

福島浮体式洋上ウインドファームの 係留システムについて

～係留チェーンの耐久性評価と係留設計法～

Design of Mooring System of Fukushima Floating Offshore Wind Farm
Demonstration Project

～Evaluation of Mooring Chain Durability and Mooring Design System～

大久保 寛 Hiroshi OOKUBO
海洋本部 技術部 設計・技術室
シニアマネジャー

小泉 飛鳥 Asuka KOIZUMI
海洋本部 技術部 設計・技術室 室員

大嶽 敦郎 Atsuo OOTAKE
海洋本部 技術部 洋上風力設計室
シニアマネジャー

菅野 雅彦 Masahiko KANNO
海洋本部 技術部 設計・技術室
シニアマネジャー

林 伸幸 Nobuyuki HAYASHI
機器・プラントスマート洗浄ビジネス部
シニアマネジャー

鈴木三樹雄 Mikio SUZUKI
日鉄鋼構造株式会社 技術部長

八木健太郎 Kentaroh YAGI
海洋本部 技術部 設計・技術室 マネジャー

抄 録

浮体式風力発電の実用化を目的に福島浮体式洋上ウインドファーム実証研究事業¹⁾が福島洋上風力コンソーシアムによってなされた。設置点は福島沖の水深120m程度の地点であり、海潮流に加えて高波浪の厳しい海象条件である。浮体式風車の位置保持にチェーンによる多点係留方式が採用されており、厳しい海洋環境下に加えて、風車の発電によって絶えず風荷重を受けること、また、点検、交換が容易ではない条件下での20年使用が想定されており、浮体式風車を確実に位置保持することが要求されている。弊社は日本製鉄グループとして「浮体式風力発電用鋼材の実証研究・係留チェーンの寿命評価に関する研究」に参画する機会を得た。素材片の摩耗試験結果、FEM解析を用いて摩耗・疲労強度算定手法を構築し、動揺観測データを用いてチェーンの摩耗量、疲労損傷度を算定した。係留設計法の適用性についても検討し、新たな知見が得られたので報告する。

Abstract

Floating Offshore Wind Farm Demonstration Project was conducted off the coast of Fukushima prefecture for the purpose of practical application of Floating Offshore Wind Turbine (as FOWT below) by Fukushima Offshore Wind Consortium. The offshore environment in the installation point has a water depth of about 120m, and high waves as well as severe tidal currents. With these severe conditions, FOWT should be moored using chain and its service time is supposed to be 20 years. NSE has got an opportunity to participate in research on durability of the mooring chains as a member of the Nippon Steel Co., LTD Group. A wear fatigue strength calculation method using FEM analysis and material wear test results was constructed, and using observation data, the amount of wear and fatigue damage on the mooring chains were calculated.

New findings have been obtained and are reported below. We also investigated the applicability of mooring design method and report findings.

1 緒言

日本周辺海域の大陸棚で洋上風力発電の活用が期待される。水深50～200m程度の海域では浮体式風車が経済的に優位になると考えられる。こうしたなかで福島浮体式洋上ウインドファーム実証研究事業¹⁾(以下、「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」と略す。)が福島洋上風力コンソーシアムによってなされた。福島沖の水深約120m地点で、黒潮と親潮がぶつかり、太平洋側のうねりが交錯する沖合地点であり、設計面、施工面、維持管理面のハードルが高い海域である。

浮体式風車は陸上風車に比べると海上輸送による風車の大型化による経済性向上が可能²⁾で、「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」では2～7MW風車を排水量5千～3万トン規模の浮体に搭載している。一方、石油・ガス生産施設では、数十万トン級のFPSO (*Floating Production, Storage and Offloading System*)が水深数百～3千mを超える海域で建造されており、それに比べると浮体式風車の浮体規模、設置水深ともに小さく、単に風車を搭載するのみであり、建造が容易な浮体式構造物のように思える。しかし、FPSOは石油・ガス生産設備、貯蔵タンク、及び積み出し設備を搭載し、大型作業船の使用を前提とする大規模なプラットフォームであり、一方、浮体式風車は発電効率の観点から同サイズの複数のプラットフォームを互いに間隔を広げて設置することが望ましく、その結果、1基あたりのコストが制約され、軽量化された構造断面に対して常時発電に伴い生じる変動荷重に対応する疲労強度の確保が必要であり、高度な設計技術や緻密な解析が要求されている。

「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」の位置保持施設にはチェーン係留方式が採用されており、当社は係留チェーンの耐久性についての研究を担当した。浮魚礁、多点係留ブイバース、TLP (*Tension Leg Platform*)向け係留部材の開発など係留に関わる設計・施工を行ってきており、蓄積した技術³⁾をベースに研究に取り組んだ。

チェーン係留方式には多くの施工実績があり、本開発に用いた係留方式は複数の係留チェーンによる多点係留方式であるため、船舶衝突等の予期せぬ事

象によって1つの係留チェーンが破断した場合においても漂流させないという要求性能に対して冗長性が高い係留システムとなっている。一方で海洋環境下においてチェーンの摩耗が激しくなる部位がある。各種基準では使用条件に応じて設計摩耗量が設定されているものの、定量的に算定する手法の確立に至っていないため、取り換えを含む点検・保守を前提とした設計法が採用されている。そのため、点検・保守コストがプロジェクト総コストにインパクトを与えかねない。そこで材料、設計、施工、維持管理に関わる事項を総合的な視点から捉えて取り組む必要があり、チェーンの耐久性評価によるライフサイクルコストの向上を目的に摩耗メカニズムの解明、摩耗量の定量的算定手法と疲労損傷度算定方法の構築に向け、研究に着手した。さらにこれらの算定手法を「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」で取得した浮体式風車の動揺観測データに適用し、摩耗量、疲労強度を算定し、係留設計に資する知見が得られたので、これらの成果をとりまとめて報告する。

2 福島浮体式風車の係留システムの概要

2.1 係留システムの概要

表1は「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」での浮体式風車の浮体形式・諸元を示したものである。3つの浮体式風車は水深120m程度の海域に設置され、その排水量は5千～3万トン程度である。係留設計は各造船メーカーが行い、チェーン・ドラッグアンカーを用いた多点係留方式が採用された。図1は多点係留方式の概念図を示したものである。風車を支持する浮体構造物を複数のチェーンで係留し、ドラッグアンカーによって海底に把駐された各チェーンは水面付近に取り付けられたフェアリーダーを介して浮体式風車に接続し、浮体式風車の位置を保持する。スタッド付き R3S 規格のチェーンが用いられ、呼径132mmのチェーンは国内最大級である。

海象の厳しい本海域において20年間にわたり、浮体式風車の位置と発電性能を保持することが係留システムへの設計要求事項である。発電によって生じる風荷重はおよそ1000kN程度である。また、海洋構造物チェーン R3S 及びさらに高強度の R5S 種

は石油・ガス生産施設の係留部材として規格化され多くの使用実績を有し、位置保持施設の適用基準に安全性照査手法(解析手法, 安全率等), 検査方法が規定されている。

表1 「福島沖浮体式 W. F. 実証研究」における浮体形式
Table1 List of demonstration models of FOWT in Fukushima Wind Farm

名称	コンパクトセミサブ	V字型セミサブ	アドバンストスパー
発電能力	2.0 MW	7.0 MW	5.0 MW
稼働吃水	19 m	17 m	33 m
ハブ高さ	65 m	105 m	86 m
チェーン	6本	8本	6本
イメージ図			

<http://www.fukushima-forward.jp/>より

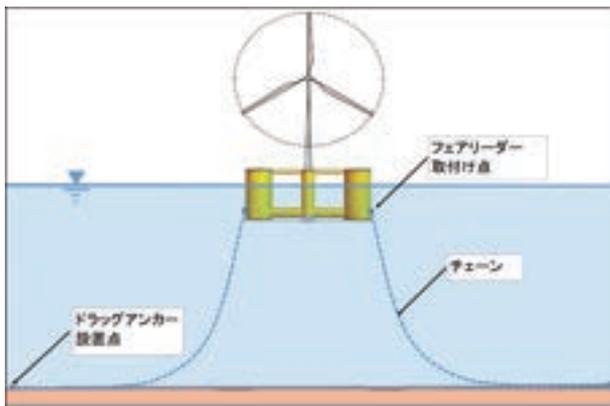


図1 チェーンによる多点係留方式の概念図
Fig.1 Conceptual diagram of typical multi mooring method by chain

2.2 係留チェーンの耐久性に関する現状認識と対応

以下, 現状認識と対応を示す。

2.2.1 係留チェーンの耐久性と点検保守

使用後の係留チェーンの引き上げ調査事例から着底部や浮体構造との接続部となるフェアリーダー部のチェーンリンクの摩耗が著しく, 数十 mm の摩耗が生じている事例がある。一方で, それ以外のチェーンリンクはほとんど腐食摩耗が無いことが報告されている。摩耗は浮体式構造物に生じる揺れを接続部の摺動で吸収する代償とも言える。例えば水深1000m程度の海域に設置された1点係留ブイ方式の浮魚礁⁴⁾においても一部のチェーンリンクの摩耗

が顕著であり, 摩耗が生じる特定部位にのみ摩耗対策を施すことによって10年間メンテナンスフリーで供用している事例もある。係留設計に関わる各種基準⁵⁾では設計時にチェーンリンクの腐食摩耗代を見込んで設計し, 使用時の点検で摩耗がこの設計値を上回ればチェーンリンクの取換えを行うことで係留システムの健全性を確保している。

一方, 浮体式風車は点検保守スペースが限られており, 点検・保守・取り換えが容易ではなく, 一部のチェーンリンクの摩耗の進展によって疲労強度の大幅な低下が生じる可能性がある。このため, 材料, 設計, 点検保守からのアプローチが必要である。

2.2.2 動揺観測データによる係留チェーンの挙動把握

係留チェーンの耐久性を把握するには暴風時のみでなく, 発電時の係留チェーンの挙動, 発生張力を精度よく推定することが重要である。当海域では風とともにうねり性の波浪や海流が方向を変化させながら同時に浮体式風車に作用する力が生じる。また, 発電の起動・停止に伴い, 風荷重の大きさ・向き急激な変化が生じるため, 位置保持を行う係留チェーンの挙動は極めて複雑である。一方, 「福島沖浮体式 W. F. 実証研究」の浮体式風車では, 発電時も含めて0.02秒のサンプリング間隔で約1年間の各浮体式風車の6自由度の動揺量がGPSによって観測されている。この世界的にも貴重な動揺観測データを用いて, 時々刻々の浮体式風車や係留チェーンの挙動を把握できる。

3 摩耗量・疲労強度算定手法の構築

3.1 算定手法の構成

チェーンリンクを対象に摩耗, 疲労強度算定手法を構築した。手順を図2に示す。

①GPSによる浮体式風車の6自由度動揺観測データを用いてチェーンリンクに時々刻々生じる張力, 傾斜角度を算定する。

②チェーンリンク接触部に生じるすべり量を算定し, Archard の式に基づいて摩耗体積を算出し, チェーンリンクに生じる摩耗深さを算定する。摩耗体積算出には, R3種素材を用いた海水中環境下を

模擬した室内摩耗試験によって得られた比摩耗量を使用する。

③摩耗深さに応じた FEM 解析により応力発生分布状態を検討し、応力集中係数を設定する。

④上述の「②, ③」を基に得られた摩耗深さに応じる応力集中係数を用いて累積疲労損傷度を算定する。

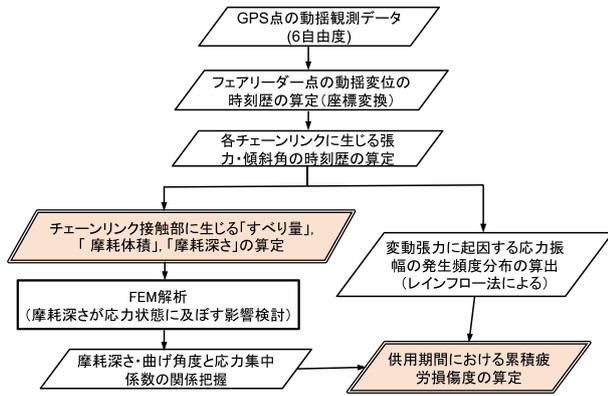


図2 疲労損傷度算定手法の全体構成図
Fig. 2 Overall algorithm of fatigue damage calculation

3.2 摩耗量の算定方法

3.2.1 摩耗量算定式

一般鋼材の摩耗量算定式である Archard⁶⁾の式 (Archard wear equation) を適用し、リンク接触部に時々刻々生じるすべり量 ΔL とリンク間に発生する張力 T を基に、生じる摩耗の総和として摩耗量を算定する。

(1)式は2つの鋼材片に荷重 T をかけた状態で両者を擦り合わせた場合に発生する摩耗体積 V_{Ab} を算定する式で、摩耗体積 V_{Ab} が荷重 T と両者間に生じるすべり量 ΔL の積に比例することを示し、その比例定数を比摩耗量 Ws と呼んでいる。

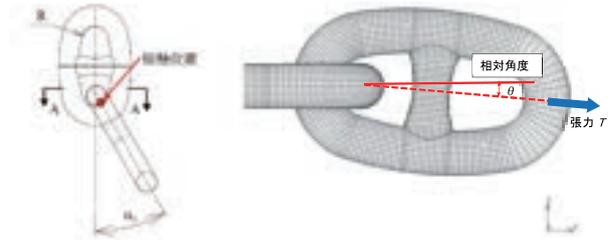
摩耗体積：

$$V_{Ab} = \sum (Ws \times T \times \Delta L) \quad (1)$$

(1)式を隣接する各チェーンリンク同士の接触部に適用し、計算対象とするチェーンリンクの発生張力を荷重 T とし、隣接するリンク間の接触部に生じるすべり量 ΔL とし、両者の積を用いて摩耗体積 V_{Ab} を計算する。

3.2.2 チェーンリンク間すべり量の算定方法

リンク間に生じるすべり量の算定方法を以下に示す。



(a)Contact point (b)Relative angle
図3 リンクの接触部, 及びリンク間の相対角度
Fig. 3 Link contact and relative angle between links

①すべり量の算定

任意の時刻 t からの時間増分 Δt においてチェーンリンク接触部に生じるすべり量の増分 ΔL は、チェーンリンク同士がなす相対角度 $\theta_r(t)$ の時間増分 $\Delta\theta_r(t)$ の絶対値と、チェーンリンク内半径 R の積として(2)式で算定できる。ここで、 Dc をチェーンリンク呼径とし、チェーンリンク内半径 R を JIS 規格で規定される寸法 $0.65Dc$ とする。

$$\begin{aligned} \Delta L &= |\Delta\theta_r(t)| \times R \\ &= |\theta_r(t + \Delta t) - \theta_r(t)| \times 0.65Dc \end{aligned} \quad (2)$$

②リンク同士の相対角度 $\theta_r(t)$

任意の時刻 t においてフェアリーダー点から数えて i 番目のチェーンリンクの傾斜角 $\theta_i(t)$ とその一つ隣の $(i+1)$ 番目のチェーンリンクの傾斜角 $\theta_{i+1}(t)$ の差分を相対角 $\theta_r(t)$ とし、(3)式で算定する。

$$\theta_r(t) = \theta_{i+1}(t) - \theta_i(t) \quad (3)$$

③摩耗体積の算定

(1)式の ΔL に、(2)式、(3)式を代入すると、摩耗体積 V_{Ab} は比摩耗量 Ws 、張力 T 、及び相対角 $\theta_r(t)$ の時間増分の絶対値の積の和によって得られ、(4)式を用いて計算できる。

$$\begin{aligned} V_{Ab} &= \sum (Ws \times T \times \Delta L) \\ &= \sum (Ws \times T \times 0.65Dc \times |\Delta\theta_r(t)|) \\ &= \sum (Ws \times T \times 0.65Dc \times |\theta_r(t + \Delta t) - \theta_r(t)|) \\ &= \sum \{ Ws \times T \times 0.65Dc \times |\theta_{i+1}(t + \Delta t) - \theta_{i+1}(t) - (\theta_i(t + \Delta t) - \theta_i(t))| \} \end{aligned} \quad (4)$$

浮体式風車が波に揺られ、Rolling, Swaying 等の動揺が生じるときに各チェーンリンクの動きによって係留チェーン全体の幾何形状を変化させることによって、浮体式風車の動きに滑らかに追随し浮体式

風車の位置を保持している。一方、この時、各チェーンリンクは張力 T を受けながらチェーンリンク間相対角度に $\Delta\theta_r(t)$ の変化が生じ、 $0.65 Dc \cdot |\Delta\theta_r(t)|$ に相当する撻動がリンク接触部に生じ、摩耗が発生し蓄積することを(4)式は示している。

④カテナリー形状から相対角 $\theta_r(t)$, $T(t)$ の算定

(4)式の算定において、時々刻々のチェーンリンク間の相対角度 $\theta_r(t)$, 発生張力 $T(t)$ が必要となる。フェアリーダー点の変位座標 $(X_0(t), Z_0(t))$ を与えると係留チェーン上の任意の点 $P(X_p(t), Z_p(t))$ のチェーンリンクに発生する相対角度 $\theta_r(t)$, 発生張力 $T(t)$ を算定することができる。(計算法を「5.1」に後述する。)

⑤摩耗深さの算定

図4は摩耗形状をモデル化したものであり、図中の斜線部を施した摩耗領域の体積を摩耗深さ d を変数とし数式 $V_m(d)$ で表しておけば、(4)式で得られた摩耗体積 V_{Ab} と数式 $V_m(d)$ が等しくなるように若干の繰り返し計算によって収束させれば、摩耗深さ d を得ることができる。

内海ら⁷⁾は、既往の摩耗したチェーンリンクを参考に摩耗形状を正弦関数形状で近似している。本検討においてもこの近似を引用し、チェーンリンク内側曲がり部において(5)式、(6)式で定める $f(\theta)$, θ_0 を用いて摩耗範囲を数式で表す。

$$f(\theta) = d \times \cos\left(\frac{\pi\theta}{2\theta_0}\right) \quad (5)$$

ここで、図4中に記すチェーンリンク中心線上の O 点を極点とした極座標を用いて、任意の偏角 θ について O 点から摩耗した部位までの距離と健全なチェーンリンクまでの距離 R との差異を $f(\theta)$ と定め、偏角 θ が θ_0 以下の範囲を摩耗範囲と定める。

d : チェーンリンク内側端部の摩耗深さ

θ : 曲がり部内側の任意の角度

θ_0 : 摩耗の限界角度であり、(6)式で定める。

$$\theta_0 = \sin^{-1}\left(\frac{L}{R}\right) \quad (6)$$

L : 摩耗が生じる限界長さであり、本検討では66 mm(リンク径132mmの1/2)と仮定する。

R : リンク内半径($0.65Dc$)

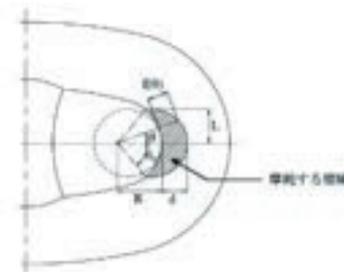


図4 摩耗形状モデル図
Fig. 4 Modeling of wear shape

3.3 摩耗試験 一室内実験による比摩耗量の算定一

(1)式で定義する比摩耗量 Ws について $SI5C$ や $S55C$ の機械構造用炭素鋼を対象とした岩井ら⁸⁾の室内実験結果がある。しかしながら本検討の対象である $R3S$ 種 ($KSBCR3S$) と鋼材の機械的特性や合金成分などが厳密には異なるため、同一規格 ($R3S$ 種) のチェーンから切り出した鋼材サンプルを用いて人工海水中で摩耗試験⁹⁾を「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」の一環として日本製鉄株式会社が実施した。

3.3.1 試験方法

図5に試験の概要図を示す。試験片(図中赤塗り)に一定荷重 T をかけた状態で一定の振幅, 周期で撻動させ、設定した撻動回数に達した時点で摩耗量を計測し、撻動距離と鋼材摩耗量との関係进行评估している。

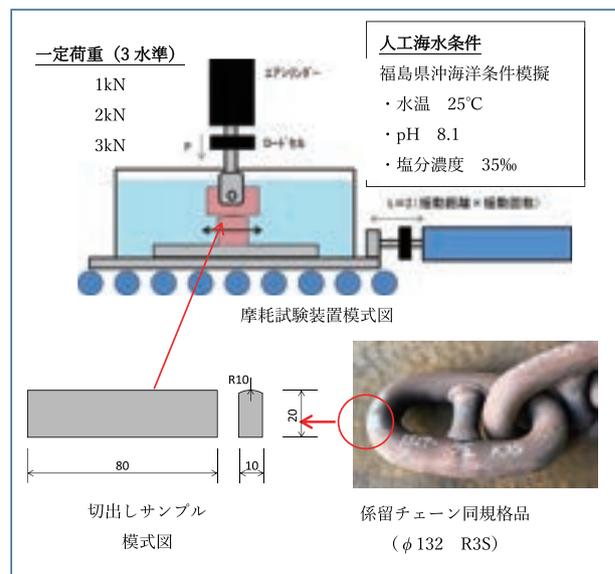


図5 室内摩耗試験概要図⁹⁾
Fig. 5 Schematic diagram of Indoor wear test⁹⁾

3.3.2 試験結果

図6は摺動実験の結果を用いて摺動距離が比摩耗量に及ぼす影響を示したもので、横軸に摺動距離 L (m)、縦軸に(1)式で定める比摩耗量 Ws を取り、各測定点で得られた値を直線で結んだものである。図に示す一定荷重 T をパラメーターとした3つの曲線はほぼ重なり、1つにまとまっていることから、一定荷重 T の大きさが比摩耗量に及ぼす影響は小さいことと、摩耗体積は荷重 T と摺動距離量 ΔL の積に比例するとした(1)式の関係則の妥当性を理解できる。図より摩耗の初期に比摩耗量が高い値 $5 \times 10^{-6} \text{mm}^3/(\text{Nm})$ を示し、減少しながら一定値 $2 \times 10^{-6} \text{mm}^3/(\text{Nm})$ に漸近していくことがわかる。また、その時の比摩耗量 $2 \times 10^{-6} \text{mm}^3/(\text{Nm})$ は文献値⁸⁾(機械構造用炭素鋼 $SI5C$, $S55C$) とほぼ同等であることから鋼種が比摩耗量に及ぼす影響は大きくないと言える。

また、動揺観測データから着底部などの比較的摺動の大きいチェーンリンク1つあたりに1年間に累積した摺動距離は600m程度であることから、初期の1年間で摩耗の増大が比較的大きく、次第に鋼材間の接触状態が定常状態に落ち着くことに伴い、比摩耗量は一定の値に漸近すると推定できる。この事象は摩耗量が面圧に比例することから説明できる。接触面内の面圧が一樣になる程度に接触面を微小な断面積 a を有する有限要素に分割した時、その有限要素においても(1)式が成立し、(1)式の両辺を断面積 a で除すれば摩耗深さ((1)式左辺)は面圧 T/a ((1)式右辺)に比例することを示しており、接触面に凹凸があった場合、面圧の大きい凸面の有限要素の摩耗が促進されることになり、その結果、有限要素全体の

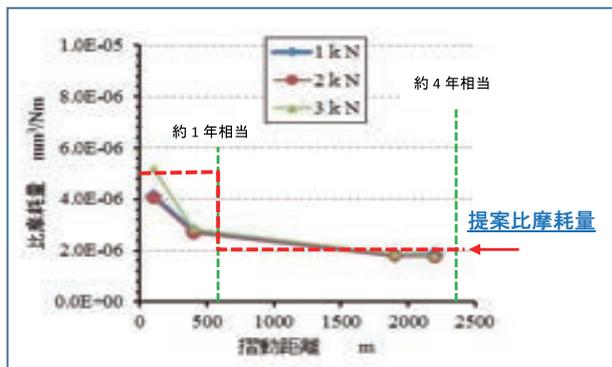


図6 摺動距離と比摩耗量の関係
Fig. 6 Relationship between sliding distance and specific wear amount

面圧を均一化する作用が生じる、いわゆるなじむ効果が生じると考えられる。

3.4 顕著に摩耗が生じたリンクの疲労強度算定方法

一般には棒鋼を素材とするチェーンリンクの表面に一樣に腐食摩耗が生じるとし、チェーンリンク径より腐食摩耗代を減じた径の断面が有する疲労強度曲線($T-N$ 曲線)を用いて累積疲労損傷度を算定する。例えば使用期間に見込まれる腐食摩耗代を許容腐食代とし、許容腐食代を超えた場合、リンクを取り換えるとしている。一般的には腐食摩耗は小さいことを前提とすれば欠損が断面に対して相対的に大きくないことから、著しい応力集中が生じないとし、棒鋼の全周に一樣に腐食摩耗が生じるとした減肉断面を対象とした疲労強度検討は妥当である。しかしながら、浮体式風車では取り換えに制約が生じる場合があり、接触部の摩耗が大きく、断面形状変化によって著しい応力集中が生じ、疲労強度が低下する可能性がある。そのような箇所も対象とした算定法が必要であった。

3.4.1 疲労強度算定法

係留チェーンの疲労強度の検討においては張力変動振幅の発生頻度を計数し、修正マイナー則(modified Miner's rule)¹⁰⁾に則り、線形累積疲労損傷度を算定する。係留チェーンの変動荷重下における疲労寿命推定には2つの手法がある。1つの手法は発生張力の振幅を対象に算定する手法($T-N$ 法)であり、もう一つの手法は発生応力振幅を対象に算定する手法($S-N$ 法)である。いずれも一定振幅の繰返し張力、もしくは応力と許容繰返し数との関係を示す疲労強度曲線を用いて、変動荷重下において計数された張力振幅、または応力振幅の繰返し数を許容繰返し数で除することによって疲労損傷度を算定し、疲労寿命を算定する。表2は各種基準で使用される疲労強度曲線を示したものである。 $T-N$ 法は、「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」の係留設計に適用されており、実用的な手法であるが、フェアリーダー部や着底部などのチェーンの摩耗が大きく進展した場合、応力集中を考慮できない。一方で $S-N$ 法には2つの手法があり、1つ(以下、「 $S-N$ 法①」と称す。)は公称応力振幅 s と許容繰返し数

表2 各種基準における疲労強度曲線
Table2 Fatigue strength curves in various criteria

基準名称	疲労強度曲線
(1)DNV-OS-E301 POSITION MOORING (2010)	$S-N$ 法① $n_c(s) \cdot s^m = a_D$ $n_c(s)$: 許容繰り返し数 s : 公称応力度(両振幅) $S-N$ 法② FEM による応力集中係数(S_{cf})を加味した応力振幅と疲労強度曲線(DNV-RP-C203 ¹¹⁾ B1曲線)の組合せ
(2)API-RP-2SK(2005) Recommended Practice for Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures	$T-N$ 法 $N \cdot R^M = K$ N : 許容繰り返し数 R : 比率(Ratio)= 張力変動幅(両振幅)/最小保証破断強度
(3)ISO 19001-7 Stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units	$T-N$ 法 $N \cdot T^m = K$ N : 許容繰り返し数 T : 比率(Ratio)= 張力変動幅(両振幅)/最小保証破断強度 $S-N$ 法① $N \cdot S^m = K$ N : 許容繰り返し数 S : 公称応力振幅(両振幅)

$n_c(s)$ の関係を示す疲労強度曲線を用いる手法であり、もう一つ(以下、「 $S-N$ 法②」と称す。)はFEM解析によって得られた応力集中係数 S_{cf} を用いて疲労損傷度を算定する手法である。「 $S-N$ 法②」は $T-N$ 曲線が得られていないシャックル(DNV-OS-E301⁵⁾)や新しい素材を使用する場合に有効な手法であり、環境に応じた素材片の疲労強度曲線や部材の形状を加味した応力集中係数 S_{cf} を用いることができる。

本研究では「 $S-N$ 法②」を準用し、FEM解析を用いて摩耗したチェーンリンクの応力状態を調べ、得られた応力集中係数 S_{cf} を公称応力振幅 S_N に乗じることによってチェーンの疲労損傷度を算定する手法とし、DNV-RP-C203¹¹⁾のB1疲労強度曲線(腐食を考慮しない海中部)を用いた。

$$S = S_N \times S_{cf} \tag{7}$$

ここで、 S : 応力振幅 S_{cf} : 応力集中係数

S_N : 公称応力振幅 = $\Delta T / Area$

ΔT : 張力振幅

$Area$: 一様腐食考慮後のチェーンリンクの断面積

3.4.2 摩耗深さに応じた応力集中係数

FEM解析により腐食摩耗深さが応力集中係数(S_{cf})に及ぼす影響を検討し、腐食・摩耗深さと応力集中係数の対応を整理した。

図7は、一様腐食2mmが生じて、さらにリンク同士の接触部に摩耗深さ4mmの摩耗が生じた状態で設計荷重が作用した場合の最大主応力の周方向分布の一例を示したもので、横軸には周方向に沿った計算点の位置を、縦軸には最大主応力を示したもので

ある。なお、最大主応力の符号は、亀裂進展に影響がある引張状態をプラス符号としており、図中の青塗網掛部はリンク同士が接触している範囲を示し、接触部は圧縮状態で負の符号で表示している。応力集中係数は、各部位の最大主応力の最大値を公称応力(22.15N/mm²)で除して算定した。最大応力集中係数はBend部に生じ、値は5.96である。

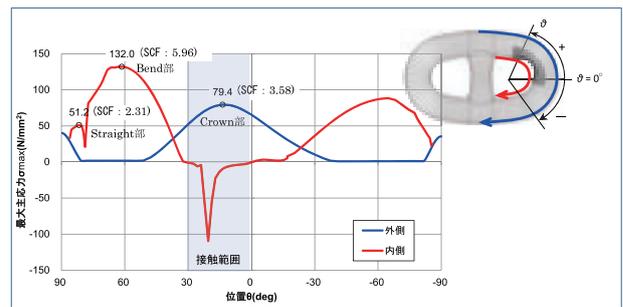


図7 応力集中係数の周方向の分布図
Fig. 7 Distribution along the circumferential direction of the stress concentration factor

図8は一様腐食2mmが生じた状態でさらに摩耗深さ0mm, 6mm, 14mmが生じた場合の応力集中係数の変化を示したものであり、一様腐食2mmと摩耗深さを足し合わせた腐食摩耗深さが各々2mm, 8mm, 16mmのケースについて、最大となる応力集中係数と腐食摩耗量の関係を示したものである。ここで腐食摩耗深さ8mmは、着底部等の最も激しい腐食摩耗環境下での腐食摩耗速度0.8mm/年で20年間使用した場合の疲労強度解析に用いる腐食摩耗代(年間の腐食摩耗速度0.8mm/年×20年の50%⁵⁾である8mm)に相当する。

図中の赤破線は16mm以下の腐食摩耗量を対象に腐食摩耗量と応力集中係数の関係より得られた近似式であり、応力集中係数は腐食摩耗量にほぼ比例することがわかった。青実線は、腐食摩耗量が16mm

を超え24mmに達した場合も含めた曲線で下に凸な近似曲線となっている。一方、表2に示す疲労強度曲線は、 $n(s) \cdot s^m = a_D$ (a_D, m : 定数) であり、許容繰返し数 $n(s)$ と応力振幅 s の累乗は反比例することから、疲労強度は応力集中係数の累乗に反比例することから、腐食摩耗量が20mm程度を超えた場合、疲労寿命が急激に低下することを示すものである。ただし、浮体式風車の対象と想定される範囲(腐食摩耗量8mm以下)では両者が線形関係にあるとして差し支えない。

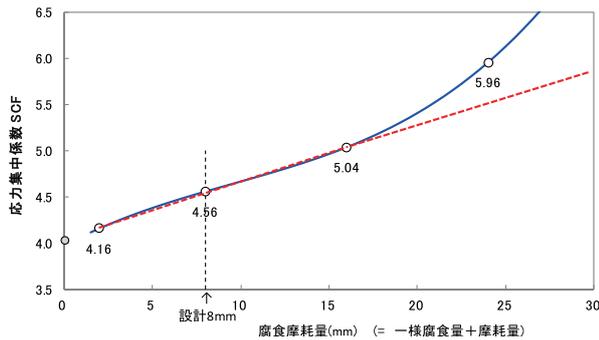


図8 腐食摩耗量と応力集中係数の関係図
Fig. 8 Relationship between wear depth and stress concentration factor

4 観測データを用いた摩耗・疲労強度解析結果

「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」における浮体式風車の動揺観測データを用いて摩耗量、及び疲労損傷度を算定した。

4.1 検討手順

GPS を用いて浮体式風車の GPS 取付け位置における6自由度の動揺が0.05秒間隔で1年間連続計測されており、GPS 取付け位置からフェアリーダー位置へ座標変換し、フェアリーダー点における動揺変位を算定し、得られたフェアリーダー点の位置とアンカー位置を用いてカタナリー計算によって各係留チェーンに生じる時々刻々の張力、各チェーンリンクの傾斜角度、接触部の摺動量を算定し、(1)式に基づいて算定した摩耗体積に対応する摩耗深さを推定した。さらにリンク毎に摩耗の進展に応じた応力集中係数を用いて、疲労損傷度を算定した。

4.2 算定結果

4.2.1 摩耗体積(1年間)、及び摩耗深さの算定結果

図9は1年間の摩耗量の算定結果を示したもので、横軸にはフェアリーダー点からの係留チェーンの長さ、縦軸には摩耗量を示し、摩耗量の長手方向分布を示したものである。フェアリーダー部と着底部付近にピークを持つ。図の横軸の長さ230m位置付近にピーク値が生じており、その前後の50m程度の区間は着底部に対応している。着底部ではリンクが浮き上がりと着底を繰り返しており、着底したリンクの相対角が着底前後で不連続に変化し、リンク間のすべり量が増大し累積した結果、摩耗量が大きくなっている。着底部とともにフェアリーダー部ではチェーンリンクの動きが拘束されるためすべり量が大きくなっている。20年間の摩耗量を摩耗深さに換算した値は、フェアリーダーで7.1mm、着底部で6.1mmである。

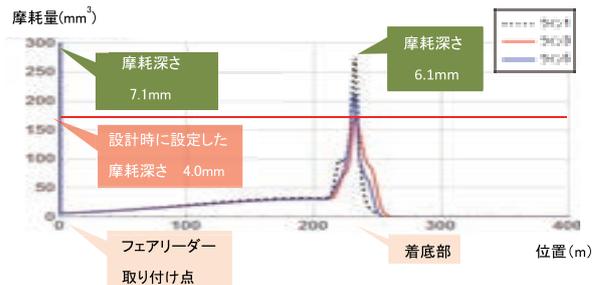


図9 摩耗量の係留ラインの長手方向分布
Fig. 9 Longitudinal distribution of wear

図10は一例として年間ですべり量が大きくなる時点を抽出し図化したものである。台風時にすべり量が増大し、浮体式風車の水平変位が大きくなり変位する時刻と一致しており、係留チェーンの各チェーンリンクが摺動することによって浮体式風車の水平変位を吸収する結果、チェーンリンクに摩耗が生じていると推測される。

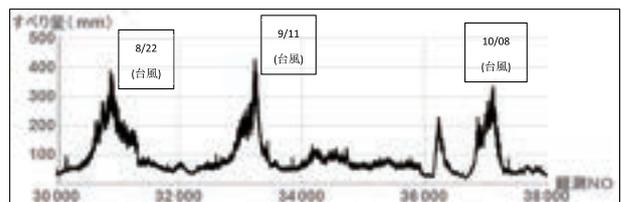


図10 すべり量の算定結果
Fig. 10 Calculation results of sliding

4.2.2 累積疲労損傷度

動揺観測データを用いて算出した張力の時刻歴波形を対象に発生応力振幅とその発生回数をレインフロウ法¹⁰⁾によって計数し、応力振幅の発生頻度度数分布を作成した。

次に各摩耗深さに応じた応力集中係数を公称応力に乗じる「S-N法②」を用いて累積疲労損傷度を算定した。特にフェアリーダー部のチェーンリンクについて曲げや面外撓動角を考慮するため、動揺観測データを用いて得られた時々刻々の張力や放出角に応じて撓動するリンクを特定し、そのチェーンリンクに作用する曲げや面外撓動量を算定の上、摩耗量・疲労損傷度を算定した。

図11は「①チェーンリンクの位置」、及び「②発生応力振幅レベル」の2つの変数を平面軸に取り、対応する累積疲労損傷度を縦軸にプロットしたものである。フェアリーダー点を基点とした「長さ」でチェーンリンクの位置を表した。0.02秒間隔で約1年間の動揺観測結果から得られたもので自然の造形美と言える鳥瞰図であり、この図から疲労損傷度が最大となる「長さ」は130m 前後であり、一方で着底部に相当する「長さ」は180m 前後であることから、最大となる位置は着底部よりやや上方の海底付付近であることがわかる。10~20Mpa の応力振幅で最も大きなピーク値に対応する波浪は常時波浪であり、40 Mpa 程度の応力振幅付近に生じている2つ目のピークは台風時に相当することが読み取れる。疲労損傷度は年に数度の台風時より発生頻度の高い常時波浪によって大きく累積することがわかる。

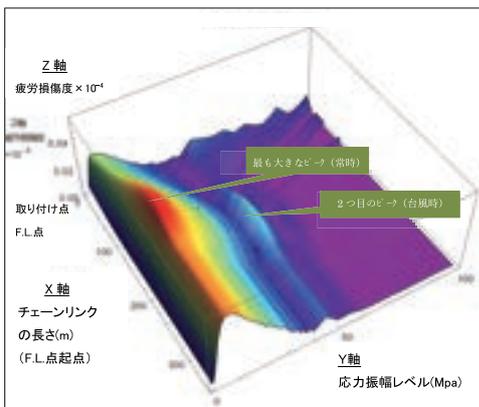


図11 チェーンリンクの1年間の累積疲労損傷度
Fig. 11 Cumulative fatigue damage

4.2.3 発電に伴う浮体式風車の位置変化が累積疲労損傷度に与える影響

図12は動揺観測結果を用いて発電の有無に着目し、浮体式風車の平面位置の出現頻度を表したものである(図11に示した浮体形式とは異なる)。図中(a), (b)に示す各点 X,Y 座標値は10分間における浮体式風車の位置の平均値であり、「(a)非発電時」に比べると「(b)発電時」では浮体式風車の平面位置の変化が大きく、移動範囲が広いことがわかる。

図13(a), (b)は X 軸にフェアリーダー部からの係留チェーン長さ、Y 軸に応力振幅レベル、Z 軸に疲労損傷度を示し、発電の有無が疲労損傷度に与える影響を示したものである。図13(a)は発電時も含めて全ての観測データを対象としたもので、応力振幅レベルが100MPa を超える応力による疲労損傷度が大きい。一方、非発電時の観測データを対象とした図13(b)では大きい応力振幅レベルの卓越が見られず、疲労損傷度が全体的に小さい。

発電に伴う浮体式風車の水平面内の位置変化によって応力振幅レベルの分布が変わり、発電時には風荷重により浮体式風車の水平面内の位置変化に伴

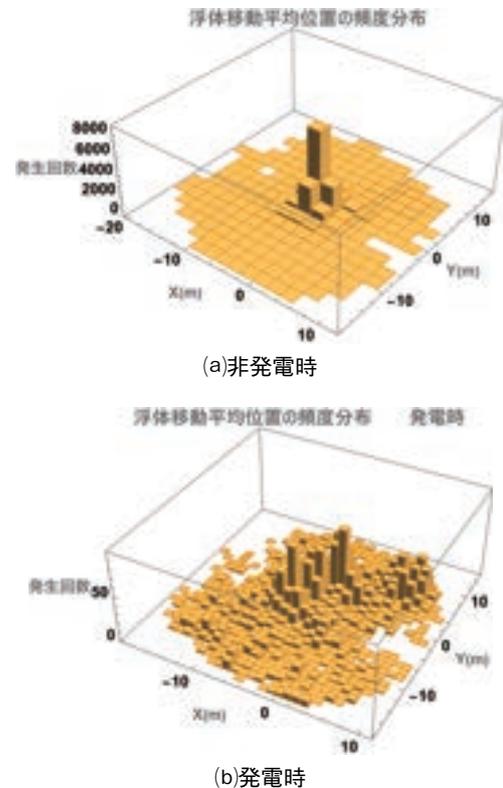


図12 平面位置座標における浮体式風車の出現頻度分布図
Fig. 12 Frequency of Floating Wind Turbine position distribution in plane coordinate

う係留力の変動幅が大きく、100MPa以上の応力振幅レベルが発生し、非発電時には約50MPaの応力振幅レベルが卓越していることが分かった。

発電に伴う浮体の平面位置変化が大きいことから摩耗量の増大が懸念されたが、摩耗が集中するチェーン着底点が時々刻々変化することから摩耗されるチェーンリンクが分散されることがわかった。また、その摩耗進展を加味して疲労損傷度を算定したところ、最大で0.00576であり、20年の耐用年数に対して「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」の浮体式風車では十分な疲労強度が確保されている。

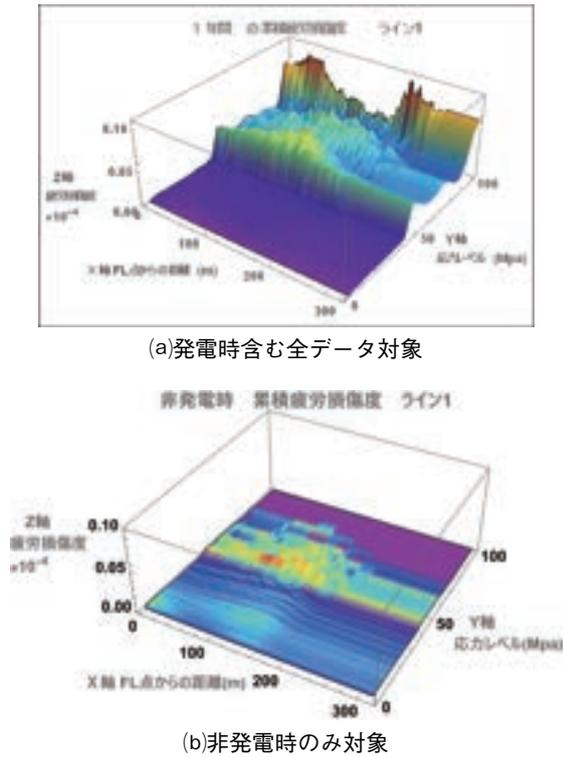


図13 疲労損傷度の算定結果
Fig. 13 Calculation results of cumulative fatigue damage

4.2.4 摩耗の進展が疲労強度に及ぼす影響

1年間の浮体式風車の動揺量の連続計測データを用いて推定した摩耗体積算定結果を基に摩耗体積が年数に比例すると仮定して、各年の摩耗深さを算定し、その時の摩耗形状に応じた応力集中係数を設定し、供用年数における累積疲労損傷度を算定した。用いた S-N 曲線(DNV-RP-C203の B1曲線相当)を(8)式に示す。

$$\begin{aligned} \log_{10}(N_i) &= a_1 - m \times \log_{10}(\Delta s_i \times S_{cf}) \\ &= a_1 - m \times \log_{10}(\Delta s_i) - m \times \log_{10}(S_{cf}) \\ a_1, m; \text{constant} \end{aligned} \quad (8)$$

図14, 図15はそれぞれ摩耗深さ, 応力集中係数の経時変化を示した図で共に上に凸な曲線を描きながら増大することがわかる。

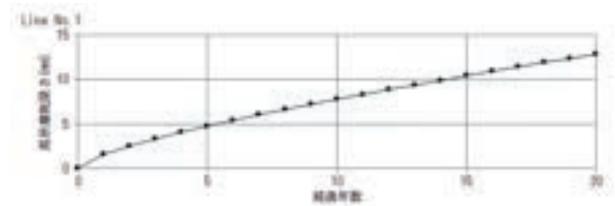


図14 摩耗深さの経年変化予測
Fig. 14 Prediction of changes in aging of wear depth

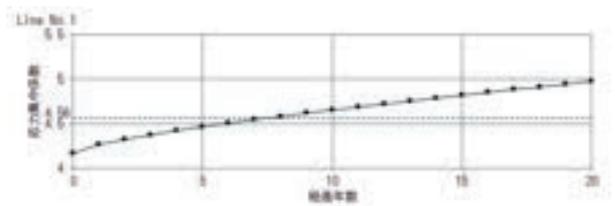


図15 応力集中係数の経年変化予測
Fig. 15 Prediction of changes in stress concentration factor

4.2.5 疲労強度解析における算定方法の比較

観測データより得られた摩耗量より各チェーンリンクの摩耗深さの年毎の経時変化を設定し、FEM解析より得られた応力集中係数を用いて、チェーンリンクの疲労損傷度の経時変化を算定した。

①算定方法

摩耗が進展すると形状欠損による応力集中係数の増大により、疲労損傷度が累加して大きくなることが懸念された。「疲労解析においてチェーンの腐食摩耗の許容値の50%を考慮してよい。」との記載⁵⁾があり、これは使用期間において推定される全腐食摩耗量の半分の値を使用全期間にわたって一律に腐食摩耗代として見込んで減肉した断面を用いて疲労解析することであり、供用期間20年間の中間点である10年目に対応する摩耗量、つまり使用期間中における平均値相当を一律に設定し、疲労損傷度を算定していることに相当する。

以下では2つの方法を用いて累積損傷度を算出し両者を比較した。(8)式2行目は、 Δs_i と S_{cf} を分離して取り扱うことができることを示しており、(9)式が得られる。

$$\begin{aligned} N_i &= 10^{a_1 - m \times \log_{10} \Delta s_i} \times 10^{-m \times \log_{10} S_{cf}} \\ &= 10^{a_1 - m \times \log_{10} \Delta s_i} \times S_{cf}^{-m} \end{aligned} \quad (9)$$

20年間の累積疲労損傷度 D_{20} は各年度の疲労損傷度 D_{jy} の和として(10)式で算定できる。ここで式中の $S_{cf,jy}$ は jy 年間累積した摩耗深さに応じた応力集中係数を示す。

$$D_{20} = \sum_{jy=1}^{20} D_{jy} = \sum_{jy=1}^{20} \left(\sum_{i=1}^{Y_{jy}} \frac{n_i}{N_i} \right) \\ = \sum_{jy=1}^{20} \left\{ \left(\sum_{i=1}^{Y_{jy}} \frac{n_i}{10^{a_1 - m \times \log(\Delta s_i)}} \right) \times S_{cf,jy}^m \right\} \quad (10)$$

(10)式最終行の第一項は公称応力による年間の累積疲労損傷度であり、第二項は摩耗による応力集中の影響度が応力集中係数の累乗に比例することを示しており、両者をそれぞれ分離して取り扱うことができることを示している。

まず、各チェーンリンクについて動揺観測データを用いて1年間の発生張力に基づく公称応力 Δs の発生頻度分布を算定し、チェーンリンクが摩耗の影響を受けない(応力集中係数1.0)状態での1年間の疲労損傷度 D_1 を算定する。次に各リンクの1年間分の摩耗体積を算定し、対応する摩耗深さをを用いて応力集中係数 $S_{cf,1}$ を算定する。最後に両者を乗ずれば1年目の累積損傷度が得られる。

さらに同様の海象条件が2年目以降も継続すると想定すれば、発生張力頻度分布、リンク間のすべり量、及びそれに伴い発生する各年度の摩耗体積は20年間を通じて同一量となり、累積する摩耗体積は年数に比例する。(10)式を基に jy 年目の摩耗深さに応じた応力集中係数 $S_{cf,jy}$ の累乗の形で別途、分離して算定し、1年目の疲労損傷度 D_1 に乗じることで累積疲労損傷度の経年変化を算定できる。

複数年にわたる動揺観測が望ましいが海象条件が2年目以降も継続するという前提の妥当性について、図11に示すように疲労損傷度に大きく寄与するのは常時波浪であり、応力振幅の極値を生じる台風時の寄与は小さいことから、台風の規模や経路変化による経年変化に比べると海域海象のエネルギー状態の変化は小さく、20年間の海象の経年変化が疲労損傷度に及ぼす影響は大きくない。したがって、約1年間の動揺観測期間の海象条件がその後も継続するという上述の前提は実現象を逸脱したものではないと考える。

【方法-1】 代表した応力集中係数を使用する

(DNV 基準に準拠した)方法

$$D_{20} = 20 \times S_{cf}^m \times D_1 \quad (11)$$

応力集中係数 $S_{cf}=4.56$ を対象期間一律(チェーン全長、20年間)に用いる。

この数値($S_{cf}=4.56$)は一様腐食2mm、摩耗深さ6mmを設定し、FEM解析で得られた応力集中係数である。

【方法-2】 摩耗深さに応じた各年毎の応力集中係数を使用する方法

$$D_{20} = \sum_{k=1}^{20} D_k = D_1 \times (S_{cf,1}^m + S_{cf,2}^m + \dots + S_{cf,20}^m) \quad (12)$$

ここで、

D_1 : 1年間の疲労損傷度(摩耗が無い健全な状態のチェーンリンクを想定し、応力集中係数を1.0)

D_k : k 年目の疲労損傷度 ; ($k \geq 2$)

$S_{cf,k}$: k 年目の応力集中係数

②算定結果

図16は、係留チェーンの疲労損傷度の長手方向分布の一例を示したもので、図中には「方法-1」(代表応力集中係数を用いた方法で(11)式を適用)により算定した結果を示しており、「方法-2」((12)式を適用)に比べて疲労損傷度がやや大きく、安全側の結果である。これは摩耗深さの代表寸法を d とすると、対応する摩耗体積はおよそ代表寸法 d の三乗に比例することから、摩耗深さ d はおよそ摩耗体積の三乗根に比例する。そのため、同じ摩耗体積増加であれば摩耗深さの増加はやや鈍り、供用期間中の中間点10年目の摩耗推定量を一律に用いた「方法-1」の方が大きな累積損傷度を与えるためである。また、図中の赤線のうち青枠で囲っている箇所は疲労損傷度がやや増大している箇所で、横軸のライン長さ175m付近に発生する着底部に該当し、チェーンリンクの着底する頻度が高く、着底点のチェーンリンクの摩耗の進展により、疲労損傷度が増大したことを示している。係留チェーン全長で見ると、その増加量は僅かであり、着底部を除く一般部については摩耗の進展が疲労強度に及ぼす影響は少ない。なお、最大

値の発生部位を参照すると、疲労損傷度については着底点より少し取り付け点側に、一方で摩耗量については着底点付近である。それぞれ最大値の発生部位の位置が異なっており、疲労強度の観点から望ましい結果である。

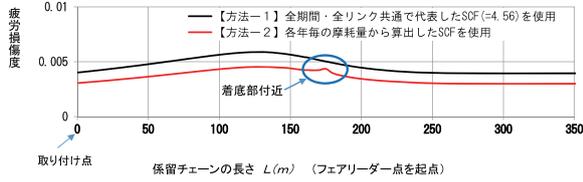


図16 疲労損傷度の係留ラインの長手方向分布
Fig.16 Longitudinal distribution of mooring line fatigue damage

5 係留設計法におけるラインダイナミクス

係留チェーン自体の動的挙動(ラインダイナミクス)の取り扱いが重要であり、解析法とその適用性について記載する。「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」における係留設計ではラインダイナミクスの影響は大きくないことから、準静的解析が用いられた。

5.1 準静的解析, 動的解析, 簡易動的解析

5.1.1 各種基準における解析法の取扱い

浮体式構造物の係留設計では浮体、係留ラインの相互作用を考慮した応答解析を行い、得られた発生張力の安全率(=許容張力/発生張力)が所要安全率を下回るようにチェーンの諸元等を設計している。

表3は解析法を分類し、各解析法が対象とする対象荷重と運動モードの次数を示したものであり、各種基準において各解析法の張力推定精度に応じて所要安全率が設定されている。

表3 係留ラインの解析法の分類
Table3 Classification of mooring line analysis method

解析法の名称	ラインに作用する対象荷重	運動モード次数
①準静的解析	浮力, 重力	1次
②簡易動的解析	浮力, 重力, 慣性力, 動的流体力	1次
③動的解析	同上	高次

5.1.2 準静的解析

図17は係留チェーンの上端がフェアリーダー点に接続されて、海底に着底した状態を示したモデル図である。図中にその時の係留チェーンの各チェーン

リンクに相当する要素(長さ ds)の力学的釣合状態を示した。静止した状態では係留チェーンの要素に作用する自重, 浮力, 及び要素の両端に作用する張力 T が静力学的に釣り合った状態でカテナリー(懸垂線)を形成する。フェアリーダー点がアンカーから離れる方向にゆっくり水平移動した場合(図中の赤破線), 着底部で順次浮き上がったライン重量によって緩やかに張力が増大し, さらに係留チェーンの傾斜勾配 $\theta(t)$ が小さくなるとともに張力の水平成分 $T \cos\theta(t)$ が増大することによって, フェアリーダー点の水平方向の動きに抗する復原力となる。このように擬似的な静力学的釣合状態を時々刻々保ち, その時に生じる張力の増減を「静力学的復原力」とし, 擬似的な静力学的釣合を仮定した解析法のことを「準静的解析(Quasi Static Analysis)」と呼んでいる。

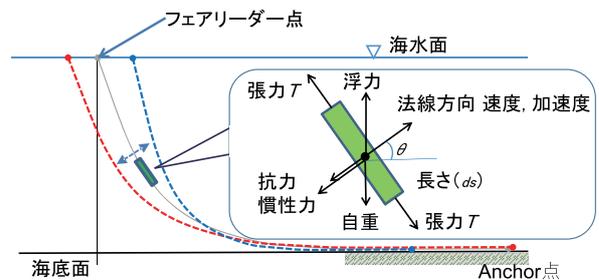


図17 係留チェーンのモデル図
Fig.17 Model diagram of mooring lines

5.1.3 カテナリー基礎式

以下にカテナリー基礎式を記載する。

図18は各チェーンリンクの静力学的釣り合い状態を示したもので、チェーンリンクの長さを ds , 単位長さあたりの水中重量(気中重量-浮力)を w , 傾斜角を θ , 上下端に作用する張力を各々 $T+dT$, T , 及び張力の水平成分を T_H とする時、鉛直方向の釣合式は(13式)となる。ここで張力の水平成分 $T_H (= T \cos\theta = (T+dT) \cos(\theta+d\theta))$ は係留チェーンの位置に拘らず一定値となり、後の式の展開が容易になることから(13式)に T_H を用いている。

$$T_H \times \tan(\theta + d\theta) - T_H \times \tan(\theta) = w \times ds \quad (13)$$

$T_H \times \tan(\theta + d\theta)$ を Taylor 級数展開し、一次近似すると、

$$T_H \times \frac{d(\tan\theta)}{d\theta} d\theta = w \times ds$$

$$T_H \times \frac{1}{\cos^2 \theta} d\theta = w \times ds \quad (14)$$

ここで

$$ds = \sqrt{dx^2 + dz^2} = dx \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} \quad (15)$$

(15)式を(14)式に代入すれば、

$$T_H \times \frac{1}{\cos^2 \theta} d\theta = w \times dx \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} \quad (16)$$

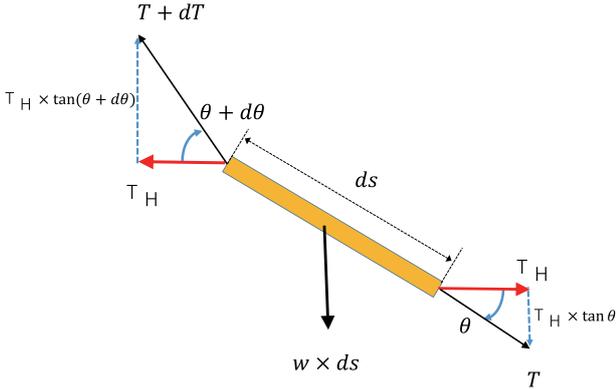


図18 係留チェーン要素の静力学的釣合状態図
Fig. 18 Static equilibrium diagram of mooring lines elements

$$\text{また, } \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left(\frac{dz}{dx} \right) = \frac{d(\tan \theta)}{d\theta} \frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dx} \quad (17)$$

(16)式を(17)式に代入し、整理すると、(18)式に示す常微分方程式が得られる。ここで、 a をフェアリーダー点での張力の水平成分 $T_H (= T \cos \theta)$ をチェーンの水中での単位重量 w で除した値($a = T_H/w$)と定めており、係留チェーンの任意の位置で一定値となる。

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dx^2} &= \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dx} = \frac{w}{T_H} \times \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} \\ &= \frac{1}{a} \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} \end{aligned} \quad (18)$$

ここで、図19に座標の定義を示し、係留チェーンの着底量を b 、着底点での z 座標値を0、係留チェーンは滑らかに着底するとした境界条件(19)式を(18)式に付与すれば、カテナリー式(20)式が得られる。

$$z(b) = 0; \quad \left. \frac{dz}{dx} \right|_{z=b} = 0 \quad (19)$$

さらに得られた(20)式を(15)式に代入すれば(21)式を得る。(20)式、(21)式がカテナリー基礎式である。

カテナリー形状(懸垂線)を形成する係留チェーンの任意の点の位置座標を (x, z) 、アンカー点から

の係留チェーンの長さを l 、及び着底長さ b とする時、 z, l は(20)式、(21)式によって x, a, b を変数とする関数で表せる。

$$z = a \left\{ \cosh \left(\frac{x-b}{a} \right) - 1 \right\} \quad (20)$$

$$l = a \sinh \left(\frac{x-b}{a} \right) + b \quad (21)$$

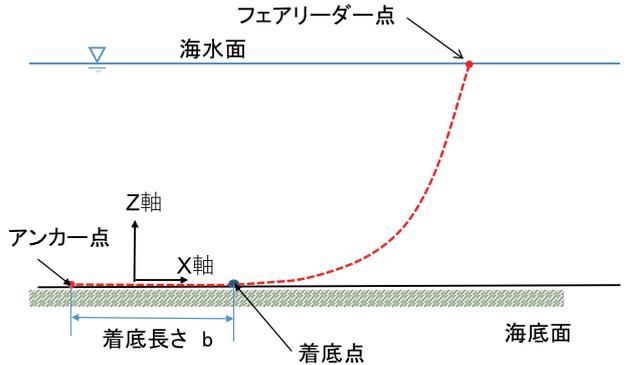


図19 カテナリー座標の定義図
Fig. 19 Coordinate definition diagram

アンカー点からフェアリーダー点までの長さを $l = l_0$ 、 $x = x_0$ 、 $z = z_0$ とする時、(20)式、(21)式において微小変位を仮定すれば(22)式、(23)式が誘導でき、(22)式中の C_{rest} はフェアリーダー点における静力学的復元力マトリックスであり、(23)式に示す。 C_{rest} は後述の簡易動的解析で使用される。また、風・波浪下における風車・浮体・係留系の一体解析を行う場合、水平面内運動(*Surge, Sway, Yaw*)の固有周期を算定する際に用いる全体剛性マトリックスを構成する剛性要素に C_{rest} は該当する。また、風車・浮体・係留系の時刻歴応答解析に多大な時間を要することから、周波数領域解析が有効であり、その際、必要となる係留特性の線形化に C_{rest} が有効である。

$$\begin{bmatrix} da \\ db \end{bmatrix} = C_{rest} \begin{bmatrix} dx_0 \\ dz_0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$C_{rest} = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} \sinh B_0 & \cosh B_0 - 1 \\ -\cosh B_0 & \sinh B_0 - B_0 \cosh B_0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$D = 2 + B_0 \sinh B_0 - 2 \cosh B_0; \quad B_0 = \frac{x_0 - b}{a}$$

5.1.4 動的解析

図17においてフェアリーダー点が高い周期で早く振動した場合、係留チェーンの各要素に生じる速度や加速度が大きくなり、各要素に作用する慣性力や

$$\begin{pmatrix} \Delta X_P \\ \Delta Z_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial X_P}{\partial a} & \frac{\partial X_P}{\partial b} \\ \frac{\partial Z_P}{\partial a} & \frac{\partial Z_P}{\partial b} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta a \\ \Delta b \end{pmatrix} \quad (28)$$

(28)式の変換マトリックスを係留チェーン各要素の位置を示す長さ l を変数とする行列 $S(l)$ とする時、各成分は(24)式、(25)式を偏微分して整理すれば、(29)式が得られ、(30)式のように表記できる。

$$S(l) = \begin{pmatrix} \sinh^{-1} A(l) - \frac{A(l)}{\sqrt{1+A(l)^2}} & \frac{A(l)}{\sqrt{1+A(l)^2}} - 1 \\ \frac{1}{\sqrt{1+A(l)^2}} - 1 & \frac{1}{\sqrt{1+A(l)^2}} \end{pmatrix} \quad (29)$$

$$\text{ここで } A(l) = \frac{(l-b)}{a}$$

$$\begin{pmatrix} \Delta X_P \\ \Delta Z_P \end{pmatrix} = S(l) \begin{pmatrix} \Delta a \\ \Delta b \end{pmatrix} \quad (30)$$

ここで、係留チェーンをチェーンリンク相当の要素(長さ ds)に分割・離散化する。アンカー点から i 番目に位置する要素についてアンカー点からの長さを l_i とし、平衡点からの変位量を $(\Delta X_i, \Delta Z_i)$ とする。この時、変位の増分量を $(\Delta X_i, \Delta Z_i)$ は(31)式を用いて $(\Delta X_0, \Delta Z_0)$ を線形変換すれば得ることができ、フェアリーダー点の平衡点からの変位 $(\Delta X_0, \Delta Z_0)$ に静力学的復原力行列 *Crest*、(23)式と係留チェーンの位置を表す長さ l に関する行列 $S(l)$ (29)式)を乗じる。また、(31)式の両辺を時間微分すればライン要素の速度 (V_{xi}, V_{zi}) 、加速度 (A_{xi}, A_{zi}) をそれぞれ(32)式、(33)式で算出できる。

$$\begin{pmatrix} \Delta X_i \\ \Delta Z_i \end{pmatrix} = S(l_i) \times \text{Crest} \times \begin{pmatrix} \Delta X_0 \\ \Delta Z_0 \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$\begin{pmatrix} V_{xi} \\ V_{zi} \end{pmatrix} = S(l_i) \times \text{Crest} \times \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \Delta X_0 \\ \Delta Z_0 \end{pmatrix} \quad (32)$$

$$\begin{pmatrix} A_{xi} \\ A_{zi} \end{pmatrix} = S(l_i) \times \text{Crest} \times \frac{d^2}{dt^2} \begin{pmatrix} \Delta X_0 \\ \Delta Z_0 \end{pmatrix} \quad (33)$$

係留チェーンの傾斜角 θ_i を用いて要素座標系における接線(Tangential)方向、及び法線(Normal)方向の速度 (V_{Ti}, V_{Ni}) 、加速度 (A_{Ti}, A_{Ni}) に変換する。基礎式(20)式、(21)式より、係留チェーンの各要素 i の傾斜角 θ_i は

$\tan(\theta_i) = \frac{dz}{dx} = \sinh\left(\frac{x-b}{a}\right) = \frac{l_i-b}{a} = A(l_i)$ となり、(29)式で定義する $A(l)$ を用いて、要素 i の位置を示す長さ l の関数として表示できる。さらに(34)式を

用いて各要素に作用する流体力を係留チェーンの各要素の法線方向速度 V_{Ni} の二乗に比例する粘性抗力 dF_{dN} 、及び法線方向加速度 A_{Ni} に比例する「慣性と付加質量」に起因する慣性力 dF_{mN} を算定し、各要素に作用する流体力を係留チェーン全長にわたり足し合わせることで、フェアリーダー点に作用する係留力を数値計算によって算定する。動的解析の陰解法で行う時間ステップ毎の収束計算を行わないで精度を確保できる。(34)式において C_d は抗力係数、 D_e はチェーンの形状を考慮し円柱に換算した場合の等価直径、 w_a はチェーンの気中重量、 C_a は円柱の付加質量係数、 r_w は海水の重量、 G は重力加速度を示す。

以上のように簡易動的解析の基礎式の誘導、展開はやや複雑であるが線形近似の仮定の基に解析解を併用することによって、数値計算の負荷を大幅に減らすことができる手法である。

$$dF_{dNi} = drag \times V_{Ni} |V_{Ni}| \times ds$$

$$drag : 1/2 \times \rho \times C_d \times D_e \quad D_e : \text{等価直径} \quad (34)$$

$$dF_{mNi} = -Iner \times A_{Ni} \times ds$$

$$Iner : \left(w_a + C_a \times r_w \frac{\pi D_e^2}{4} \right) / G$$

5.1.6 解析法の適用性について

上述した解析法の特徴と適用性を以下に示す。

動的変動張力の影響度合は水深、浮体の動揺の仕方により異なる。水深1000mを超える海域では係留ラインが長く、重量が増し係留ライン自体に発生する慣性力や流体力が静力学的復原力より相対的に大きくなり、さらに高次の運動モードが卓越してくるため、「動的解析」が必須となる。一方、浅い海域で浮体の運動周期が長く、係留チェーンの形状変化が緩やかな場合、動的変動張力は相対的に小さい。一方、浮体式風車の設計では浮体構造と風車を一体とした時刻歴応答解析が要求されており、疲労解析を含めると係留チェーンに動的解析を適用した場合、計算時間が膨大となる。

「福島沖浮体式W.F.実証研究」では設置水深が120m程度と比較的浅く、浮体式風車の水平面内運動の周期が長いから、動的変動張力は大きなものではないことから係留設計に「準静的解析」を用いており、また、本研究の対象であるチェーンの耐久性の

検討においても「動的解析」でなく、「簡易動的解析」を用いた。

以上のように海域や浮体式風車の動揺特性に応じて適用する解析法を使い分けることが合理的であることから、以下ではラインダイナミクスの判別指標について記載する。

5.2 ラインダイナミクスの判別指標

簡易動的解析をベースに動的変動張力の発生原因となる粘性流体力による抗力項、慣性力項、静力学的復原力項の各成分を簡易に算定し傾向を分析し、ラインダイナミクスの影響を簡易に判別する判別指標を提案した。

5.2.1 既往の判別指標

ラインダイナミクスの影響度合は大水深域と浅海域では大きく異なる。栖原¹⁴⁾らはラインダイナミクスの影響度合をフェアリーダー点の加速度に着目し、大水深も含めた判別指標を提示している。フェアリーダー点での変動振幅 ΔZ_0 、振動の円周波数 ω を用いて表したフェアリーダー点での加速度 A_{cc} を重力加速度 G で除して無次元化した変数 α を(35)式で定義している。 α に係留ラインの質量を乗じれば係留ライン全体に生じる慣性力となる。

$$\alpha = \frac{A_{cc}}{G} = \frac{\Delta Z_0 \times \omega^2}{G} \quad (35)$$

$\alpha = 1$ は加速度 $A_{cc} = G$ 、つまり、チェーンリンクの自由落下の状態に相当する。

また、栖原¹⁴⁾の論文では大水深域で見られるスナップ現象をも対象としており、フェアリーダー点の動きの一部チェーンリンクが追従できなくなり、最小張力がゼロとなりチェーンリンクが自由落下状態の時にフェアリーダーの動きが反転した場合、衝撃が生じ係留ライン全体に伝搬する、いわゆるスナップ現象が生じる範囲の区切りを判別指標 α_s とし、最大張力が著しく増大する傾向を示しており、本質を捉えた有用な指標である。

図22は栖原¹⁴⁾の論文を参考に OrcaFlex による動的解析結果を基に横軸にフェアリーダー点での無次元加速度 α を取り、縦軸に最大・最小張力を取り、係留点に生じる加速度が張力に与える影響を示した図である。係留点に生じる無次元加速度 α の増大とともに発生張力が増大する傾向がある。また、

図中には準静的解析結果を破線で示し、準静的解析結果が動的解析結果を上回る、つまり、準静的解析の適用範囲を青塗りで示した。また、動的解析結果と準静的解析結果が等しくなる α を α_e として図中に示した。

栖原¹⁴⁾の論文において準静的解析の適用範囲を示す指標についてラインの慣性力と静力学的復原力 (*Quasi Static Restoring Force*) を比較し、無次元加速度 α を変数とした時、不等式(36)式、もしくは(37)式を準静的解析の適用可能範囲とし、(37)式において等号となる閾値 α を α_H として(38)式で定めている。

$$\begin{aligned} & \text{ライン質量}(M) \times \text{無次元加速度}(\alpha) \\ & \leq \text{静力学的復原力(QSRF)} \end{aligned} \quad (36)$$

ここでライン質量(M)とは、係留ラインの質量と付加質量(流体圧力のうち、加速度に比例する成分)を足し合わせたもので、(34)式に示す $Iner$ と係留ライン長さ S_0 の積で表せる。

$$S_0 \times Iner \times \alpha \leq \text{静力学的復原力(QSRF)} \quad (37)$$

$$\alpha_H = \frac{\text{静力学的復原力(QSRF)}}{\text{ライン質量}(M)} = \frac{QSRF}{S_0 \times Iner} \quad (38)$$

$$S_0 = \int ds ; \text{係留ラインの長さ} \quad (39)$$

図22において、 α_H を付記した。

$\alpha < \alpha_H$ では静力学的復原力が支配的であり、張力変動は安定しており、張力推定精度も高いと言える。「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」での設置水深は120m程度でその浮体式風車の動揺周期から準静的解析の適用範囲であると推察できる。

フェアリーダー点の動揺変位片振幅 2m

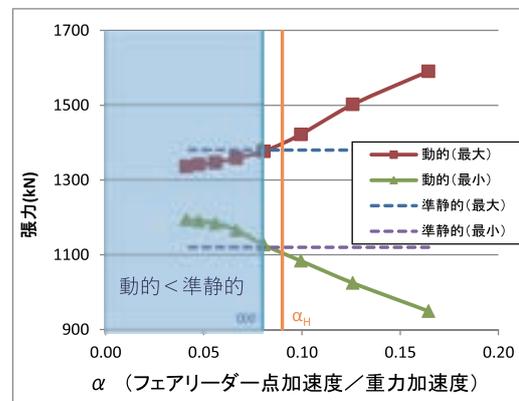


図22 動的変動張力の周期依存性
Fig. 22 Periodic dependence of dynamical tension

5.2.2 修正指標[修正 α_H]の提案

「(1)既往の判別指標」では加速度を取り入れているがフェアリーダー一点の速度依存性が取り込まれていない。一方、「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」における係留チェーン1本の長さが700m 前後となっており、係留チェーン自体に作用する粘性流体力に起因し、係留チェーン要素の速度の二乗に比例する抗力項が重要となる。また、OrcaFlex を用いた動的解析結果では、張力変動がフェアリーダー一点の変位振幅量に依存しており、図23はその一例でフェアリーダー一点の変位片振幅を6m とした場合の結果であり、変位片振幅を2m とした場合の結果である図22と比べると傾向が大きく異なる。変位片振幅6m は大きく、かなり極端な動揺を想定したものであり、「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」には該当しない事例であるが図23を参照すると、準静的解析が可能と判断される $\alpha < \alpha_H$ の領域において動的解析結果が準静的解析結果を大きく上回っていることがわかる。また、(35)式で定義する α は変位振幅量 Z_m に関して線形関係であるため、変位振幅依存性を十分に説明できない。

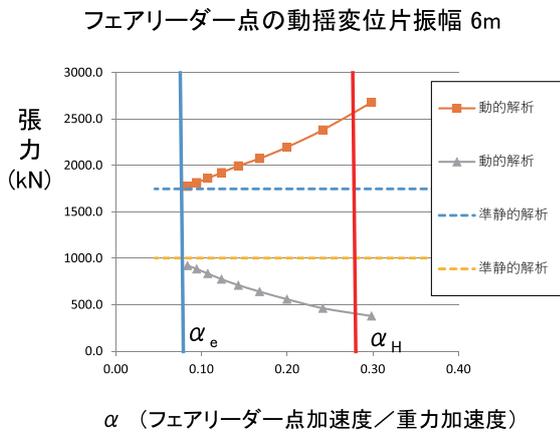


図23 動的変動張力の振幅依存性
Fig. 23 Amplitude dependence of dynamical tension

変位振幅依存性をより正確に説明するには2次の非線形となる抗力項を取り入れる必要がある。そこで、抗力項を取り入れた修正指標を検討した。

図24はフェアリーダー一点の変動周期を変化させて、算定した[①静力学的復原項]、[②抗力項]、及び[③慣性項]の成分の変化を示すとともに各成分の|絶対値|の合計[合計値 = |①| + |②| + |③|]、[合成値]、及び OrcaFlex による解析結果(以下、[動的変動張力]と略す。)を併せてプロットした

ものである。[合成値]とは[①静力学的復原項+③慣性項]と[②抗力項]のうち、大きい方の値である。相空間で考えると、基準とするフェアリーダーの変位が実軸上にある時、変位に対して[①静力学的復原項]は同位相、[③慣性項]は逆位相であり、互いに正負の符合が反転するものの、同一の実軸上にあるため一括りにし、一方、[②抗力項]は速度とほぼ同相で、変位に対して90度位相が遅れ(図20において張力の位相が変位に対して約90度の遅れが生じる主な原因である。)、虚軸上となることから、両者は相空間でほぼ直交する。このことから[②抗力項]を分離し、[①静力学的復原項+③慣性項]と[②抗力項]を比較し、大きい方の値をとり、[合成値]とした。3成分の絶対値を合計した[合計値]は各成分間に位相差があることを考慮していないため過大な値となる。[合成値]の方が OrcaFlex による算定結果である[動的変動張力]の傾向を捉えており、[動的変動張力]は両者の間にあり、上限、下限値を捉えることができる。ここで[静力学的復原項]は準静的解析結果である。以上を踏まえて準静的解析と動的解析の適用性の判別法を以下に示す。

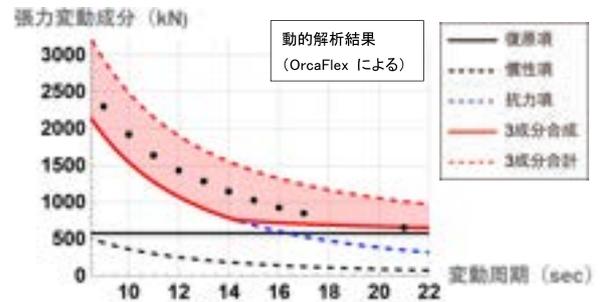


図24 動的変動張力の各成分の周期依存性
Fig. 24 Periodic dependence of dynamical tension

下限値である[合成値]を基に(40)式に示す不等式を判定式とする。この不等式は静力学的復原力と[合成値](動的変動張力の成分である「ライン慣性力と抗力」)を比較した不等式である。[合成値]は[動的変動張力]の下限値となっていることから、[動的変動張力] \geq [合成値] \geq [静力学復原力]であり、不等式(40)式が成立すれば[動的変動張力] \geq [静力学復原力]が成立し、安全側の判定を与える。無次元加速度 α を用いて(41)式のように記載できる。(41)式中の記号 $\text{Max}[*, \#]$ は括弧[]内のいずれか大きい値を選択することを示す。不等式(41)式は「(1)既往の判別指標」に示される(37)式の左辺に抗力項 $\text{drag} \times (\Delta X_0)^2 \times \omega^2$ を

付け加えた式である。(41)式において α を左辺側に括りだせば(42)式が得られる。不等式(42)式において等号となる α を【修正 α_H 】とする。(42)式の破線で囲った部分は(38)式に示す α_H である。ここで ΔX_0 は係留点の変位であり、準静的解析で得られた係留特性(変位と係留力の関係)を用いて、風車、浮体と係留系を一体とした風・波浪下における時刻歴応答解析で得られたフェアリーダー点の応答変位量である。また、前述の図23において準静的解析結果と動的解析結果が等しくなる α_c が0.05の時、 α_H が0.27とかなり大きくなってしまふのに対して【修正 α_H 】は0.07であり、有効であることがわかる。指標【修正 α_H 】(43)式を算定すればラインダイナミクスの影響度合を比較的容易に把える目安となる¹⁵⁾。

$$\begin{aligned} & \text{[合成値]} \text{ (ライン慣性力と抗力のいずれか大きい値)} \\ & \geq \text{静力学的復原力(QSRF)} \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} & S_0 \times \alpha \times \text{Max} [\text{Iner}, \text{drag} \times \Delta X_0 \times G] \\ & \geq \text{静力学的復原力(QSRF)} \end{aligned} \quad (41)$$

$$\alpha \geq \frac{\text{QSFR}}{S_0 \times \text{Iner}} \times \frac{1}{\text{Max} \left[1, \frac{\text{drag} \times G \times \Delta X_0}{\text{Iner}} \right]} \quad (42)$$

$$\text{【修正}\alpha_H\text{】} = \alpha_H \times \frac{1}{\text{Max} \left[1, \frac{\text{drag} \times G \times \Delta X_0}{\text{Iner}} \right]} \quad (43)$$

5.2.3 「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」浮体式風車ラインダイナミクス

「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」では2～7MW 風車を対象としており、その排水量は5千～3万トン規模である。その際の剛体運動の固有周期は10秒以上と予想され、また、発電性能の制約から動揺を抑制しており、係留点での動揺量は小さく、準静的解析の適用範囲であると推察できる。

6 結言

Wind Farm は多数基の浮体式風車、係留チェーンから構成されており、浮体式風車1基毎、チェーン1本毎、あるいはチェーンリンク1つ毎の信頼性が全体の信頼性、経済性を大きく左右する。今回の研

究によって、係留チェーンの耐久性評価手法を構築し、摩耗に対する経験的事項に科学的根拠を与えたのではと考えている。

本研究では材料・設計・製造・施工・点検・保守の各プロセスが全体プロジェクトに及ぼすリスクを分析する立場から取り組み、設計段階でチェーンの摩耗対策に集中投資することによってライフサイクルコストを含めた経済性と信頼性の二律背反事項を同時に向上できないかを検討したものである。

本研究で実施した浮体式風車の動揺の連続観測データを用いた耐久性評価は世界で初めての試みであり、耐久性評価技術とデジタルトランスフォーメーション技術による設計の高度化を志向したものである。さらに積極的に供用期間中に動揺観測を行い、使用中におけるチェーンリンクの摩耗、疲労損傷度の累積、健全度を把握し、リスクを予見すれば設計・点検・保守を一体としたリスクベースの手法となりうることを「福島沖浮体式 W.F. 実証研究」から世界に先駆けた提言である。今後、本研究成果が実証を含む実験等で検証され、各種基準に取り込まれ、ライフサイクルコストのミニマムによる信頼性、経済性の向上に繋がり、商用機の実現に僅かながら寄与できることを望んでいる。

謝辞

本研究は「福島浮体式洋上ウインドファーム実証研究事業¹⁾」における「浮体式風力発電用鋼材の実証研究・係留チェーンの寿命評価に関する研究」の一環として行われ、研究の機会を与えていただきました福島洋上風力コンソーシアムと細部にわたる情報提供やご指導をいただいた福島洋上風力コンソーシアムのメンバーの東京大学大学院工学系研究科社会基盤学専攻社会基盤サイエンス講座 石原孟教授、東京大学大学院工学系研究科システム創成学専攻海洋空間計画研究室 鈴木英之教授、東京大学大学院 矢後清和元特任研究員、動揺観測データのご提供を頂いた三井 E&S 造船株式会社、三菱造船株式会社、ジャパンマリンユナイテッド株式会社の方々をはじめ、関係者の方々に感謝致します。また、室内摺動試験につきましてデータの提供をいただきました日本製鉄株式会社の方々に感謝致します。

参考文献, 引用文献

- 1) 福島洋上風力コンソーシアム；福島浮体式洋上ウインドファーム実証研究事業
<http://www.fukushima-forward.jp/index.html>
- 2) 大久保寛；「浮体式基礎の設計・建造について」；日本風力エネルギー学会誌； 第37巻第4号 通巻108 2013年2月
- 3) 鳥井正志, 山崎伸介, 佐々木信博, 大久保寛, 山下篤, 堺浩二, 岩本力；「浮体式洋上風力発電施設の係留システム開発」；新日鉄住金エンジニアリング技報 Vol. 6(2015)
- 4) 表層型鋼製浮魚礁
日鉄エンジニアリング技報 Vol. 13(2021)
- 5) DET NORSKE VERITAS ; POSITION MOORING DNV-OS-E301
- 6) Archard の式
https://en.wikipedia.org/wiki/Archard_equation
- 7) 内海秀幸, 関田欣司, 新田宏；「衰耗したチェーンに関する応力集中の解析」；海洋開発論文集；第15巻, 249-254, 1999
- 8) 岩井善郎, 伊藤寛之, 後藤万慶；「NaCl および Na₂SO₄ 水溶液中における炭素鋼とステンレス鋼のすべり摩耗特性」；日本機械学会論文集(C編), 62巻, 601号, p. 248-255, 1996
- 9) 「福島沖での浮体式洋上風力発電システム実証研究事業」研究報告書；「(3)事業化時のリスク抽出・分析及び低減手法の検討 鋼材」 新日鉄住金；令和元年5月公表分, p. 70~72
[report_2017.pdf\(meti.go.jp\)](report_2017.pdf(meti.go.jp))
- 10) 日本材料学会(編)；『疲労設計便覧』第3版, 養賢堂発行
- 11) DET NORSKE VERITAS; DNV-RP-C203；「FATIGUE DESIGN OF OFFSHORE STEEL STRUCTURES」
- 12) OrcaFlex Orcina HP:
<https://www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/>
- 13) 安藤定雄；「鉄鎖係留ラインの静的張力特性と動的変動特性について」；加藤俊司編『西部造船会々報』, 第66号, p. 191-207, 1983
- 14) 栖原寿郎, 小寺山亘, 田才福造, 肥山央, 佐尾邦夫；「Dynamic Behavior and Tension of Oscillating Mooring Chain」；OTC4053, 1981
- 15) 道廣飛鳥, 大嶽敦郎, 大久保寛, 鈴木英之, 徳田英司；「浮体式風車の係留ラインの動的挙動について」；土木学会論文集 B3(海洋開発), 2017年73巻2号, p. 719-724