許容値）について，船上での安全な作業のための基準はNORDFORSK³³⁾によって定められており，FSO及びスパーの許容値として参考にした。また，FSOがスパーから安全に切り離されるためには，ヨークシステムの接続機構が切り離し時に正常に作動する必要がある。切り離し時に問題になると考えられるのが，上部構造とヨーク間の相対角である。ヨークに対して上部構造が大きく傾斜していると，接続部を解除しても正常に切り離しができない可能性がある。また，上部構造とスパーを繋ぐ接続部に発生する荷重や上部構造とヨークの接続部における回転可動域も各機構が破損しない範囲に収まる必要がある。以上のことから，表2.5.7に示すようなFSO，スパー，ヨークシステムに対する許容値を設定した。なお，本研究では3時間毎の海気象条件248ケースに対し，予備計算（Build-up）時間500sec，時間刻み0.1secでの数値シミュレーションを行い，計算結果に対して(2.5.4)式からMPM値（Most Probable Maximum Value）を求めることで，それらが表2.5.7に示す許容値を全て満足する条件をスパーの稼働条件とした。

$$MPM = \mu + \sigma\sqrt{2\ln(n)} \tag{2.5.4}$$

但し、 $n(=T/T_z)$ はピークの数、 μ 、 σ 及び T_z は、それぞれ時系列の平均、標準偏差、アップクロス平均波周期を表す。

表 2.5.7 FSO, スパー, ヨークシステムに対する許容値

(a) FSO 及びスパーに対する許容値

FSO	Vertical Acceleration*	$-0.98 \text{ m/s}^2 < \ddot{z} < 0.98 \text{ m/s}^2$
Spar	Vertical Acceleration**	$-0.98 \text{ m/s}^2 < \ddot{z} < 0.98 \text{ m/s}^2$
	Roll	$-3.0 \text{ deg} < \phi < 3.0 \text{ deg}$
	Pitch	$-3.0 \text{ deg} < \theta < 3.0 \text{ deg}$

* Vertical Acceleration at Fore Perpendicular

** Vertical Acceleration at Top

(b) ヨークシステムに対する許容値

Relative Angle between Capand Yoke	$80 \text{ deg} < \theta_{re}$
Rotating Angle at Connecting Point	$-10 \text{ deg} < \theta_{rot} < 10 \text{ deg}$
Tension on Connectors	Tens. < 3,600 kN

数値シミュレーションによる時系列データの一例を図 2.5.12 に示す。図中では MPM 値を青の破線で示している。また、表 2.5.8 に各パラメータ及びシステム全体の稼働率と累計稼働時間の評価結果を示す。

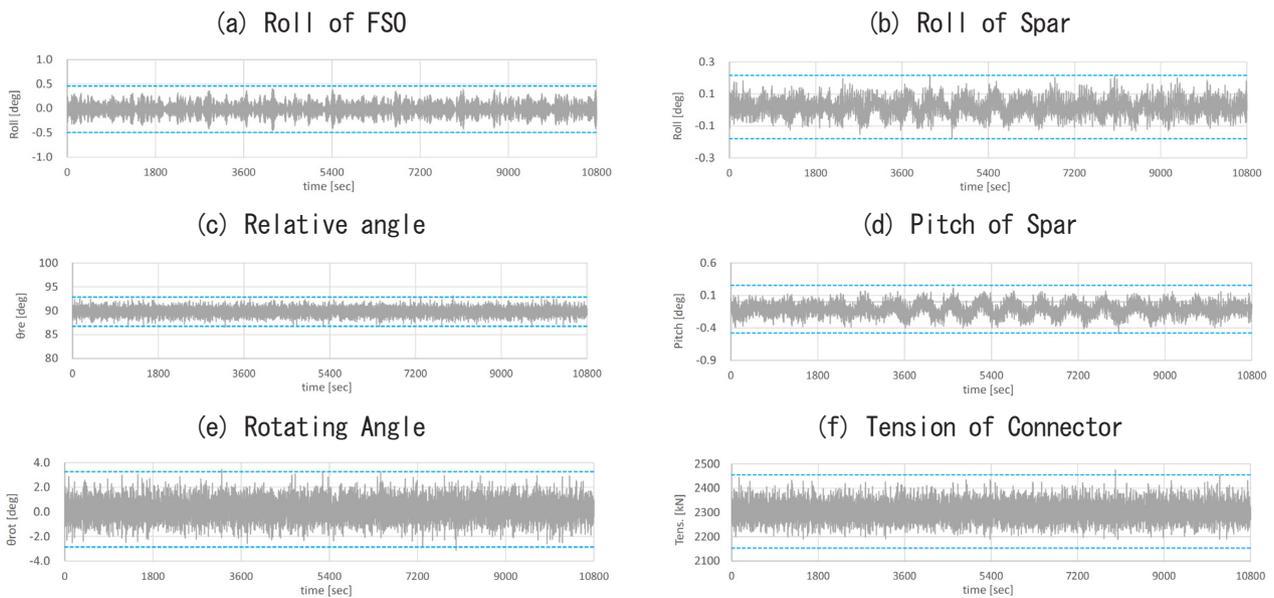


図 2.5.12 数値計算による時系列データの例

表 2.5.8 稼働率及び累計稼働時間

	FSO	スパー			ヨークシステム			Total
	\ddot{z}	\ddot{z}	ϕ	θ	θ_{re}	θ_{rot}	Tens.	
稼働率 [%]	97.6	100	100	100	100	100	100	97.6
累計稼働時間 [h]	729	744	744	744	744	744	744	729

本研究で設定した許容値では、システム全体の稼働率が 97.6 %、累計稼働時間は 729 時間となり、対象としたスパーの非常に高い稼働性を示すことができた。また、表 2.5.8 より FSO の動揺に対する許容値が最も厳しいことがわかった。本研究では FSO やスパーの許容値は船上での作業基準を参考に設定しているが、ヨークシステムについては当所で検討して任意に決めているため、今後はより詳細な検討が必要であると考えられる。

2.5.9 まとめ

本研究では、浮体の切り離しが容易となるスパーの設計を行った。また、石油の生産作業を行うスパーと生産設備を持たないFSOを対象とした石油サプライチェーンのオペレーション方法を想定し、対象海域である東南アジア沖においてスパーに接続したFSOに対する1ヵ月間の生産稼働性評価を行い、以下の結果が得られた。

- (1) 本研究で設定した稼働基準（許容値）において、スパーとFSOが接続した状態での稼働率は97.6%、累計稼働時間は729時間となり、非常に高い稼働率が得られることがわかった。
- (2) 複数隻を対象としたオペレーションの稼働性評価等、更に詳細な検討が必要ではあるが、本研究で想定したサプライチェーンオペレーションは、海底鉱物資源の洋上での積出にも応用できると考えられる。

3. 津波来襲時のFSRUにおける防災対策の技術検討及び衝突事故評価手法の確立

近年、天然ガスの需要が高まっており、ガスの大陸間取引が活発化している。取引のための供給地や需要地も拡大しているなか、LNG運搬船で運ばれてきたLNGを洋上で受け入れて貯蔵し、再気化したガスをパイプラインで陸上へ送る浮体式LNG貯蔵再ガス化設備（FSRU）が諸外国で導入されている。FSRUは、ガス設備のない消費地へのガス供給に有効であり、既存船を用いることにより短期間で導入が可能で導入コストも小さいため、今後も導入の増加が予想される。

日本国内ではFSRUの導入実績は2015年時点ではないが、国内でFSRUを事業化する場合、津波が来襲することに対する安全性が担保されていることが必須である。FSRUは沿岸部で危険物を扱う施設となることから、津波から安全性を確保するためには特段の防災対策や発生し得る事故の安全性評価が必要となる。

これらの背景より、2015年から2019年にかけて、津波が来襲することを想定した国内のFSRUにおける津波防災対策に関する技術検討を行った。更に、津波来襲に付随して発生し得るFSRUと漂流船舶との衝突事故を評価するための手法を確立した。その研究結果を3.1節及び3.2節にそれぞれ示す。

3.1 国内のFSRUにおける津波防災対策の技術検討

3.1.1 概要

日本国内でFSRUを事業化することを検討するにあたり、津波が来襲することを想定した防災対策として、緊急時における安全対策を講じる必要がある。更に、2015年時点で日本ではFSRUの導入実績がないため、適用法令が整理されてなく、FSRUの津波防災対策の指針は存在せず、整備が必要である。

本研究では、FSRUにおける津波防災対策の技術検討を行うために、ソフト面の防災対策として、津波を想定したFSRUの避難シナリオに関する検討を行った。具体的には、FSRUの導入段階から緊急時等の運用段階における避難行動の基本的な考え方を整理した。

3.1.2 津波を想定したFSRUの避難シナリオの検討

本項では、津波を想定したFSRU本体に係る避難シナリオに関する検討を行った結果として、津波来襲時のFSRUの避難行動の基本的な考え方を示す。基本的な考え方として、FSRUが避難を開始するまでの行動の流れを整理した。

避難開始までの行動の流れは、FSRUの導入段階に対応すべき内容から、地震が発生した後の緊急時における関係者の初期対応やFSRUの初動対応を含めたオペレーションの内容が含まれるように整理した。ここで、地震が発生した後のオペレーションの内容は、沿岸部（港湾）に設置するFSRUは船舶と危険物取扱施設の両面の特徴を持っているため、船舶の津波防災対策³⁴⁾³⁶⁾、危険物取扱施設の安全防災対策³⁷⁾³⁸⁾、及び港湾の津波防災対策³⁹⁾⁴⁰⁾といった既存のガイドライン等を基に検討した。図3.1.1に避難開始までの行動の流れを示す。ここで、図3.1.1の(0)–(4)の各内容の詳細を以下に示す。なお、(0)はFSRU導入段階で対応すべき内容であり、(1)–(4)は地震発生後の関係者の初期対応やFSRUの初動対応の内容である。

(0) FSRU の各種システムの決定

FSRUを導入する際に、目的及び用途に従った再ガス化システム、供給形態を考慮したLNG移送システム、係留方針に従った係留システムを決定する。これらの決定に基づき、予め避難方法を決定する。避難方法には、FSRUを係留したまま津波に耐える係留避泊と、FSRUを港外に退避させる港外退避が考えられる。

(1) 情報の収集・伝達

地震発生後、船舶及び港湾の関係者は、直ちに気象庁発表等による地震及び津波に関する情報の収集及び伝達に努める。情報は、震源や震度、規模等を含む地震速報、津波の警報や注意報、津波の高さや到達予想時間等を含む津波情報、及び避難勧告が考えられる。

(2) 緊急事態発令及びFSRUの初動対応

荷役管理責任者は、直ちに緊急事態を発令し、緊急連絡体制をとる。同時に、FSRUの初動対応として、停電等への備えを考慮して、荷役を停止させるために直ちに緊急システム(ESD-1)を作動させる。

(3) 船長・港湾の避難行動の判断

FSRU及びLNG補給船を含む周囲の状況を確認して、(0)で決定した避難方法の実施の判断を行う。そして、船長や港湾の判断により避難行動を開始する準備を行う。

(4) 避難の実施

係留避泊もしくは港外退避を開始する。

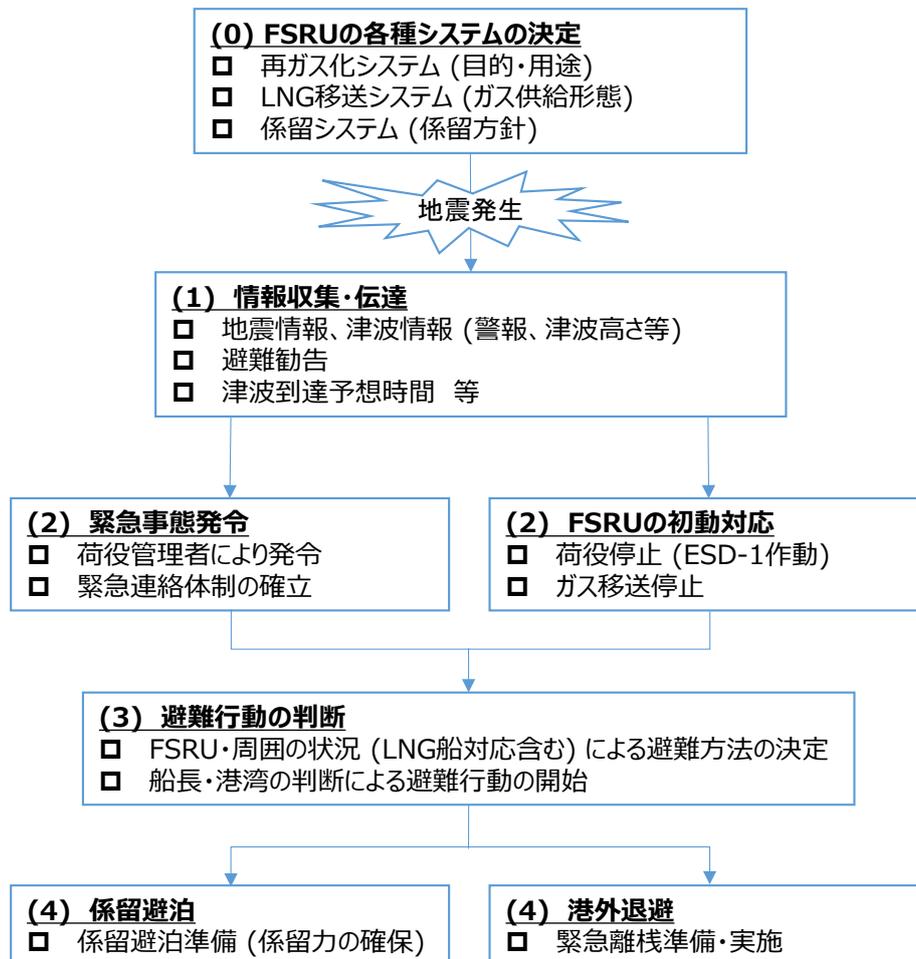


図 3.1.1 FSRU の避難開始までの行動の流れ

図 3.1.1 より、導入段階で予め検討することが必要な FSRU の各種システムの内容から、地震発生後の FSRU 本体に係るオペレーションの流れといった避難行動の基本的な考え方を示すことができた。

また、図 3.1.1 の(0)では、予め避難方法を決定することを提案した。更に、図 3.1.1 の(4)では、港外退避を実施するため、津波到達予想時間を考慮して係留の解除作業から安全な海域への避難まで安全に行うことが重要である。そのため、作業所要時間を検討し、緊急離棧タイムライン⁴¹⁾を作成することも必須であることも確認された。FSRU の避難開始までの行動の流れを示すことで、本避難行動において事前に分析が必要とされる内容を抽出することができた。

3.1.3 まとめ

本研究では、日本国内で将来 FSRU を事業化することを想定し、津波が来襲することに対する安全性を担保するために、国内の FSRU におけるソフト面の津波防災対策に関する技術検討を行い、以下の結果が得られた。

- (1) 津波来襲時の FSRU 本体に係る避難シナリオに関する検討を行い、FSRU の導入段階に決定すべき内容から、地震発生後に関係者の初期対応や FSRU の初動対応を行って実際に避難を開始するまでの行動の流れを提示した。これにより、FSRU 本体に係るオペレーションの流れといった避難行動の基本的な考え方を示すことができた。
- (2) 避難方法や緊急離棧タイムライン等のように、本避難行動に際し事前に必要な分析事項を確認することができた。

3.2 津波来襲時の FSRU と漂流船舶の挙動シミュレーションに基づく衝突事故解析手法の確立⁴²⁾

3.2.1 概要

日本国内で FSRU を導入する場合、津波が来襲した際に発生し得るハザード事象を把握し、その事象に対する安全性を評価することが重要である。FSRU のような係留された浮体構造物に発生する事象に対する安全性評価については、浮体挙動や係留系等に関する研究を基にして津波の直接的な影響に対して評価するものが多い⁴³⁾が、3.1.2 項(3)に示した通り、津波が来襲することにより付随的に発生する事象についても評価が必要である。平成 23 年に発生した東日本大震災では、津波が来襲したことにより漁船等が漂流し、沿岸部の建築物に衝突する事例が多く見られた⁴⁴⁾。FSRU が係留された状態である場合、FSRU がこのような漂流物と衝突する可能性があるため、FSRU と漂流物の衝突に至る漂流挙動と被害を予測してリスクを把握することが重要であるが、衝突に至るまでの当該挙動が明らかでなく、衝突のリスクを推定することが難しい。

本研究では、日本沿岸域に係留された FSRU と漂流船舶の津波来襲時の挙動と衝突の危険性を解析するため、係留された FSRU と漂流船舶の挙動シミュレーションに基づく衝突事故の解析手法を確立した。本手法を用いて、FSRU と漂流船舶の挙動、及び FSRU と漂流船舶の衝突状況を解析した。

3.2.2 本手法の確立に必要な要素

本手法は、OrcaFlex を用いた時間領域シミュレーションに基づくものである。本手法を確立するために、津波により船舶が漂流運動するシミュレーションモデルを構築し、FSRU と船舶の衝突状況を解析するシミュレーションを実施することとして、本研究では、以下の(1)~(3)の要素項目を実施した。

- (1) 船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルを設計するための水槽試験の実施
- (2) 船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルの検証
- (3) 係留された FSRU と漂流船舶の挙動解析、及び FSRU と漂流船舶の衝突状況の解析

なお、FSRU に関しては、タワーヨーク係留システムに繋がれたバージ型の FSRU を想定し、既存のシミュレーションモデルを使用した。上記の(1)~(3)の実施内容と結果について、3.2.3 項~3.2.5 項にそれぞれ示す。

3.2.3 船舶の漂流運動のシミュレーションモデルの設計のための水槽試験の実施

本研究では、船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルを作成するために、水槽試験によりメタセンタ高さ (GM) や慣動半径、粘性減衰係数等、モデルの作成に必要な要素を計測した。なお、漂流対象の船舶は総トン数 500 トン相当の比較的小型な船舶とした。表 3.2.1 に模型船の諸元を、図 3.2.1 に模型船を示す。なお、水深は 1.0 m である。

表 3.2.1 模型船の諸元

垂線間長 L_{pp}	3.000 m
型幅 B	0.430 m
型深さ D	0.280 m
満載喫水 d	0.163 m



図 3.2.1 模型船

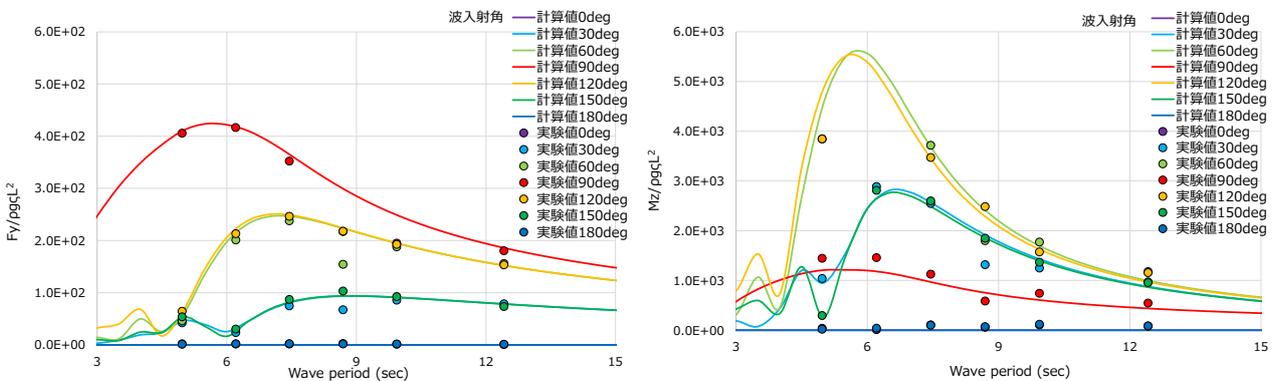
3.2.4 船舶の漂流運動のシミュレーションモデルの検証

表 3.2.2 にシミュレーションモデルで対象とする船舶の諸元を示す。また、水槽試験で計測した模型船のメタセンタ高さ及び慣動半径、粘性減衰係数、及び潮流力係数に加え、WAMIT により対象船舶に作用する波強制力及び波漂流力係数、流体力係数等を推定して、シミュレーションモデルに取り入れた。

表 3.2.2 シミュレーションモデルにおける漂流船舶の諸元

垂線間長 L_{pp}	74.000 m
型幅 B	10.607 m
型深さ D	—
満載喫水 d	4.700 m

船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルの検証を行うために、漂流対象とする船舶に対して、環境外力として波強制力、波漂流力、及び潮流力を考慮することとし、その係数について、水槽試験で計測した値と本シミュレーションモデルを用いた計算値を比較した。船首方位は、0 から 180 度までの 30 度毎の計 7 種類とした。比較した結果の例として、図 3.2.2 に波強制力係数のスウェイ及びヨー成分の計測値と計算値を示す。図 3.2.2 より、スウェイ及びヨー成分の波強制力係数の計測値及び計算値は概ね良い一致を示すことを確認することができた。また、波強制力係数のサージ成分や、波漂流力係数及び潮流力係数に関しても、計測値及び計算値が概ね一致した。これより、シミュレーションモデルの妥当性を確認することができた。

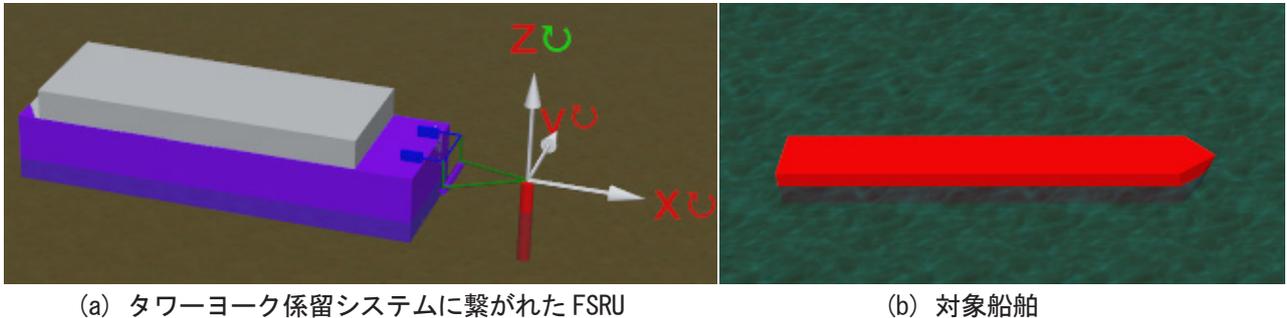


(a) 波強制力 (スウェイ力)

(b) 波強制力 (ヨーモーメント)

図 3.2.2 波強制力係数の計測値と計算値

このモデルを基に、津波波力及び潮流力の特徴を考慮した漂流運動をするシミュレーションモデルを構築した。ここで、津波は周期が長いので、津波水位による水平面内の波力は、長波の仮定により近似した。なお、FSRUも設定した津波波力等の特性を考慮した運動をする。図 3.2.3 にタワーヨーク係留システムに繋がれた FSRU と船舶のシミュレーションモデルを示す。

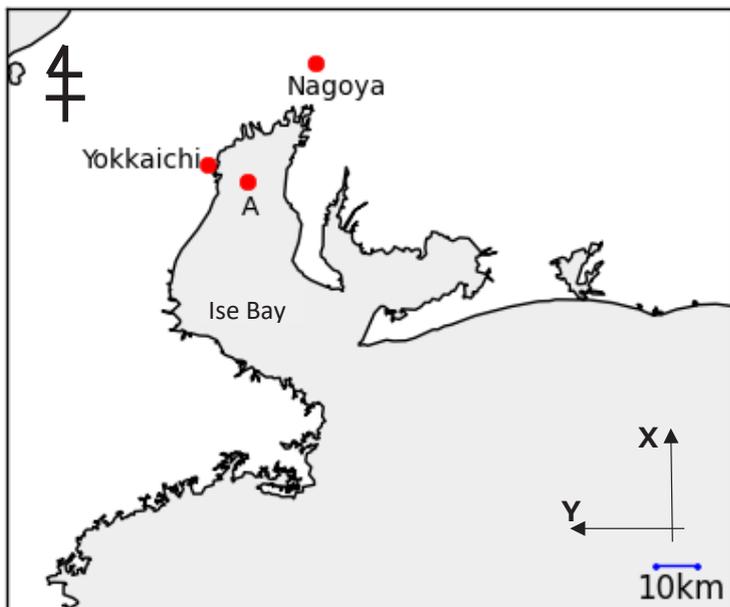


(a) タワーヨーク係留システムに繋がれた FSRU (b) 対象船舶

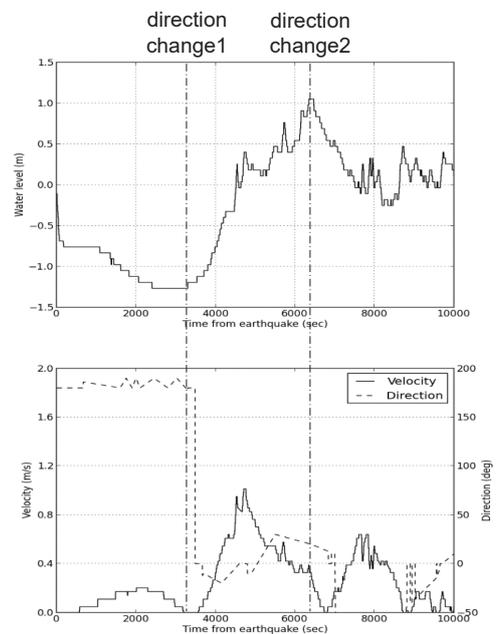
図 3.2.3 シミュレーションモデルにおける対象船舶

3.2.5 船舶の漂流挙動の解析と FSRU と漂流船舶の衝突状況の解析

OrcaFlex を用いて津波来襲時の時間領域シミュレーションを実施した。本研究では、シミュレーションの対象海域は、南海トラフ巨大地震の想定地震域⁴⁵⁾である伊勢湾とし、四日市市の沖合約 10 km、水深約 25 m の地点 A (北緯 34°55.5′, 東経 136°44.0′) に FSRU を設置することを想定した。地点 A において本地震後に来襲することが推定される津波の水位、流速、及び流向が、内閣府中央防災会議の津波断層モデル及び海上保安庁の海底地形データより確認できるため⁴⁶⁾、本シミュレーションではその津波データを使用した。図 3.2.4(a)に対象海域 (地点 A)、図 3.2.4(b)に地点 A における津波の水位と流速と流向の時間変化を示す。図 3.2.4(b)より、本津波データは、引き波から始まり、約 3,300 秒後に流向が変化して押し波になり、約 6,500 秒後に再び流向が変化するものである。



(a) 対象海域



(b) 津波の水位 (上) と流速 (下) の時間変化

図 3.2.4 対象海域と津波データ

上記条件において、(1) 漂流船舶の挙動、(2) 係留された FSRU の挙動、及び (3) FSRU と漂流船舶の衝突状況を、OrcaFlex を用いた時間領域シミュレーションにより計算して解析した。なお、予備計算 (Build-up) 時間を 100 秒設け、船首方位が 0 から 180 度まで 30 度毎に計 7 ケースについてシミュレーションを実施した。

(1) 漂流船舶の挙動

船舶に対する津波の入射角別に解析した。図 3.2.5(a)に航跡を、図 3.2.5(b)に船首方位の時間変化を示す。ここで、図 3.2.5(a)は、引き波時の航跡を実線で、流向が変化した押し波時の航跡を点線で、その後再び流向が変化した後の航跡を矢印で示している。図 3.2.5(a)より、どの入射角であっても、Y 軸方向 (東西方向) と比べて X 軸方向 (南北方向) への漂流距離が長かった。また、流向が変化した後の押し波時に漂流距離が長いことがわかる。図 3.2.5(b)より、どの船首方位であっても、流向が変化した後に、船首方位が大きく変化していた。また、引き波や押し波による津波の流向の変化後は、初期状態の船舶への津波の入射角によらずに船首方位をいくつかのパターンに大別することができることが確認された。このように、船舶への津波の入射角によって、航跡や船首方位の違いを示すことができた。

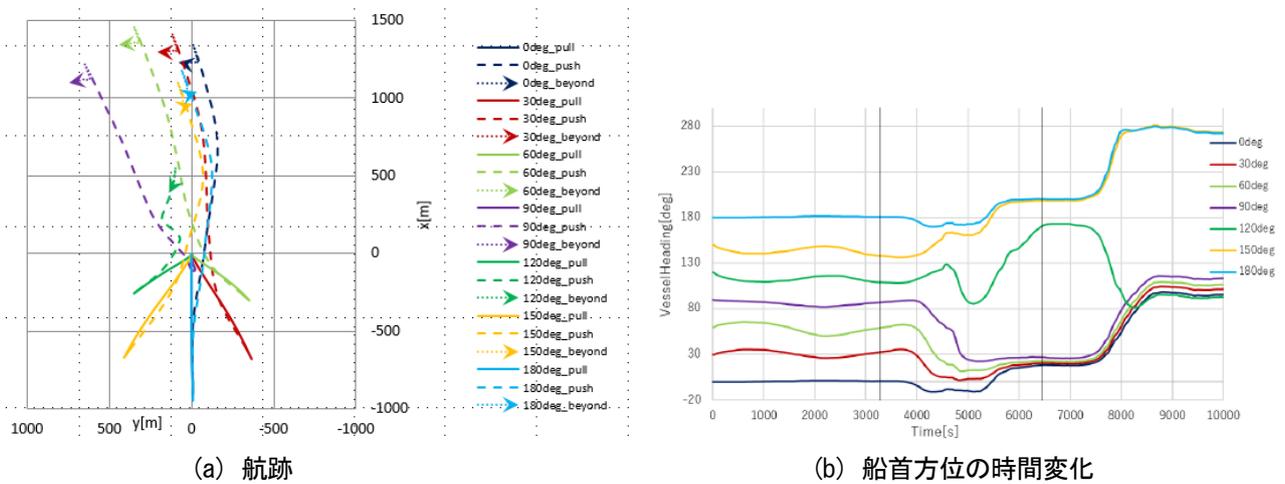


図 3.2.5 津波入射角別の漂流船舶の挙動

(2) FSRU の挙動

FSRU に対する津波の入射角別に解析した。解析結果の例として、図 3.2.6 に FSRU への津波の入射角が 0 度の場合の挙動を示す。図 3.2.6 より、FSRU はタワー周りを振れ回ることがわかった。また、全入射角別の解析結果として、初期状態の FSRU への津波の入射角が挙動に大きく影響を及ぼすこともわかった。

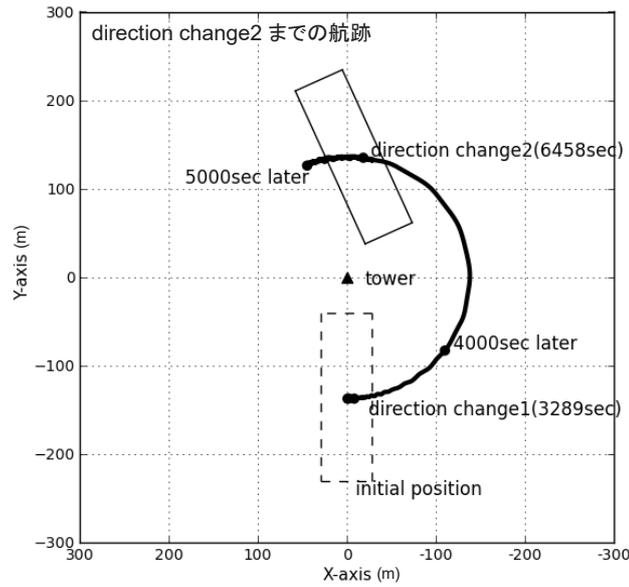


図 3.2.6 FSRU の挙動 (FSRU への津波の入射角が 0 度の場合)

(3) FSRU と漂流船舶の衝突状況

初期状態の FSRU への津波の入射角が 0 度になるように FSRU を設置し、船舶をタワーの半径 500m 以内にランダムに設置して、365 ケースのシミュレーションを実施した。図 3.2.7 に FSRU と漂流船舶の衝突状況に関して衝突の有無別にプロットした図を示す。本条件の場合、全体の 26 ケース (約 7.1%) が衝突した。また、図 3.2.5 や図 3.2.6 からわかるように、FSRU と漂流船舶の挙動は津波の入射角別の特徴があることから、図 3.2.7 では、FSRU の真北にいる船舶が引き波時に衝突が多く発生した。

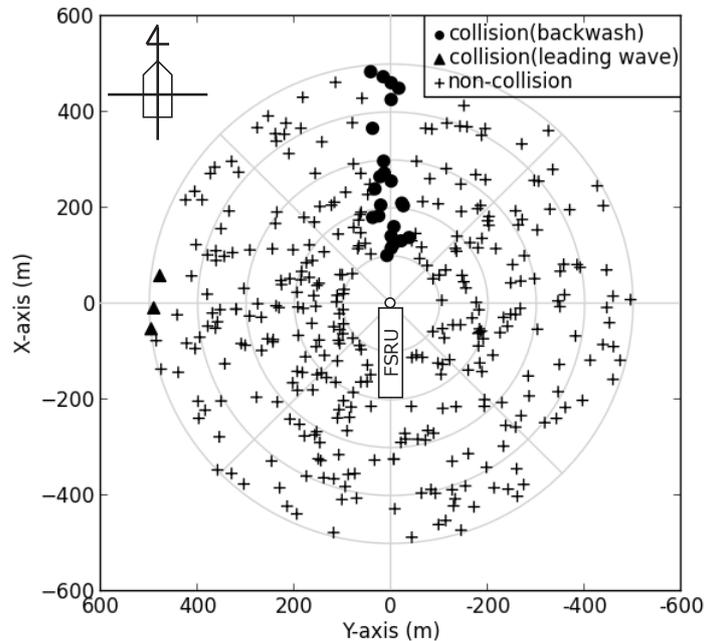


図 3.2.7 FSRU と漂流船舶の衝突状況 (津波の入射角が 0 度の場合)

3.2.6 まとめ

本研究では、係留された FSRU と漂流船舶の津波来襲時の挙動と衝突の危険性を評価するために、FSRU と漂流船舶の挙動シミュレーションに基づく衝突事故の評価手法を検討し、以下の結果が得られた。

- (1) 船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルを設計するために水槽試験を実施し、モデルの作成に必要な要素を計測した。
- (2) 船舶の漂流運動をシミュレーションするモデルを検証した。漂流対象とする船舶に対して、波強制力、漂流力、及び潮流力の係数について、水槽試験で計測した値とシミュレーションモデルを用いた計算値を比較した。計測値及び計算値は概ね良い一致を示し、シミュレーションモデルの妥当性を確認した。
- (3) 係留された FSRU と漂流船舶の挙動を解析した。津波の入射角によって FSRU と漂流船舶の挙動に違いがあることが示された。更に、FSRU の周辺に船舶を配置してシミュレーションを実施し、FSRU と漂流船舶の衝突状況を解析した。その結果、FSRU と漂流船舶の挙動は津波の入射角別の特徴があることから、ある場所に船舶を配置した場合、衝突が発生することが示された。

4. まとめ

海洋資源開発のプロジェクト認証に対する技術的基盤となる認証支援技術の研究開発を目的として、石油や天然ガスを開発するシステムの主要構成部品である係留索やライザーの安全性や稼働性評価手法、水槽試験による検証法に関する研究や FSRU の津波対策やリスク評価手法に関する研究を実施した。

セミサブリグの係留力に対する安全性評価については、極値統計解析手法の違いが係留力の異常値予測に及ぼす影響について検討を行った。また、同じくセミサブリグのカテナリーチェーンに対して、水槽試験と簡易的な係留シミュレーションにより終局限界挙動を明らかにした。ライザー管については模型試験と数値シミュレーションからの VIV 挙動影響の確認と評価を行い、FPSO のタレット係留システムについては、タレット底面の勾配角がスラム力と圧力に及ぼす影響について検討を行った。更に、浮体の切り離しが容易となるスパーの設計を行い、石油の生産作業を行うスパーと生産設備を持たない FSO を対象とした石油サプライチェーンのオペレーション方法を想定し、両者が接続された状態での生産稼働性評価を行うことでその有用性を検討した。

一方、FSRU の国内事業化に対する支援技術として、日本国内で将来 FSRU を事業化することを想定し、津波が来襲することに対する安全性を担保するために、国内の FSRU におけるソフト面の津波防災対策に関する技術検討を行うとともに、タワーヨーク係留システムに繋がれた FSRU と漂流船舶の津波来襲時の挙動と衝突の危険性を評価するために、FSRU と漂流船舶の挙動シミュレーションに基づく衝突事故の評価モデルを構築し、FSRU と漂流船舶の挙動及びそれらの衝突解析を実施した。本論文では、それらの研究成果を報告した。

謝 辞

本研究の一部は、当所と横浜国立大学との連携講座に所属した福島涼氏、知花快人氏、石田有子氏、石原祐希氏、中津あかり氏の学士並びに修士論文の研究課題として実施した。ご指導頂いた横浜国立大学の村井基彦教授、川村恭己教授には感謝申し上げます。

References

- 1) Fukushima, R., Kato, S., Yukawa, K. and Murai, M. : Viscous Drift Forces on a Semisubmersible in Irregular Waves, Conference Proceedings of the Japan Society on Naval Architects and Ocean Engineers (2017), pp.665-668 (in Japanese).
- 2) Yukawa, K. and Kato, S. : A Study on Viscous Wave Drift Force on Semi-submersible and Prediction of The Extreme Value of Mooring Force, Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol. 30 (2019), pp.59-69 (in Japanese).
- 3) Stansberg, C. T., Kaasen, K. E., Abrahamsen, B. C., Nestegård, A., Shao, Y. and Larsen, K. : Challenges in Wave Force Modelling for Mooring Design in High Seas, Offshore Technology Conference, OTC-25944-MS (2015).

- 4) Saito, M., Sato, H., Ishida, K., Asanuma, T. and Yamamoto, J. : Model Experiments for Simulating Mooring Line Failure Accident of Semi-submersible Rig, Proc. of the 26th Ocean Engineering Symposium (2017), OES26-029 (in Japanese).
- 5) Chen, X. B. : Hydrodynamics in Offshore and Naval Applications-Part 1. Keynote lecture at the 6th Intl Conference on Hydrodynamics (2004).
- 6) Flavia, C. R. and Chen, X. B. et al. : Second Order Roll Motions for FPSO's Operating in Severe Environmental Conditions, Offshore Technology Conference (2007).
- 7) Faltinsen, O. : Sea Loads on Ships and Offshore Structures, Cambridge University Press (1990).
- 8) Subrata, K. C. : Steady Drift Force on Vertical Cylinders - Viscous vs. Potential, Applied Ocean Research, Vol.6 No.2 (1984), pp.73-81.
- 9) Kato, S. and Kinoshita, T. : Nonlinear Response of Moored Floating Structures in Random Waves and its Stochastic Analysis - 1 - Theory and Model Experiments, Technical Report of Ship Research Institute, Vol.27 No.4 (1990), pp.389-531 (in Japanese).
- 10) Arvid, N. : Prediction of Extremes of Combined First-Order and Slow-Drift Motions of Offshore Structures, Applied Ocean Research, Vol.11 No.2 (1989), pp.100-110.
- 11) Kato, S., Kinoshita, T. and Takase, S. : Statistical Theory of Total Second Order Responses of Moored Vessels in Random Seas, Applied Ocean Research, Vol.12 No.1 (1990), pp.2-13.
- 12) Stansberg, C. T. : Model Scale Experiments on Extreme Slow-Drift Motions in Irregular Waves, The Proceedings of International Conference on Behaviour of Offshore Structures (1992), pp.1207-1222.
- 13) Izadparast, A. H. and Duggal, A. S. : Empirical Estimation of Probability Distribution of Extreme Responses of Turret Moored FPSOs, The Proceedings of The Twenty-third International Offshore and Polar Engineering Conference (2013).
- 14) API RP 2SK : Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures (2005).
- 15) ABS Guide for Building and Classing : Floating Production Installations (2013).
- 16) Kvitrud, A. : Lessons Learned from the Norwegian Mooring Line Failures 2010-2013, Proceedings of the International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (2014), OMAE2014-23095.
- 17) Web Site : <<<https://www.ptil.no/tilsyn/samsvarsuttalelser/sut-gitt/deepsea-atlantic-odfjell-drilling/>>>.
- 18) Chibana, K., Kato, S. and Yukawa, K. : VIV Behavior Analysis of Simple Catenary Riser, Conference Proceedings of the Japan Society on Naval Architects and Ocean Engineers (2017), pp.545-548 (in Japanese).
- 19) Watanabe, M., Chibana, K., Kato, S. and Yukawa, K. : Experiment and Numerical Simulation of Vortex Induced Vibration on Buoyancy Module Area of Steel Lazy Wave Riser, The Proceedings of The Twenty-third International Offshore and Polar Engineering Conference (2019).
- 20) Barltrop, N. D. P. and Adams, A. J. : , Dynamics of fixed marine structures, 3rd Edition (1991), pp.373.
- 21) Ishihara, Y., Kato, S., Yukawa, K., Sato, H. and Murai, M. : Study on the Effect of Deadrise Angle on the Slam Force Acting on the External Turret, Papers of National Maritime Research Institute, Vol. 19 (2019), pp.126-127 (in Japanese).
- 22) Ishihara, Y., Kato, S., Yukawa, K. and Murai, M. : Basic Research on Slum Force Acting on External Turret - Effect of Deadrise Angle -, Conference Proceedings of the Japan Society on Naval Architects and Ocean Engineers (2019), pp.1-6 (in Japanese).
- 23) Web Site : <<<https://www.moddec.com/jp/business/fpso/overview.html>>>.
- 24) Buchner, B., Hodgson, T., Ballard, E., Barltrop, N., Falkenberg, E., Fyfe, S., Soares, C. and Iwanowski, B. : Summary Report on Design Guidance and Assessment Methodologies for Wave Slam and Green Water Impact Loading (2004).
- 25) Diederik, V. N. : Experimental Study of the Slamming Induced Pressures, Forces and Deformations of Quasi-Rigid and Deformable Bodies during Vertical Water Entry (2014).
- 26) Hugh, B., Philippe, L. and Xavier, C. : Ultra Deepwater Mooring & SCR Solution for Disconnectable FPSO's, Offshore Technology Conference (2012).
- 27) Shell's Official Web Site : Prelude FLNG.
<<<https://www.shell.com/about-us/major-projects/prelude-flng.html>>> (Accessed Feb. 2019).

- 28) On Subsea's Official Web Site : Offshore Cryogenic Transfer System, <<<https://www.onesubsea.slb.com/swivel-marine-systems/offshore-cryogenic-transfersystem>>> (Accessed Feb. 2019).
- 29) Ishida, Y., Kato, S., Yukawa, K. and Murai, M. : A Study on Design and Safety Evaluation of Tower-Yoke Mooring Systems in the Use of FSRU, Conference Proceedings of the Japan Society on Naval Architects and Ocean Engineers, Vol. 25 (2017), pp.503-508 (in Japanese).
- 30) Ishida, Y., Kato, S., Yukawa, K. and Murai, M. : A Study on Design and Safety Evaluation of Tower-Yoke Mooring Systems, Proceedings of the 17th Research Presentation Meeting of National Maritime Research Institute (2017), pp.178-179 (in Japanese).
- 31) Bureau, V. : Classification of Mooring Systems for Permanent and Mobile Offshore Units (2015).
- 32) Kitamura, F., Ueno, M. and Fujiwara, T. : On a Simple Estimation Program for Wind Load Coefficients of Ships, Papers of National Maritime Research Institute, Vol. 9, No.3 (2009) (in Japanese).
- 33) Ghaemi, M. H. and Olszewski, H. : Total Ship Operability – Review, Concept and Criteria, Polish Maritime Research, Vol. 24 (2017), pp.74-81.
- 34) Maritime Bureau of the Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism (MLIT) : A Handbook prepared as a tsunami evacuation manual for Vessel Operators (2014) (in Japanese).
English summary is provided in : https://www.mlit.go.jp/en/maritime/maritime_fr6_000002.html.
- 35) The Japan Association of Marine Safety : Research Report on Navigational Safety Measures during Major Earthquakes and Large Tsunami Incidents (Fiscal Year 2013) (2014), (Provisional translation) (in Japanese).
- 36) The Kobe Marine Casualty Prevention Institute : Research Study on Mitigating Tsunami Disasters for Large Vessels (2015), (Provisional translation) (in Japanese).
- 37) Japan Coast Guard (JCG) : Partial Amendment to Safety and Disaster Prevention Standards (Government Guidelines) for Large Tankers and Large Tanker Berths (2014), (Provisional translation) (in Japanese).
- 38) Fire and Disaster Management Agency of the Ministry of Internal Affairs and Communications : Report on the Review of Earthquake and Tsunami Preparedness for Hazardous Material Facilities in Light of the East Japan Earthquake (2011), (Provisional translation) (in Japanese).
- 39) Ports and Harbours Bureau of the MLIT : Guidelines for Evacuation Measures in Ports (2013), (Provisional translation) (in Japanese).
- 40) Ports and Harbours Bureau of the MLIT : Guidelines for the Design of Tsunami Evacuation Facilities in Ports (2013), (Provisional translation) (in Japanese).
- 41) Ports and Harbours Bureau of the MLIT : Efforts to Date Based on Lessons from the East Japan Earthquake, (Provisional translation) (in Japanese).
<<<https://www.mlit.go.jp/kowan/content/001396038.pdf>>> (Accessed Oct. 2023).
- 42) Kawashima, S., Kato, S., Yukawa, K., Maeda, K., Itoh H., Fukuto, J. and Kawamura, Y. : A Study on Collision Hazards Based on Motion Simulation Between FSRU and Drifting Ship by Tsunami, Conference Proceedings of the Japan Society on Naval Architects and Ocean Engineers (2017).
- 43) Yukawa, K., Kato, S., Hayashi, T. and Ando, T. : Study on the Design Requirements of External Turret Mooring for FLNG, Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol. 22 (2016), pp.83-94 (in Japanese).
- 44) Ports and Harbours Bureau of the MLIT : Guidelines for the Design of Tsunami Evacuation Facilities in Ports (2015), (Provisional translation) (in Japanese).
- 45) Earthquake Research Committee : Long-term evaluation of earthquakes in the Nankai trough, 2nd ed. (2013) (in Japanese).
- 46) Hydrographic and Oceanographic Department, JCG : Tsunami Information.
<<<https://www1.kaiho.mlit.go.jp/tsunami/e/index.html>>> (Accessed Oct. 2023).