

卒業論文

クレーン用ワイヤロープの  
有限要素モデリング手法の開発

令和2年1月31日提出

指導教員 泉 聡志 教授



03180176 太田 仁衣奈

# クレーン用ワイヤロープの有限要素モデリング手法の開発

太田 仁衣奈 指導教員 泉 聡志 教授

Keywords: Wire Rope, Finite Element Analysis, Friction

## 1. 緒言

ワイヤロープは、素線を数十本撚り合わせたストランドをさらに心綱の周りに6から8本程撚り合わせて作られている。その構造上優れた柔軟性と高い引張り強度を併せ持つが、素線の損傷や破断がロープ内部において進展しやすく、予期せぬ破断により死傷災害にもつながっている。

これまで耐久試験により特性の把握が試みられてきたが、高コストかつロープ内部の過渡的な現象の観察が困難であるという問題があった。そこで、有限要素法解析を用いてロープ内部の素線の挙動や接触状態を可視化することで、破断特性の解明及び強度低下に対するより定量的な評価が期待できる。

当研究室の先行研究において、ワイヤロープの引張曲げ挙動を再現する解析が行われてきた[1][2]。ワイヤロープはその製造工程において、固く撚られ軸方向に引張されることで、素線が塑性変形して密に接しているという特徴があるが、先行研究のロープモデルはいずれもこれを考慮していなかった。ロープ破断メカニズム解明において素線の接触状態の重要性は高いと考えられる。そこでロープの変形を再現しモデルを実際の形状に近づけることで、素線の接触状態を改善し、より高精度な内部応力状態の可視化を行う。

## 2. 研究手法

クレーン用ワイヤロープ IWRC6×Fi(29)について、全素線を詳細にモデリングした上で、素線間の隙間を縮め、ストランド内素線を変形させる解析を行って、ロープ形状を改良する。これについて径方向の荷重・変位特性を求め試験と比較することで、モデルの妥当性を検討する。そして、このモデルを用いて引張曲げ解析を行い、曲げ状態におけるロープ内部の挙動、応力状態を考察する。

## 3. 径方向圧縮試験

ワイヤロープ IWRC6×Fi(29)に対し、径方向に圧縮荷重をかけ、荷重・変位曲線を求めた。荷重は0.5kN~4kN(試験1)、0.5kN~9.5kN(試験2)の範囲の2種のsin波で、1サイクル100秒として20サイクル行った。初めに0.5kNの荷重をかけたときの変位を0点とし、得られた荷重・変位曲線の20サイクル目のものをFig.1に示す。これより、ワイヤロープは径方向にヒステリシスを持っていることが確認できる。また同じ荷重での変位の値は試験2においてより大きくなっている。両試験について1サイクルを同じ秒数で行っており、試験2では同じ圧縮荷重により早く到達することから、ロープの径方向変位は素線のひずみ速度に依存していることが分かる。

## 4. 径方向圧縮解析

形状を変化させたワイヤロープモデルについて、径方向圧縮試験を再現した解析を行い、径方向荷重・変位曲線を求めた。解析結果をFig.1に示す。

素線ひずみ速度が小さくより静的な状態であると考えられる試験1と比較すると、解析結果は試験負荷時に比べて変位が1/3程度であることが分かる。これは、実際のロープには不均一な隙間や素線のずれが存在するストランドも存在するのに対し、解析モデルにおいてはその不均一性は存在しない。よって圧縮荷重がかけられた際、実際のロープではそれらの隙間が小さくなっていくが、解析モデルにおいては素線のずれが全く生じないため、径方向変位は素線径のつぶれのみによるものになっていると考えられる。これより、本研究のワイヤロープモデルは、実際のものより素線がずれにくくなっていることが分かった。

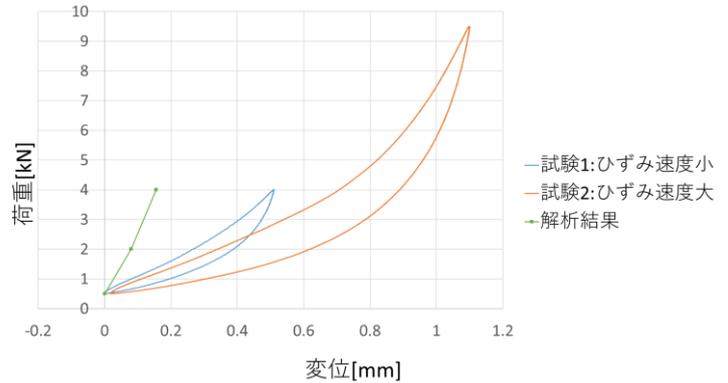


Fig.1 The comparison between the result of the analysis and the experiment

## 5. 引張曲げ解析

ロープ両端に引張荷重を与えながら、シーブを上昇させることでシーブに沿って曲げる解析を行った。曲げ状態における応力状態を考察する。

$z=0$ 断面における平均応力コンター図をFig.2に示す。シーブと接触しているストランド内では素線間の接触箇所の応力が高くなっており、強い接触力が働いていることが予想される。中でも直接シーブに接している素線において、シーブと内層素線またはフィラー線の間で強く押しつぶされるために高い応力が発生していることが分かる。またストランドの最外層素線と鋼心の接触箇所、ストランドの最外層素線間の接触箇所でも高い応力が見られる。曲げによりロープが径方向に圧縮を受けることで元々接していた部分がさらに強く接触していることが予想される。鋼心は、シーブと接していないにも関わらず素線同士の接触箇所において応力が発生していることが分かる。鋼心部は素線径が小さく、またストランド内のように素線が密に詰まっていないため素線同士の接触面積が小さいためであると考えられる。

これらの結果から、平均応力値が高かった箇所において素線の疲労による摩耗が発生しやすいと推測できる。ただし、本解析においてストランド内に素線のずれはほとんど生じていなかったが、径方向圧縮解析の結果より実際にはこれより素線がずれやすいことを考慮すると、本解析より現実のロープでは高い接触力が発生すると推測される。

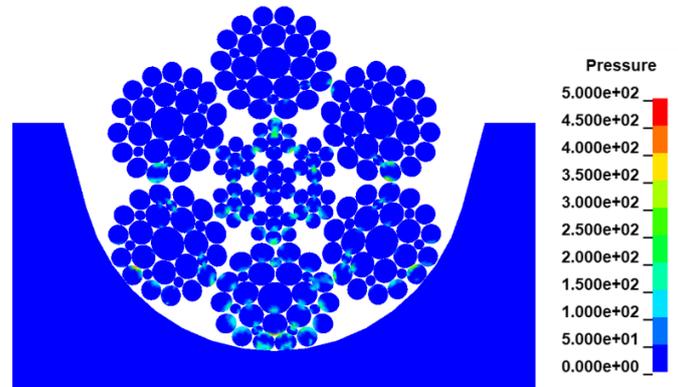


Fig.2 Pressure contour map

## 6. 結言

クレーン用ワイヤロープについて、素線の塑性変形を考慮したモデルを作成し、それについての妥当性を検討した上で、引張曲げ解析を行い曲げ状態における内部応力状態を考察した。

### 参考文献

- [1] 向井協. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2017.
- [2] 辻孝仁. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2018.

# 目次

第1章	序論.....	8
1.1	研究背景.....	8
1.2	先行研究.....	9
1.2.1	ワイヤロープ解析の基礎.....	9
1.2.2	詳細解析モデルの開発.....	10
1.3	本研究の新規性と研究目的.....	10
1.4	本論文の構成.....	11
第2章	径方向圧縮試験.....	12
2.1	諸言.....	12
2.2	試験材料.....	12
2.3	試験装置.....	14
2.4	試験手順.....	15
2.5	試験結果.....	16
第3章	ワイヤロープ形状モデリング手法.....	17
3.1	諸言.....	17
3.2	ワイヤロープのモデル化.....	17
3.3	ワイヤロープの形状変化.....	18
3.4	接触の定義.....	19
第4章	ワイヤロープ素線間隔低減.....	20
4.1	諸言.....	20
4.2	解析モデル.....	20
4.3	解析条件.....	21
4.4	軸方向引張後のワイヤロープ断面.....	21

第5章	ストランド内部形状作成.....	23
5.1	諸言.....	23
5.2	解析モデル.....	23
5.3	解析条件.....	24
5.4	素線膨張後のストランド.....	25
第6章	径方向圧縮解析.....	26
6.1	諸言.....	26
6.2	解析モデル.....	26
6.3	解析条件.....	27
6.4	解析結果.....	28
6.4.1	モデルの挙動.....	28
6.4.2	ワイヤロープの径方向変位.....	29
第7章	引張曲げ解析.....	31
7.1	諸言.....	31
7.2	解析モデル.....	31
7.3	解析条件.....	32
7.4	解析結果.....	34
7.4.1	モデルの挙動.....	34
7.4.2	ロープ内部の応力状態.....	35
7.4.3	素線表面の応力状態.....	41
第8章	結論.....	46
8.1	結論.....	46
8.2	今後の課題.....	46
8.2.1	解析モデルの改良.....	46
8.2.2	径方向圧縮試験の改良.....	47
参考文献	48	

謝辞 51

付録A マスケーリング ..... 52

# 目次

図 1-1	ワイヤロープの構成 .....	8
図 2-1	IWRC 6×Fi(29)の断面図.....	13
図 2-2	Fi(29)ストランド内素線 .....	13
図 2-3	試験装置模式図 .....	14
図 2-4	実際の試験の様子 .....	14
図 2-5	治具の構造 .....	15
図 2-6	径方向荷重・変位曲線(13, 20 サイクル目).....	16
図 3-1	IWRC 6×Fi(29)ロープの CAD 形状 .....	17
図 3-2	実際のストランド断面図 .....	18
図 4-1	軸方向引張解析の解析モデル .....	20
図 4-2	軸方向引張前後のワイヤロープ断面 .....	22
図 4-3	実際のワイヤロープ断面図 .....	22
図 5-1	素線熱膨張解析の解析モデル .....	23
図 5-2	素線熱膨張前後のストランド断面 .....	25
図 5-3	実際のストランド断面図 (再掲) .....	25
図 6-1	径方向圧縮解析の解析モデル .....	26
図 6-2	径方向圧縮解析の荷重曲線 .....	27
図 6-3	径方向圧縮解析中のロープ断面(荷重 4kN).....	28
図 6-4	径方向荷重・変位曲線 .....	30
図 6-5	ワイヤロープ断面及び不均一なストランド断面拡大図.....	30
図 7-1	シーブの溝形状 .....	31
図 7-2	引張曲げ解析の解析モデル .....	32
図 7-3	端面の局所座標 .....	33
図 7-4	引張曲げ解析におけるワイヤロープの挙動 .....	34
図 7-5	$z=0$ 解析モデル断面図 .....	35
図 7-6	ロープの曲げ状態 .....	36
図 7-7	$z$ 方向応力コンター図( $z=0$ ).....	37
図 7-8	ストランド軸方向参考図 .....	37
図 7-9	平均応力コンター図( $z=0$ ).....	38
図 7-10	平均応力コンター図( $z=4.0$ ).....	39
図 7-11	Mises 応力コンター図( $z=0$ ) .....	40
図 7-12	Mises 応力コンター図( $z=1.7$ ) .....	40
図 7-13	Mises 応力コンター図( $z=4.0$ ).....	41

# 表目次

表 2-1	IWRC 6×Fi(29)の構成.....	13
表 2-2	試験器具一覧 .....	15
表 4-1	軸方向引張解析の解析規模 .....	20
表 4-2	その他の解析条件 .....	21
表 5-1	素線熱膨張解析の解析規模 .....	23
表 5-2	その他の解析条件 .....	24
表 6-1	径方向圧縮解析の解析規模 .....	27
表 6-2	その他の解析条件 .....	28
表 7-1	引張曲げ解析の解析規模 .....	32
表 7-2	ロープの曲げ角度の時刻歴変化 .....	33
表 7-3	その他の解析条件 .....	33
表 A-1	各部材の密度の設定値 .....	52

# 第1章 序論

## 1.1 研究背景

ワイヤロープは、素線を数十本撚り合わせたストランドをさらに心綱の周りに6から8本程撚り合わせて作られている。心綱には繊維心と鋼心の二種類がある。一般的なワイヤロープの構成は図 1-1 に示す通りである。

ワイヤロープは、その構造上優れた柔軟性と高い引張り強度を併せ持っている。その用途はクレーン、エレベータ、橋梁など多岐にわたっており、それぞれの重要視される特性に応じて多種多様なロープが用いられている。

本研究の対象は、主にクレーンの吊り上げ用ロープとして普及しているIWRC(Independent Wire Rope Core)型ワイヤロープの一種、IWRC 6×Fi(29)である。IWRC型ワイヤロープは、その心に鋼線製の独立した一本のワイヤロープが用いられている。これにより、繊維心ロープに比べ同じ断面積でも引張り強度をより高く設定できる、つぶれにくく型くずれを起こしにくいといった特徴を持つ。その一方で、荷を吊り下げた張力作用下でシーブ(滑車)を繰り返し通過する際、素線の損傷や破断が、通常の外観検査では検出できないロープ内部において進展しやすいという問題も存在する。特に IWRC 6×Fi(29)型ロープは、実際に内部素線の損傷によるロープ破断事故が相当数発生している[1]。

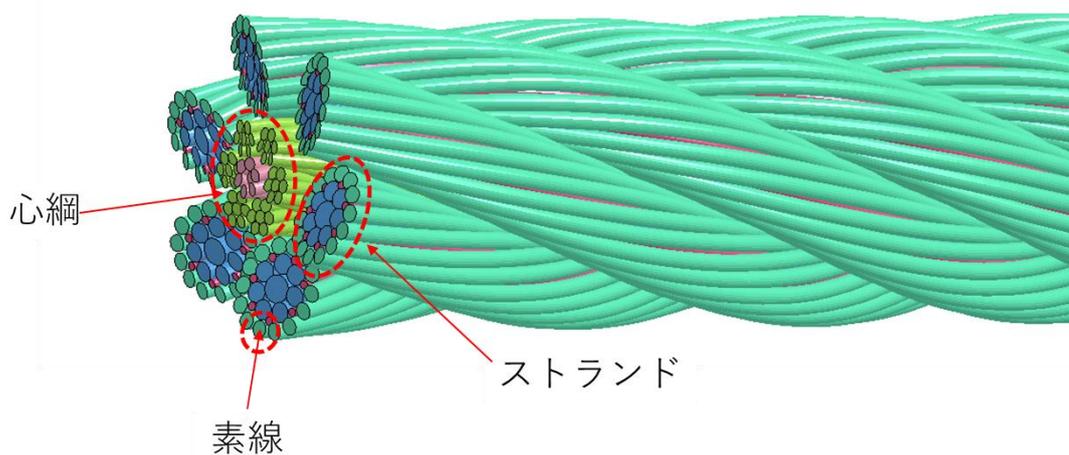


図 1-1 ワイヤロープの構成

ワイヤロープの損傷や劣化の状態を把握するために定期的に点検が行われているが、この検査基準は経験に基づいて定められているため十分な根拠が無い。高い安全率のもとで運用されているにも関わらず、ワイヤロープの破断による事故は発生していることから、ワイヤロープの強度低下に対するより定量的な評価が必要であることは明らかである[2][3]。事故を防いでワイヤロープの信頼性を向上させるために、ワイヤロープの破断特性解明が急務となっている。

ワイヤロープは構造が非常に複雑であるため、内部の素線の挙動や接触を予測することは困難である。また、目視で内部の状態を観察することは出来ず、内部における接触圧力の計測も難しい。これより、解析によってロープ内部の素線の挙動や接触状態を可視化し把握することが必要である。

## 1.2 先行研究

### 1.2.1 ワイヤロープ解析の基礎

ワイヤロープの力学的特性についての研究は長くなされてきた。初期の研究では、Hruskaにより素線の引張のみを考慮したワイヤロープ解析モデルが、続いて Knapp らによりロープのねじりと曲げまで考慮できるモデルが発表された[4][5][6][7]。その後 Costello らが出版した「Theory of Wire Rope」では、従来のモデルに加えてポアソン比の影響による素線径の変化や、変形による螺旋角の変化などの影響を取り入れている[8]。これらの解析モデルは現実のロープの特性とよく一致し、ワイヤロープを設計する際の目安としても用いられているが、ロープ破断の原因とされる接触や摩耗、塑性などの考慮は難しいという欠点を抱えている。

一方、実際のワイヤロープを対象とした繰り返し曲げ疲労試験により、断線数の遷移、断線総数と可視断線数の関係、断線数と繰り返し曲げ回数との関係などが明らかにされた[9][10][11][12]。しかし、疲労試験には、ロープ内部の素線接触状態や素線にかかる応力の測定、断線が発生するまでの過渡的な現象の観察が困難であるといった問題点が存在する。

これを受けて、近年、有限要素法を用いたワイヤロープの研究が行われている[13]-[22]。疲労試験に比べて低コスト、短時間で行うことが出来るばかりでなく、塑性変形や素線の接触を考慮することも可能であり、ワイヤロープの破断メカニズム解明に向けて大きな役割を果たすことが期待できる。しかし、これらの研究の多くは、その対象がストランド1本のみである、荷重条件が単軸引張に限るなど、簡略化された解析にとどまっており、実際の使用環境に即した詳細な解析は未だ多くはなされていない状況であった。

## 1.2.2 詳細解析モデルの開発

1.2.1 を受け、当研究室の寺田[23][24]により、素線まで考慮した有限要素法解析が行われた。この研究では、計算負荷を軽くするため、ロープの中の一部を詳細にモデリングして引張曲げ挙動を再現した解析を行い、ロープの内部状態の可視化を試みた。

その後、当研究室の向井[25]は、ロープ全体について素線までモデリングした解析を行い、ロープ内部の素線間の接触状態を詳細に考察した。

次いで当研究室の辻[26]は、心綱モデルの形状及びロープの引張曲げ挙動の再現方法の改良を行い、ロープ内部の接触状態を改善した。また、向井の研究により素線間の接触圧力は最外層の素線で最大となっていることを踏まえ、ストランドを一本の連続体とみなした簡易モデルについてロープ内部の接触箇所のすべり量を考慮し、摩耗量を予測する解析を行った。

これら当研究室において行われた解析は、寺田[23]のものを除き全てエレベータ用ワイヤロープについて行われている。クレーン用ワイヤロープは、ロープ心が鋼線製であることから、繊維心であるエレベータ用ワイヤロープとはロープ内部の接触状態が大きく異なると考えられる。また寺田のクレーン用ワイヤロープについての解析は、一本のストランドの中の一部のみを詳細に再現し、その他のストランド及び鋼心については簡略化したモデルで行った。このモデルでは、簡略化した部分の素線の動きを観察できない。その上、ストランドはその構造上、径方向と軸方向の剛性について異方性を持っているが、簡略化部分は等方弾性体としてモデル化されており、挙動が実際のストランドと異なることが予想される。さらに、簡略化部分と詳細部分の接続における境界条件から素線の動きが阻害されており、詳細部分についても実際の素線の挙動を再現できていない可能性がある。これらのことから、クレーン用ワイヤロープの破断メカニズム解明のためには、全素線を再現した詳細モデルを作成し、ロープ内部の接触状態及び応力状態について解析を行う必要がある。

## 1.3 本研究の新規性と研究目的

1.2 において説明したワイヤロープに関する先行研究に対して、本研究で新しく行った点を述べる。

1. クレーン用ワイヤロープについての当研究室における寺田[23]の先行研究では、ロープの一部分のみを詳細に再現するに留まっており、実際のロープの挙動を再現できていない可能性がある。そこで、本研究では全素線を詳細にモデリングすることで、より高精度に、実際のロープの引張曲げ挙動を再現かつロープ全体における内部接触状態を可視化した。
2. ワイヤロープはその製造工程において、固く撚られ軸方向に引張されており、これにより素線は塑性変形して素線同士が密に接している。これまで当研究室による先行研究

ではこの変形は考慮されていなかった。そこで本研究では、引張曲げ解析を行う前にロープ全体を長手方向に引張して素線間の隙間を縮め、ストランド内の素線を熱膨張させることで変形させて素線同士を密に接触させることにより、素線の接触状態をより現実のロープに近いものに再現した。

3. ワイヤロープの引張曲げ挙動において、ロープは径方向に圧縮を受ける。これより径方向の力学的特性が引張曲げ挙動の再現に関係してくると考えられる。当研究室の五十君[27]、中谷[28]によって行われた径方向圧縮試験及び解析をクレーン用ワイヤロープについても実施し、それらの結果を比較することで、本研究のモデルの妥当性を評価する。

以上のようにモデルの改良を行い、クレーン用ワイヤロープについて引張曲げ解析を行うことで、モデルの挙動及び応力状態を可視化し考察する。

## 1.4 本論文の構成

本論文は全8章から構成される。

第1章では、本研究の背景、先行研究及び目的について述べた。

第2章では、試験及び解析対象とするIWRC 6×Fi(29)ワイヤロープについて説明した上で、径方向圧縮試験の概要と結果を述べる。

第3章では、解析対象となるワイヤロープのモデル形状作成の手法について述べる。

第4章では、ロープ内の素線間の隙間をなくすため行ったロープ軸方向引張解析について、その解析条件とロープ形状の変化を述べる。

第5章では、ストランド内の素線の塑性変形を再現するため行った、素線熱膨張解析について、その解析条件とストランド断面の変化を述べる。

第6章では、形状を変化させたロープモデルを用いて行った径方向圧縮解析について、その解析条件と解析結果を述べ、第2章の試験結果と比較しモデルの妥当性を検討する。

第7章では、妥当性を検討したワイヤロープを用いて行った引張曲げ解析について、その解析条件と解析結果を述べる。

第8章では、本研究で得られた成果を総括し、今後の課題について述べる。

# 第2章 径方向圧縮試験

## 2.1 諸言

本章では、クレーン用ワイヤロープ IWRC 6×Fi (29)の径方向圧縮試験について、その概要と結果を説明する。

## 2.2 試験材料

本試験の試験対象は、東京製綱で製造された、クレーン用ワイヤロープとして普及している IWRC 6×Fi (29)である。

このワイヤロープは7×7 鋼心のまわりに Fi(29)ストランドが 6 本撚り合わされて構成されている。ロープの公称径は 10mm, ロープピッチ(ストランドが鋼心の周りを 1 周するのに要するロープの軸方向長さ)は 54mm, ストランドピッチ(素線がストランドの中心素線の周りを 1 周するのに要するストランドの軸方向長さ)は 30mm である。

鋼心部は、1 本の心線の周りに素線を 6 本撚り合わせた直ストランドをコアとして、その周りにさらに同一の構成のストランドを 6 本撚り合わせており、これを 7×7 と呼ぶ。

Fi(29)ストランドはフィラー形と呼ばれるストランドの一種である。フィラー形ストランドは、外層素線数を内層素線数の 2 倍とし、内外層の隙間に内層素線と同数の細いフィラー線が充填されて構成されている。

このワイヤロープの全体及び鋼心部、ストランド部の断面図を図 2-1 に、さらに 7×7 鋼心及び Fi(29)ストランドを構成する素線の径、本数、中心からの距離を表 2-1 に示す。ただし、本論文ではストランド内素線について、図 2-2 の通り A を中心素線、B を内層素線、C をフィラー線、D を外層素線と表記する。

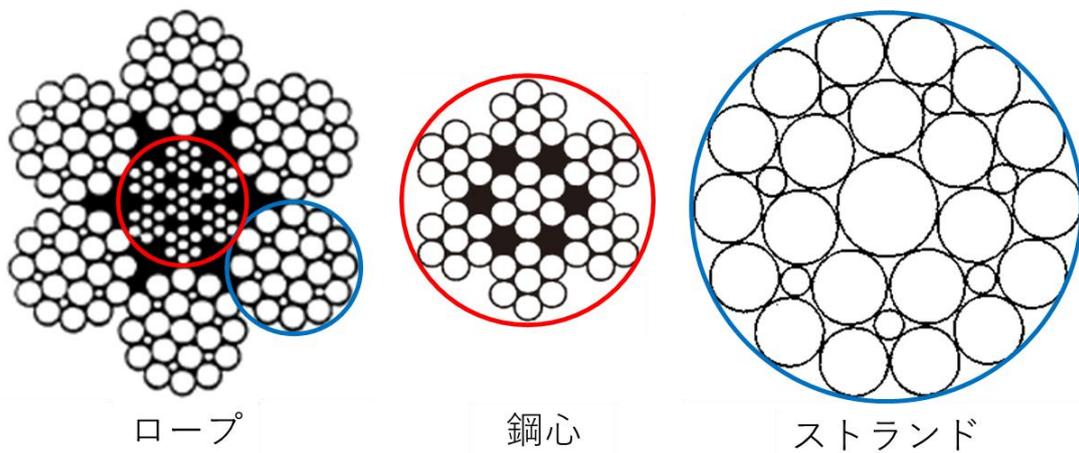


図 2-1 IWRC 6×Fi(29)の断面図

表 2-1 IWRC 6×Fi(29)の構成

		階層	本数	各ストランド中心からの距離[mm]	直径[mm]
7 × 7 鋼心	コア	1	1	0	0.51
		2	6	0.49	0.47
	ストランド	1	1	0	0.45
		2	6	0.45	0.44
Fi (29)ストランド		1	1	0	0.93
		2	7	0.81	0.68
		3	7	1.08	0.30
		4	14	1.43	0.58

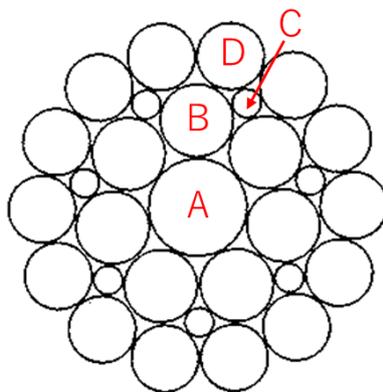


図 2-2 Fi(29)ストランド内素線

## 2.3 試験装置

試験装置の模式図を図 2-3 に、及び実際の試験の様子を図 2-4 に示す。試験に使用した器具は表 2-2 の通りである。また、ワイヤロープの径方向変位は、上側の治具の変位を測定することで求めた。治具の構造は図 2-5 の通りである。材質は SS400 である。

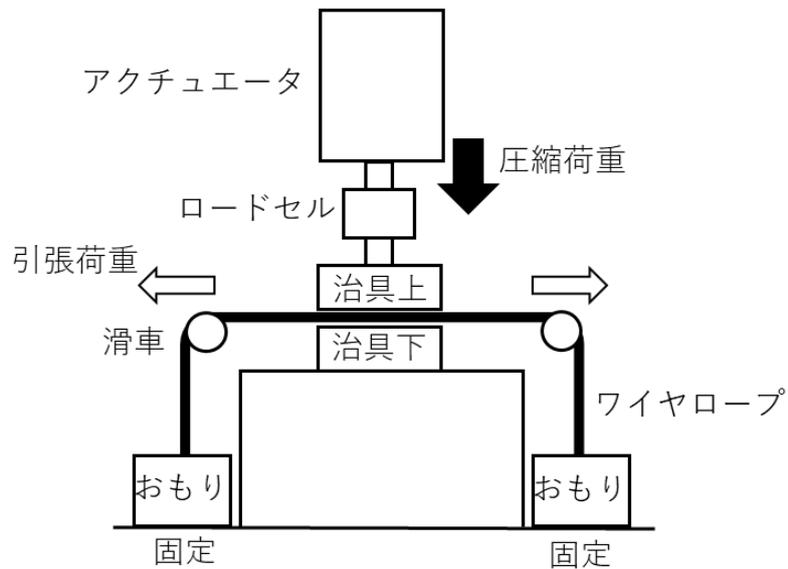


図 2-3 試験装置模式図

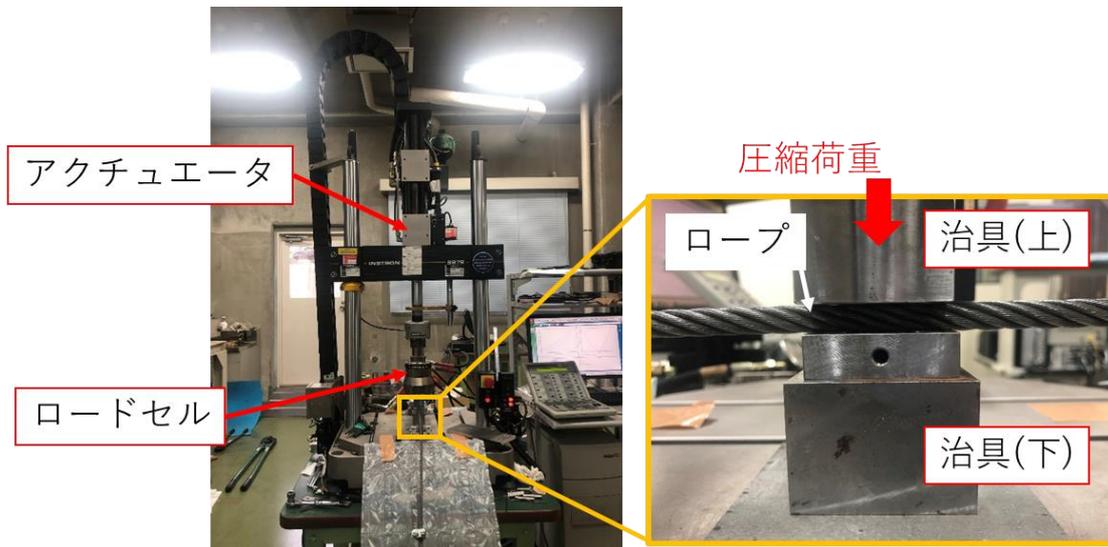


図 2-4 実際の試験の様子

表 2-2 試験器具一覧

圧縮機	25kN 電気油圧サーボ疲労試験機
ロードセル	インストロン 8872 型試験機用ロードセル

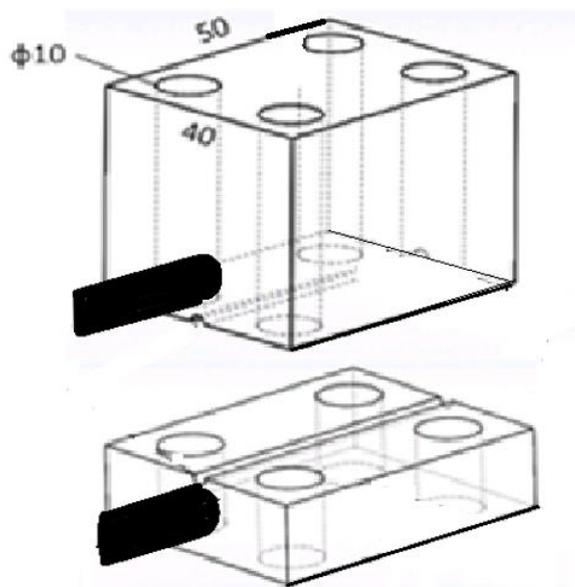


図 2-5 治具の構造

## 2.4 試験手順

まず、ロープの両端を地面に置かれた固定用のおもりにワイヤクリップを用いて接続する。このとき、試験中治具に対してロープが横にずれないように、両端の固定用のおもりの間隔を十分広くとることで、ロープに引張荷重を加えている。

そして、試験機を用いて荷重制御によりワイヤロープ径方向に圧縮荷重を加え、ワイヤロープの径方向変位を計測することで、荷重と変位の関係を求めた。ただし、最初に荷重が 0.5kN 加わった状態を変位の 0 点としている。荷重制御については、最小値 0.5kN、最大値 4kN(試験 1)または 9.5kN(試験 2)の 2 パターンの sin 波とし、それぞれ 1 周期につき 100 秒かけて 20 サイクル分行った。1 周期に 100 秒かけたのは、ワイヤロープがヒステリシスを持つことが予想されたことから、十分 1 サイクルに時間をかけて試験を準静的な状態とするためである。また 20 サイクル繰り返したことについては、ワイヤロープが素線を撚り合わせた構造をしていることからロープ内部に隙間が存在しており、サイクルを経る毎にその隙間が埋まっていくことで変位が変わっていく可能性があると考えたためである。

## 2.5 試験結果

ワイヤロープの径方向荷重・変位曲線を図 2-6 に示す。1 ループのうち上側の曲線が負荷時、下側の曲線が除荷時のものである。試験 1, 2 について、13 サイクル目と 20 サイクル目の曲線をグラフに表している。これは、試験機の都合により 1 サイクル目から 12 サイクル目までの結果が出力されなかったためである。

まず両試験結果に共通する傾向について考察する。図 2-6 より、ワイヤロープは径方向にヒステリシスを持っていることが確認できる。これより、負荷時の素線のずれ方と除荷時の素線の戻り方は異なることが分かる。

さらに負荷時について、変位の幅が徐々に小さくなっている。これは、圧縮荷重が大きくなるにつれ素線の間隙が埋まっていき、弾性率が大きくなっていくためだと考えられる。

また、いずれの試験についても後半サイクルにおいてはサイクルによって変位の違いは見られなかったことが分かる。しかし、試験開始後すぐのサイクルでは素線のずれ方が安定せず異なる荷重・変位曲線を描く可能性があるため、再度試験を行い初期のサイクルと最終サイクルを比較する必要がある。

次いで二つの試験結果の相違を述べる。負荷時の曲線に着目すると、試験 1 と 2 について、同じ荷重での変位の値は試験 2 においてより大きくなっている。両試験について 1 サイクルを同じ秒数で行っていることから、試験 2 では同じ圧縮荷重により早く到達するため素線のひずみ速度が速くなっている。これにより素線のつぶれが大きくなることで、素線間隔も増大したことが理由として考えられる。よって、ワイヤロープの径方向圧縮荷重に対する変位は、それまでの荷重の履歴に依存しており、荷重と変位の値が一对一に対応しないことが分かる。このメカニズム解明のためにも初期のサイクルを確認することが不可欠である。

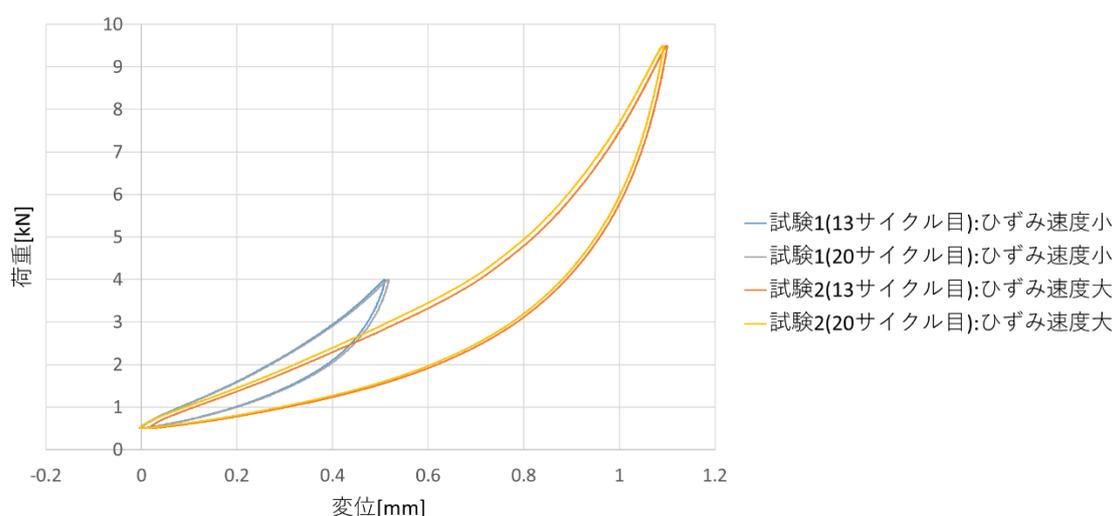


図 2-6 径方向荷重・変位曲線(13, 20 サイクル目)

# 第3章 ワイヤロープ形状モデリング手法

## 3.1 諸言

本章では、本研究の径方向圧縮解析，引張曲げ解析に用いる IWRC 型ワイヤロープのモデリング手法について，基本モデル出力方法，形状変化方法に分けて説明する。

## 3.2 ワイヤロープのモデル化

ワイヤロープの基本形状は，螺旋に関する解析的な計算に，ロープピッチ，ストランドピッチ，素線径といったパラメータを導入して作成する。本研究では当研究室の寺田[24]による手法を用いて 3 次元 CAD 形状を作成した。この手法については小野[29]，Stanova[30]，Elata[31]，Hardy[32]らの論文で詳細に述べられている。操作には Dassault Systèmes 社の 3 次元 CAD 設計ソフトウェア SolidWorks を用いた。作成したロープの CAD 形状を図 3-1 に示す。また，ロープの公称径及びピッチ，各素線径については 2.2 で述べた通りであるが，本解析を行う前の事前解析として軸方向引張解析，素線熱膨張解析を行うことを考慮して，実際のワイヤロープとは異なるパラメータ(ロープピッチ:51mm，ストランドピッチ:28mm，Fi(29)ストランド中心素線径:0.92mm，内層素線径:0.67mm)を用いてモデルを出力している。

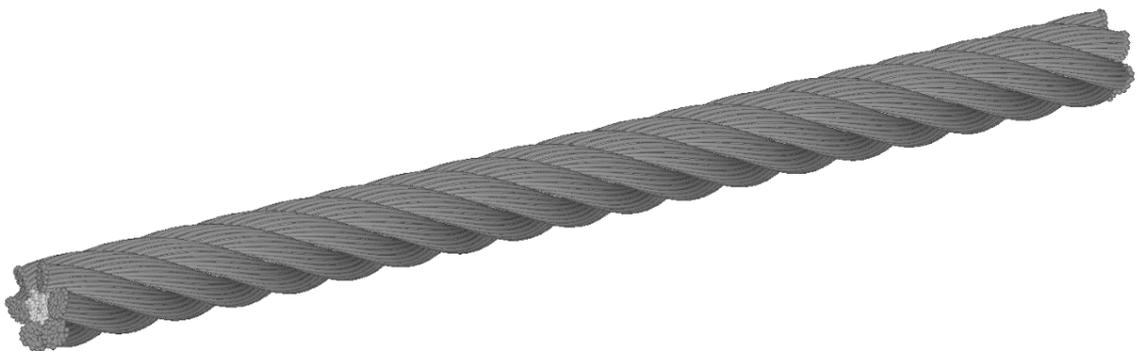


図 3-1 IWRC 6×Fi(29)ロープの CAD 形状

### 3.3 ワイヤロープの形状変化

実際に使用されているワイヤロープは、図 3-2 のように素線が隙間なく詰まっていて、素線間の接触面積が大きくなっている。これにより、素線同士が離れにくくなり、ロープの形状が崩れにくくなっている。この要因として、プレテンションと呼ばれる製造工程で、ワイヤロープの初期伸びを除去するため一定時間、一定張力がかけられていることにより素線が塑性変形したことが挙げられる。

当研究室の先行研究においてはこの塑性変形は考慮されていなかったため、ワイヤロープ内部の挙動は現実とは異なっている可能性があると考えられる。よって、本研究ではこの素線の変形を考慮し、再現することでワイヤロープ内部の接触状態の改善を試みる。

3.2 で述べたワイヤロープモデルの形状を出力する際、素線同士は独立しておりほとんど接触していない。このため、初期状態では素線間・ストランド間・ストランドと鋼心の間に隙間が空いている。よって、まず出力したワイヤロープモデル全体を軸方向に引張る解析によりプレテンションを再現する。さらにストランド内の中心素線、内層素線に熱を加えて熱膨張させることで素線間の隙間をさらに埋める。これらにより作成されたモデルの形状を出力し、径方向圧縮解析及び引張曲げ解析を行う。



図 3-2 実際のストランド断面図

### 3.4 接触の定義

本研究の各解析において用いた接触の定義方法について述べる．本研究のモデルはソリッド要素を用いており，各要素間の接触力の計算にはペナルティ法を使用する．

ペナルティ法は接触要素の食い込み量に比例した反力を発生させる手法であり，マスター，スレーブという概念を用いている．接触する二要素について一方の要素をスレーブ，他方の要素をマスターと定義し，スレーブ節点とマスター面要素間にはギャップ距離が導入される．スレーブ節点とマスター面要素とのギャップ距離内に貫入すると，二要素は接触したと判定され，マスター・スレーブ間に仮想的な弾性バネが置かれる．これによって節点の面要素に対する食い込み量に比例した力が生じ，二要素を遠ざける働きをする．再度節点とマスター面要素とのギャップ距離外に出ると，このバネは削除され反力は働かなくなる．

# 第4章 ワイヤロープ素線間隔低減

## 4.1 諸言

本章では，本研究で行ったプレテンション工程を再現し素線間の隙間を小さくするための，ワイヤロープモデル全体を軸方向に引張する解析について，その解析条件とそれにより得られたワイヤロープモデル形状の変化を述べる．解析後のロープの形状のみを取り出し，第5章の素線熱膨張解析に用いる．

## 4.2 解析モデル

本解析で用いたワイヤロープのメッシュ形状を図 4-1 に示す．ロープの長さは 160mm である．この解析モデルの節点数および要素数を表 4-1 に示す．

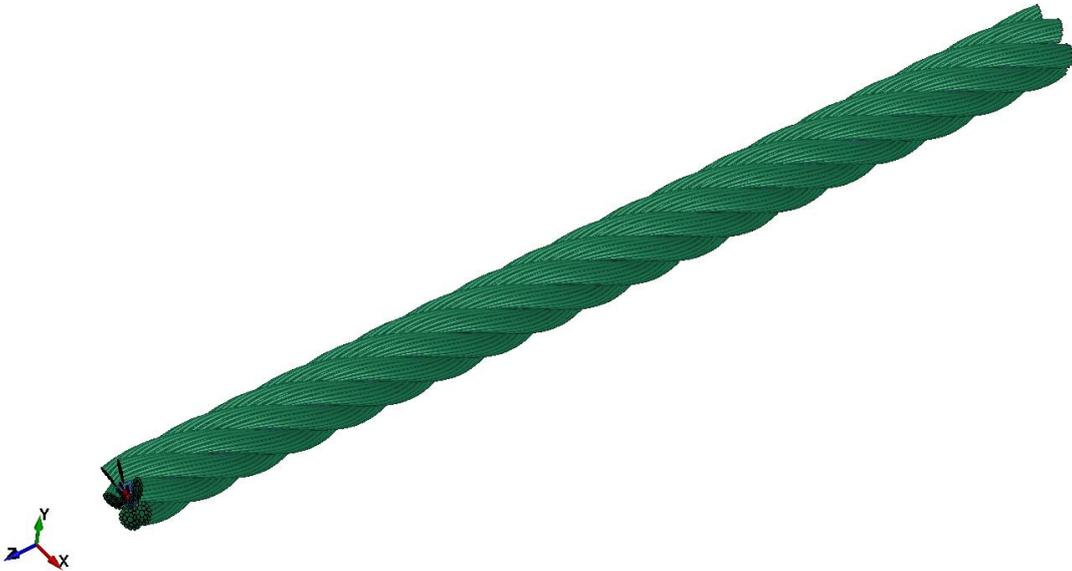


図 4-1 軸方向引張解析の解析モデル

表 4-1 軸方向引張解析の解析規模

節点数	3242143
要素数	2575040

## 4.3 解析条件

材料特性を述べる．本研究では素線を等方弾塑性体材料としてモデリングした．素線本来のヤング率は 188GPa であるが，本解析においてはロープの形状を変化させやすくするために 18.8GPa と設定した．また塑性硬化係数を 200，ポアソン比を 0.3 とした．

境界条件を述べる．ストランドがほどけていくのを防ぐため，ロープ両端 3mm における全節点について，各ロープ端の鋼心部中心節点に剛体拘束した．また，ロープ端中心節点周りの z 軸方向の回転を拘束した．これは，ワイヤロープには張力がかかると撚りの戻る方向に自転しほどけていく性質があり，形状完成後のロープピッチが変わってしまうのを防ぐためである．

荷重条件について，引張荷重として，常に z 軸方向に 30kN を両端面の中心節点に与えた．

その他の解析条件を表 4-2 に示す．マススケーリングにより大きくなった慣性力や，接触により発生する高周波振動を抑制するため，動的緩和法を用いた．

表 4-2 その他の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA (準静的陽解法)
要素	ソリッド要素
接触アルゴリズム	ペナルティ法
摩擦係数	0.1
解析時間[s]	0.05
タイムステップ[s]	$2.6 \times 10^{-7}$
その他	動的緩和法

## 4.4 軸方向引張後のワイヤロープ断面

軸方向に引張する前後のストランドの断面を図 4-2 に示す．①ストランド内，②ストランド間，③鋼心とストランド間，④鋼心内において素線間の隙間が小さくなっている．これにより，図 4-3 の実際のワイヤロープ断面のように，ストランド同士の接触，ストランドと鋼心の接触を再現することができたことが分かる．

ここで，引張後のロープの長さは 170mm である．またワイヤロープ直径は 11.0mm から 10.1mm に，ストランド直径は 3.62mm から 3.43mm に変化し，実際のワイヤロープ直径 10.0mm，ストランド直径 3.50mm に近付いた．

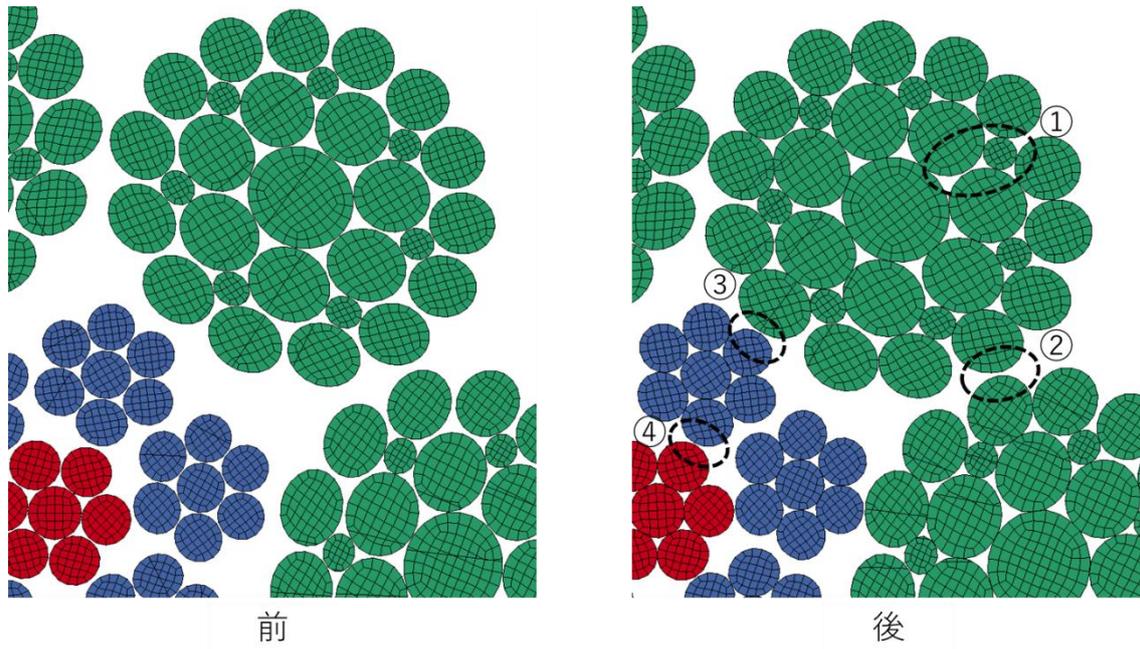


図 4-2 軸方向引張前後のワイヤロープ断面

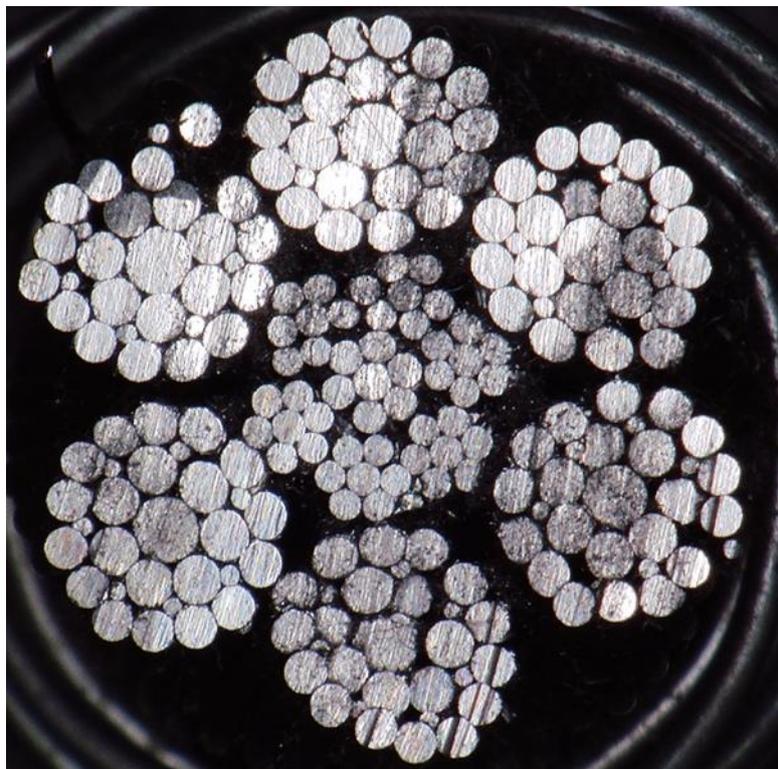


図 4-3 実際のワイヤロープ断面図

# 第5章 ストランド内部形状作成

## 5.1 諸言

本章では、素線の塑性変形を再現するための素線熱膨張解析について、その解析条件とこれにより得られたストランド断面の変化を述べる。この解析ではストランド内の中心素線、内層素線を熱膨張させる。鋼心については、径方向より軸方向の膨張が顕著となってしまう、ロープ内部で素線がたわんでしまうため熱膨張を行わない。解析後のロープの形状を出力し、径方向圧縮解析、引張曲げ解析に用いる。

## 5.2 解析モデル

本解析で用いる、第4章の解析から得られたワイヤロープのメッシュ形状を図5-1に示す。この解析モデルの節点数および要素数を表5-1に示す。



図 5-1 素線熱膨張解析の解析モデル

表 5-1 素線熱膨張解析の解析規模

節点数	3242143
要素数	2575040

## 5.3 解析条件

材料特性について、素線のヤング率を 188GPa、塑性硬化係数を 200、ポアソン比を 0.3 とした。また、熱膨張させるため、線膨張係数を 1.0/K とした。

境界条件を述べる。ロープの両端 3mm における内層素線の全節点について x, y, z 方向の変位を拘束した。これは、軸方向への膨張を防ぐためである。また、外層素線の節点についても x, y, z 方向の変位を完全に拘束した。これにより、内層素線の膨張に伴って外層素線が押し出されることがないためストランド内の隙間を埋めることができる。

温度条件について、ストランドの内層素線の全節点に対して初期温度 303K を与え、0.003s の解析時間において線形に温度上昇させ、最終的に 303.2K となるように強制温度を与えた。

その他の解析条件を表 5-2 に示す。

表 5-2 その他の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA (準静的陽解法)
要素	ソリッド要素
接触アルゴリズム	ペナルティ法
摩擦係数	0.1
解析時間[s]	0.003
タイムステップ[s]	$9.0 \times 10^{-8}$

## 5.4 素線膨張後のストランド

素線を膨張させる前後のストランドの断面を図 5-2 に示す。内層素線が熱膨張することで素線間の隙間が小さくなっており、図 5-3 の実際のストランドのように素線同士が点ではなく面で接触する様子を再現することができた。このモデルについて、形状データのみを出力して、径方向圧縮解析及び引張曲げ解析に用いる。

ここで、熱膨張後の中心素線径は 0.93mm、内層素線径は 0.68mm である。

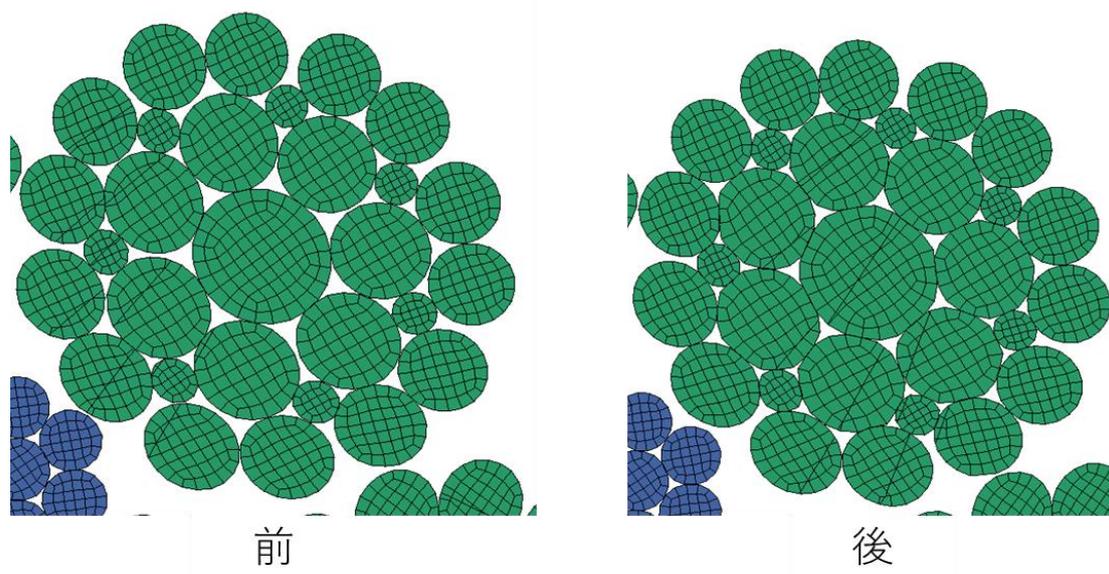


図 5-2 素線熱膨張前後のストランド断面



図 5-3 実際のストランド断面図（再掲）

# 第6章 径方向圧縮解析

## 6.1 諸言

本章では、本研究で行った径方向圧縮解析の解析条件と解析結果を説明する。この解析では第2章にて述べた径方向圧縮試験を再現し、ワイヤロープの径方向荷重・変位曲線を求め2.5の試験結果と比較することで、引張曲げ解析で用いるワイヤロープモデルの妥当性を確認する。

## 6.2 解析モデル

ワイヤロープモデルは、3.2で出力した形状と、それに対して第5章の解析終了後の形状のそれぞれ  $z=-38$  から  $z=38$  の部分を取り出したものである。

治具について、実際に試験で使用した治具は図2-5のように中心部に溝のある形状であったが、ワイヤロープの径に対し溝部は十分小さく、径方向の変位に影響を及ぼさないと考えたため、これを再現していない。また、上側の治具がロープの径に対して  $x$  軸方向に長い場合、圧縮荷重をかけた際に治具がロープに沿って変形する可能性があったため、 $x$  軸方向の長さをロープの径と同程度としている。

モデルの全体図を図6-1に示す。初期状態のロープの長手方向を  $z$  軸とし、治具の上面に垂直となる方向を  $y$  軸とした。座標軸の原点はロープ断面の中心点である。

この解析モデルの節点数および要素数を表6-1に示す。

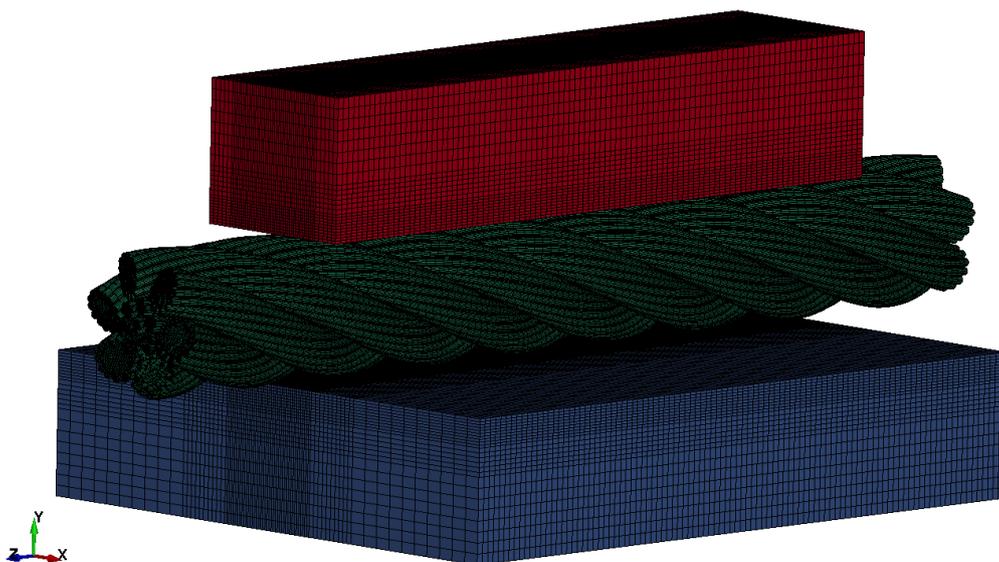


図 6-1 径方向圧縮解析の解析モデル

表 6-1 径方向圧縮解析の解析規模

節点数	1778088
要素数	1454703

## 6.3 解析条件

材料特性について、素線のヤング率を 188GPa、塑性硬化係数を 200、ポアソン比を 0.3 とした。治具は、SS400 の材料特性よりヤング率を 206GPa、ポアソン比を 0.3 と定義した。

境界条件を述べる。ロープの両端 3mm における全節点について、ロープ端面の中心節点に剛体接続し、z 軸周りの回転を拘束した。ロープの両端中心点は、x、y 方向の変位を拘束した。また、上側の治具の上面を剛体拘束し、y 方向以外の変位と回転を拘束した。下側の治具の底面は、x、y、z 全方向の変位と回転を拘束した。

荷重条件を述べる。上側の治具の上面の中心点に、y 軸一方向に圧縮荷重を加えた。解析上、短時間で衝撃的に荷重を受けることからロープが径方向に弾性的に振動してしまい、試験のように連続的に荷重と変位の関係を求めることが難しかったため、ある圧縮荷重についての変位を求める解析を複数回実施することにより荷重・変位曲線を予測した。荷重曲線は図 6-2 の通りで、圧縮荷重 F は 0.5、2、4kN と変化させて 3 回実施した。また、ロープの両端に z 軸方向に引張荷重 10kN を与えた。

その他の解析条件を表 6-2 に示す。

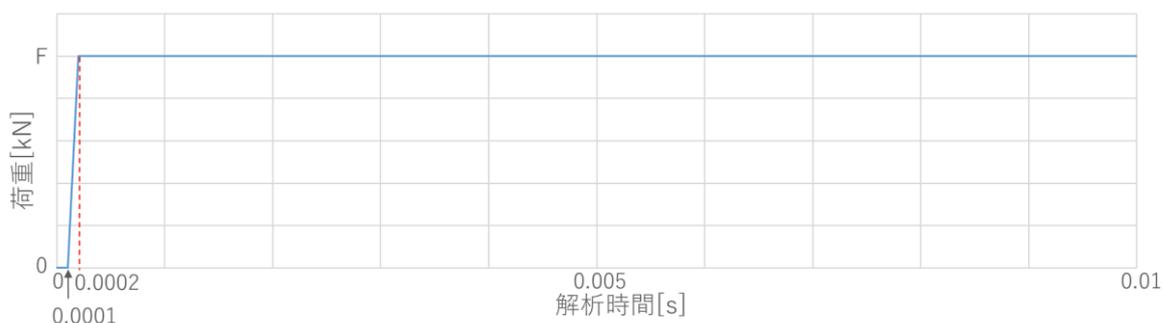


図 6-2 径方向圧縮解析の荷重曲線

表 6-2 その他の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA (準静的陽解法)
要素	ソリッド要素
接触アルゴリズム	ペナルティ法
摩擦係数	0.1
解析時間[s]	0.01
タイムステップ[s]	$6.4 \times 10^{-8}$

## 6.4 解析結果

本解析の解析時間は 10 コアで 40 時間であった。

### 6.4.1 モデルの挙動

第 5 章の解析終了後のワイヤロープ形状について、径方向圧縮解析から得られた挙動を図 6-3 に示す。ただし、荷重は 4kN で、 $z=0$  での断面図を表示している。

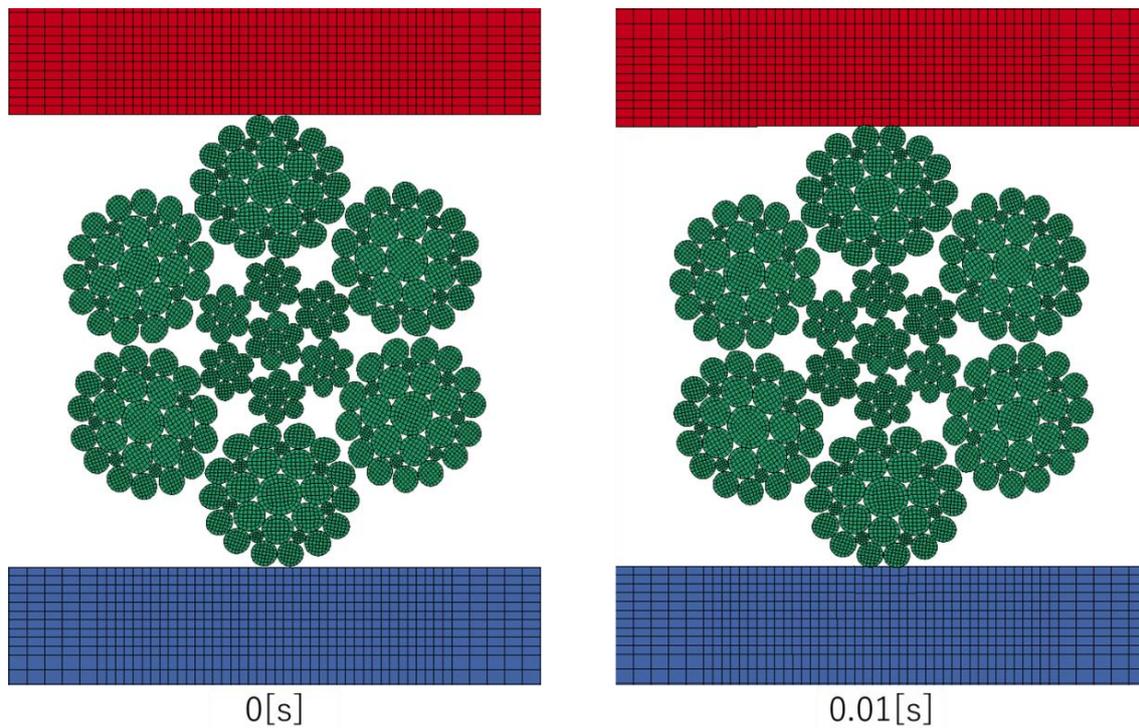


図 6-3 径方向圧縮解析中のロープ断面(荷重 4kN)

## 6.4.2 ワイヤロープの径方向変位

解析より得られた、ワイヤロープの荷重と径方向変位の関係を図 6-4 に示す。ただし変位については、試験同様上側の治具の上面の変位を出力しており、また荷重 0.5kN のときの径方向変位を 0 点としている。第 2 章で述べた径方向圧縮試験での結果と合わせて、これらを比較する。ただし、ここでは、2.5 の試験結果を受けて、素線ひずみ速度が小さくより静的な状態であると考えられる試験 1 と比較することとする。

図 6-4 から、形状変化前の解析結果は試験負荷時に比べて変位が 1/2 程度、形状変化後は 1/3 程度である。これより、形状変化させることによって素線が密になり変位が小さくなっているが、どちらの結果も試験より変位が小さくなっていることが分かる。この理由について、解析モデルの妥当性の観点から考察する。実際のロープには図 3-2 のようなストランドだけでなく、図 6-5 から分かるように不均一な隙間や素線のずれがあるストランドも存在する上、隣接するストランド間の隙間も不規則であるのに対し、解析モデルにおいてはその不均一性は存在しない。よって圧縮荷重がかけられた際、実際のロープではそれらの隙間が小さくなっていくが、解析モデルにおいては素線のずれが全く生じず、ストランド同士にも間が無いため、径方向変位は素線径のつぶれのみによるものになっていると考えられる。図 6-3 から、ワイヤロープはその構造を保ったままであることが分かる。これより、ワイヤロープモデルは、実際のものより素線がずれにくくなっていることが分かる。

また、2.5 で述べたように、ワイヤロープの径方向圧縮荷重に対する変位は、それまでの荷重の履歴に依存しており、荷重と変位の値が一对一に対応しない。これより、それぞれ別の解析で荷重と変位の関係を一对一に求めるのではなく、試験と同様の荷重曲線を用いて圧縮解析を実施する必要があると考えられる。

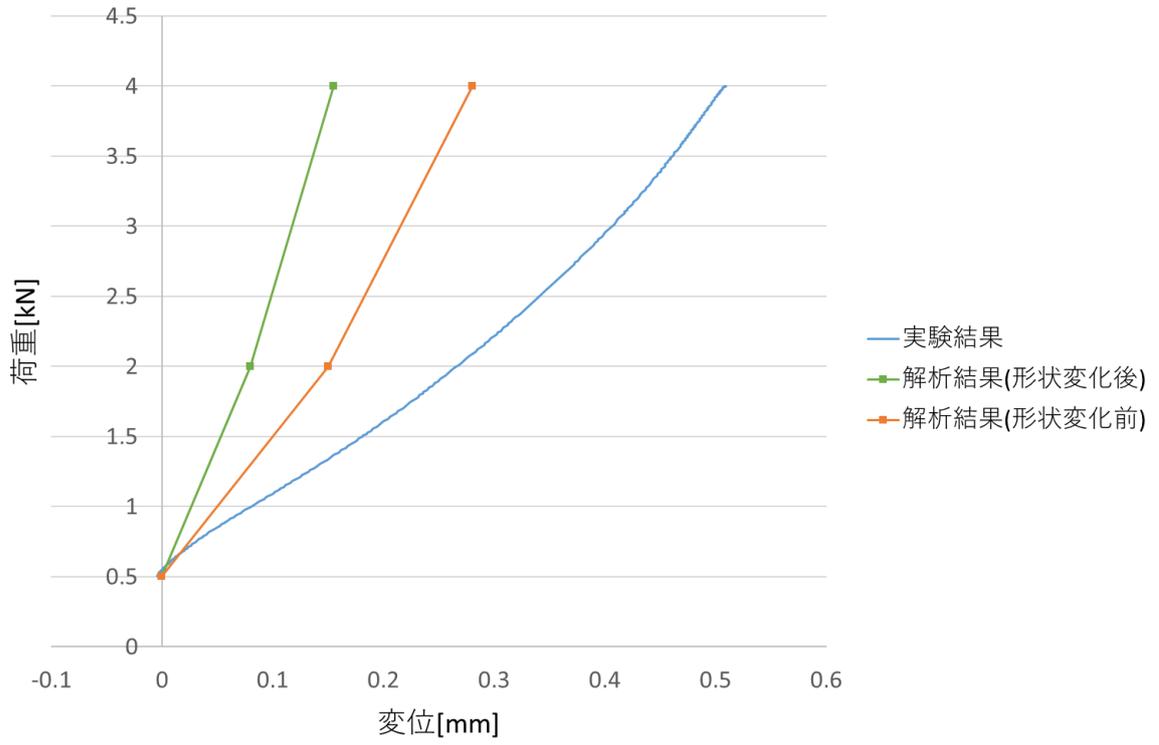


図 6-4 径方向荷重・変位曲線

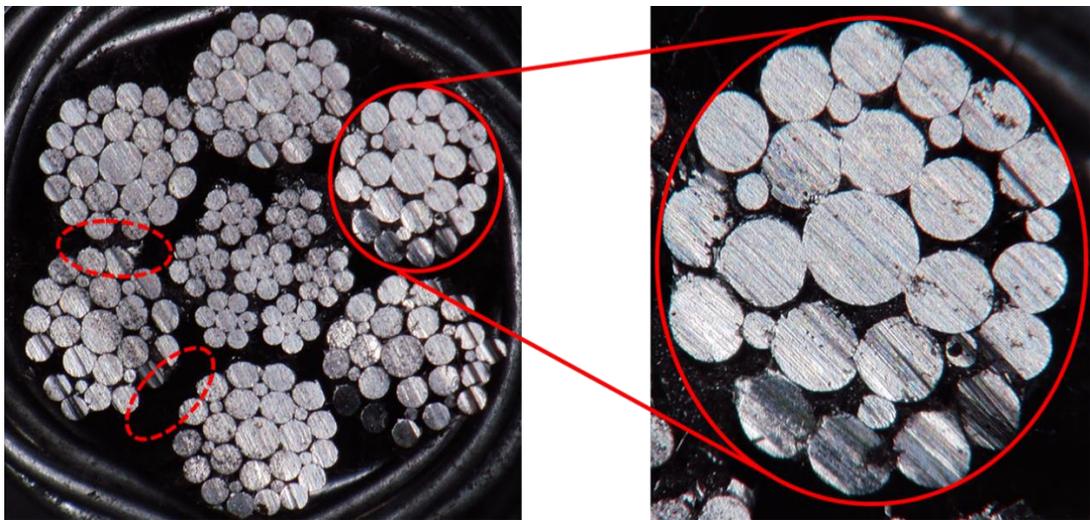


図 6-5 ワイヤロープ断面及び不均一なストランド断面拡大図

# 第7章 引張曲げ解析

## 7.1 諸言

本章では、本研究で行った引張曲げ解析の解析条件と解析結果を説明する。この解析では形状変化させたワイヤロープモデルを、引張しながらシーブに接触させることでクレーン用ワイヤロープの引張曲げを再現し、ワイヤロープ内部の接触状態及び応力状態を可視化する。

## 7.2 解析モデル

ワイヤロープモデルには 5.2 の解析後の形状を用いる。ここで、ロープ端部については素線の熱膨張を行っていないため、その部分を取り除いている。このロープの長さは 162mm でおおよそ 3 ピッチ分である。

また、シーブの上半部をモデリングした。シーブの溝形状は図 7-1 に示す通りである。

モデルの全体図を図 7-2 に示す。初期状態のロープの長手方向を z 軸、シーブの側面に垂直となる方向を x 軸とした。座標軸の原点はシーブ頂点におけるロープ断面の中心点である。本解析に用いたモデルの節点数および要素数を表 7-1 に示す。

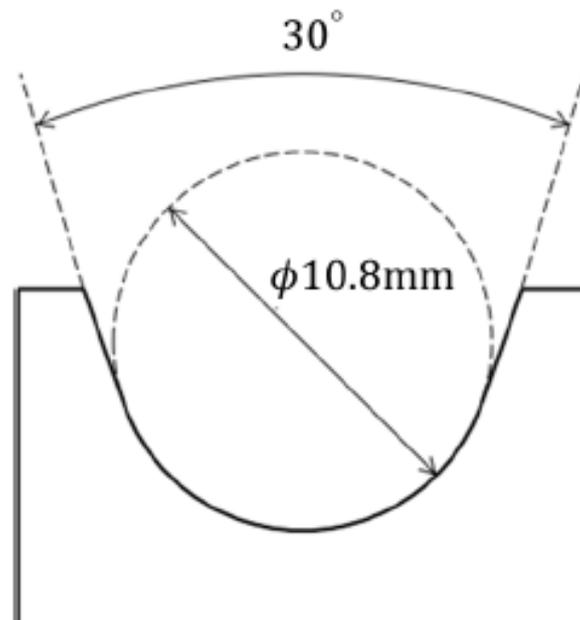


図 7-1 シーブの溝形状

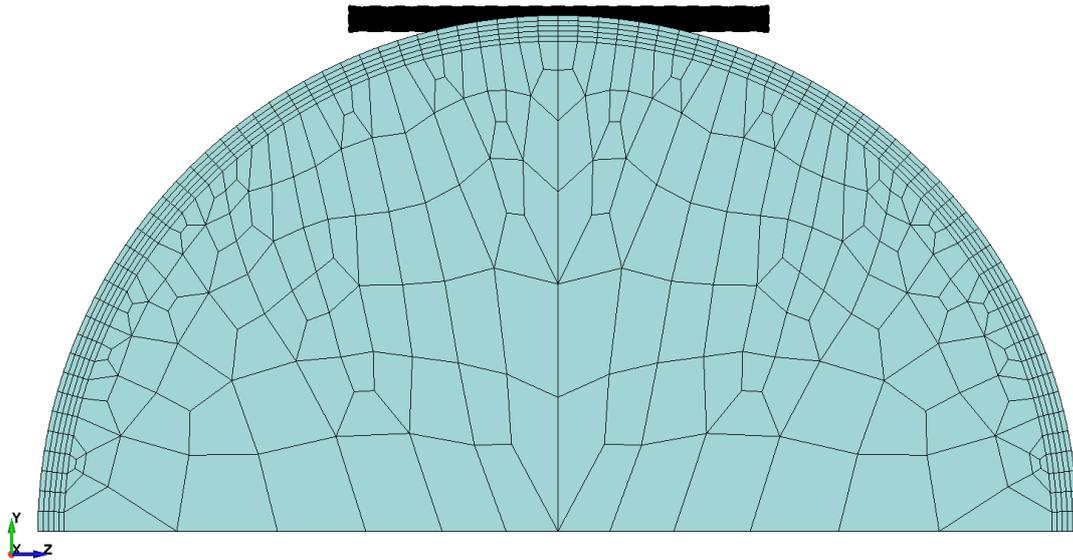


図 7-2 引張曲げ解析の解析モデル

表 7-1 引張曲げ解析の解析規模

節点数	3124374
要素数	2453648

### 7.3 解析条件

材料特性について、素線のヤング率を 188GPa、塑性硬化係数を 200、ポアソン比を 0.3 とした。シーブは一般的な炭素鋼であると想定し、ヤング率を 200GPa、ポアソン比を 0.3 と定義した。

境界条件を述べる。シーブについて、全節点に y 方向変位を与える。この変位は、向井 [25]の研究で使用されたインボリュート曲線の y 方向の式を用いて求めた。その式を数式 7-1 に示す。

$$y = -R + R\cos\theta - (L - R\theta)\sin\theta \quad \text{数式 7-1}$$

ここで  $R$  はシーブ中心からロープ中心までの距離、 $L$  はシーブ頂点からロープ端面までの長さ、 $\theta$  は曲げ角度である。曲げ角度の時刻歴変化を表 7-2 に示す。ロープについて、両端部 3 mm の全節点を各端面中心節点に剛体拘束し、z 軸周りの回転を拘束した。

荷重条件を述べる。引張荷重として 11kN を両端面の中心節点に与えた。これは公称径 10mm のクレーン用ワイヤロープの破断荷重に対してクレーン用ワイヤロープの安全率 6 を考慮した最大許容荷重である。常に引張荷重がロープ両端に対して垂直に加わるように、図 7-3 に示すようにロープ端面とともに動く局所座標系を定義し、この局所座標系の z 方向に

荷重を与えた。

その他の解析条件を表 7-3 に示す。

表 7-2 ロープの曲げ角度の時刻歴変化

解析時間[s]	角度 $\theta$ [°]
0-0.05	0-47
0.05-0.06	47

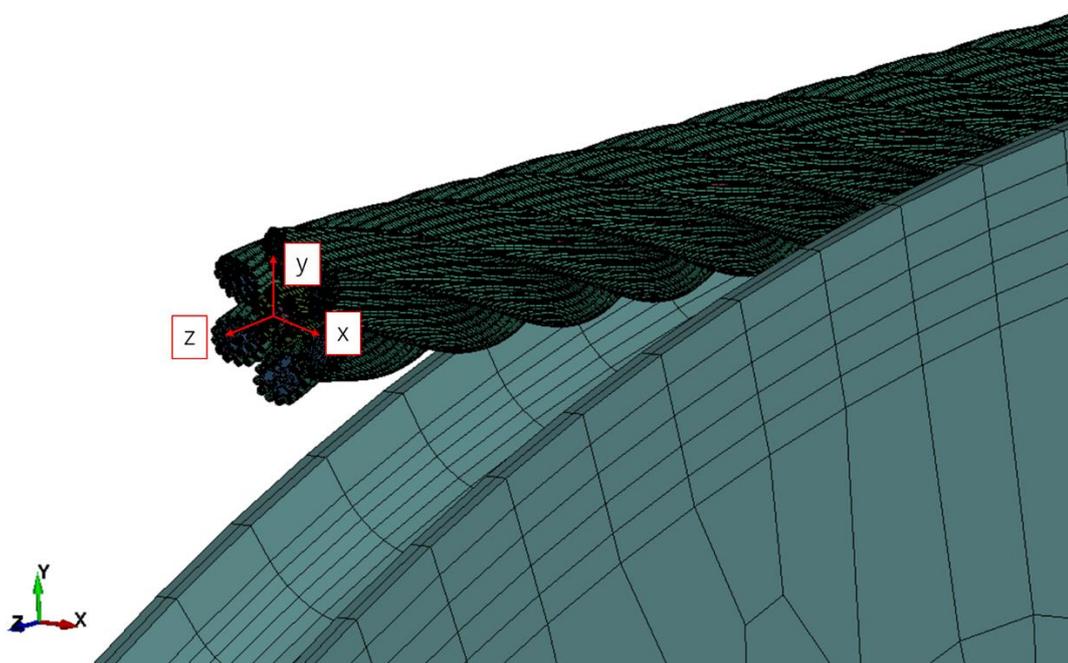


図 7-3 端面の局所座標

表 7-3 その他の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA (準静的陽解法)
要素	ソリッド要素
接触アルゴリズム	ペナルティ法
摩擦係数	0.1
解析時間[s]	0.06
タイムステップ[s]	$6.3 \times 10^{-8}$
その他	動的緩和法

## 7.4 解析結果

本解析の解析時間は 16 コアで 302 時間であった。

### 7.4.1 モデルの挙動

引張曲げ解析から得られたワイヤロープの挙動を図 7-4 に示す。ただし 0.05[s]から 0.06[s]間ではシーブは静止しているため省略した。

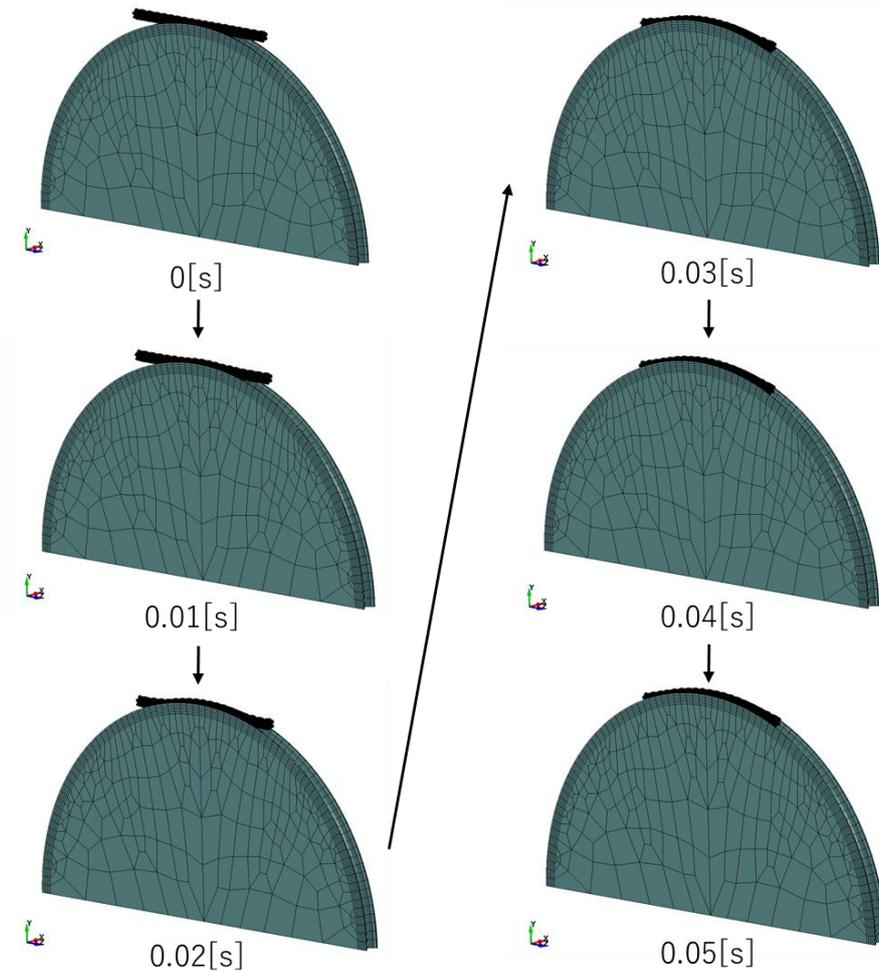


図 7-4 引張曲げ解析におけるワイヤロープの挙動

ロープが曲げられた状態における素線の様子を考察する。図 7-5 は 0.06[s]における  $z=0$  でのロープ断面である。これより、シーブの溝底面と直接接触している素線は大きくつぶれていることが分かる①。これはシーブを上昇させる速度が速すぎたため、シーブとの接触部において衝撃が生じてしまったためだと考えられる。

また、シーブと接触しているストランドにおいて、外層素線と内層素線が離れてしまっている(②)が、本来は素線に締め付けによる残留応力が存在しており素線同士は離れにくくなっているため、接触したまま曲げられると予想される。本モデルは素線の塑性変形の形状のみを再現しており残留応力を考慮していないことから、実際のロープより外層素線がほどけやすくなってしまっていると考えられる。これにより、実際と比べて素線間の接触力が小さくなってしまっていると考えられる。

6.4の結果より、本ワイヤロープモデルは実際のものより素線がずれにくくなっている可能性があることが分かった。図 7-5 より、この引張曲げ解析においてもストランド内に素線のずれはほとんど生じていない。実際にはこれより素線がずれやすいことを考慮すると、本解析より現実のロープでは高い接触力が発生すると推測される。

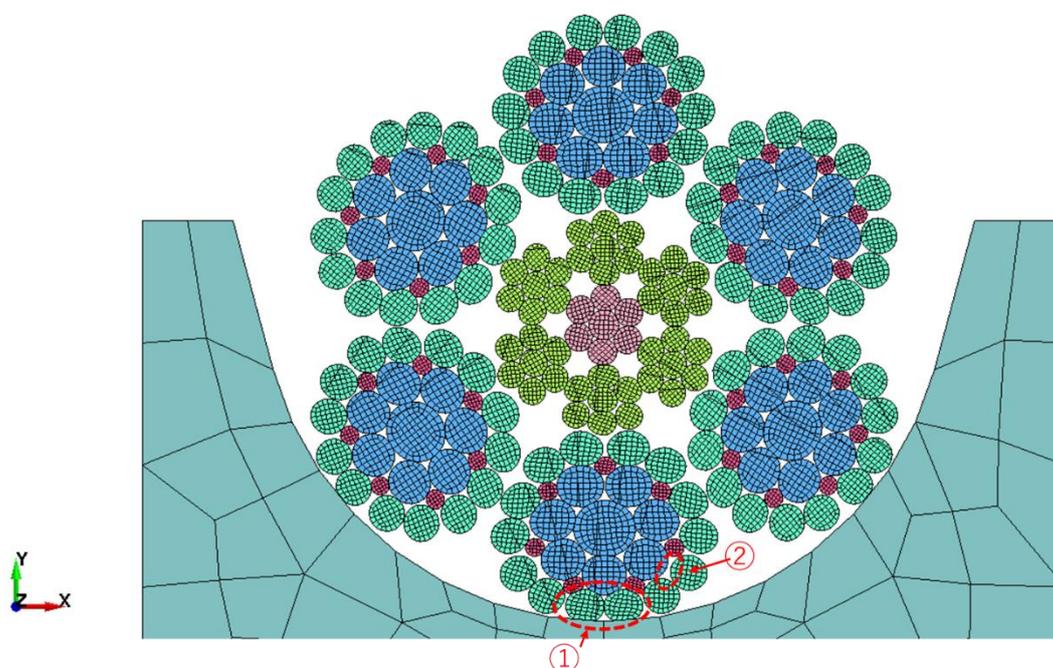


図 7-5  $z=0$  解析モデル断面図

## 7.4.2 ロープ内部の応力状態

ロープ内部の応力状態を考察する。ここで、ストランドとロープのピッチは違い、断面によってストランド同士やストランドと鋼心の接触状態が異なるため、複数の断面を参照してロープ内部の応力状態を考察する。ただし、以下の応力コンター図は全て 0.06[s]におけるもので、単位は[MPa]である。また、曲げられた状態のロープにおいて、シーブ底面に近い側を曲げの内側、遠い側を曲げの外側と呼ぶこととする (図 7-6 参照)。

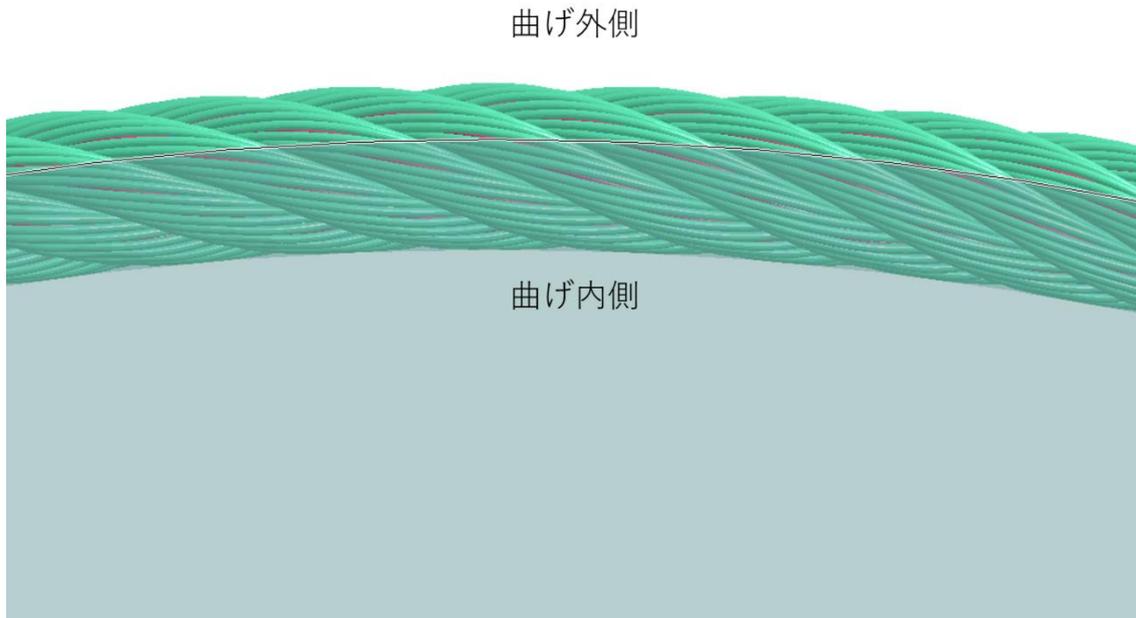


図 7-6 ロープの曲げ状態

まず、 $z=0$  断面における  $z$  方向応力コンター図を図 7-7 に示す。これより、各素線にかかる引張・圧縮応力について考察する。各ストランドを図 7-7 のように①～⑥とする。

①, ②, ③ストランド内の素線について、曲げ外側に高い引張応力が見られる。これはシーブに沿って曲げられる際曲げの外側ほど引張されるためである。これら 3 ストランドの中心素線、内層素線について、最も曲げの外側である②より①, ③の方がより応力値が高くなっている。これは、各ストランドのらせん方向を考えたとき、シーブの曲線に対して②は平行であるが①, ③は沿っていない(図 7-8 参照)ことから、素線軸方向とは違う曲げが加わったことで応力が大きくなっていると予想される。

⑤ストランド内では中心素線、内層素線に強い引張応力が発生している。周囲の素線との接触箇所については応力が発生していないことから、シーブと周囲の素線の間で押し付けられ、径方向に強く圧縮を受けた結果軸方向への引張応力が発生したと考えられる。

鋼心については、曲げの内外に関わりなく応力の高い場所が分布している。鋼心はストランドに比べらせん径は小さいため、らせんの向きの影響が小さいためだと考えられる。

実際の使用状況で、シーブに沿って繰り返し曲げられることにより繰り返し引張応力が発生することから、これらの引張応力値が高い場所で疲労損傷が生じやすいと考えられる。

また①, ②, ③の外層素線の引張応力の値は 260MPa 程度である。ここで、公称径 10mm のエレベータ用ワイヤロープ 8×S(19)の引張曲げ試験における外層素線表面軸方向の応力値は 200MPa 程度である。8×S(19)は繊維心ロープであり、ストランド最外層素線径も 0.66mm と異なるが、応力値に関して著しく異なる値をとる可能性は低いため、これと比較しオーダーが合っていることからモデルの妥当性はあると考えられる。

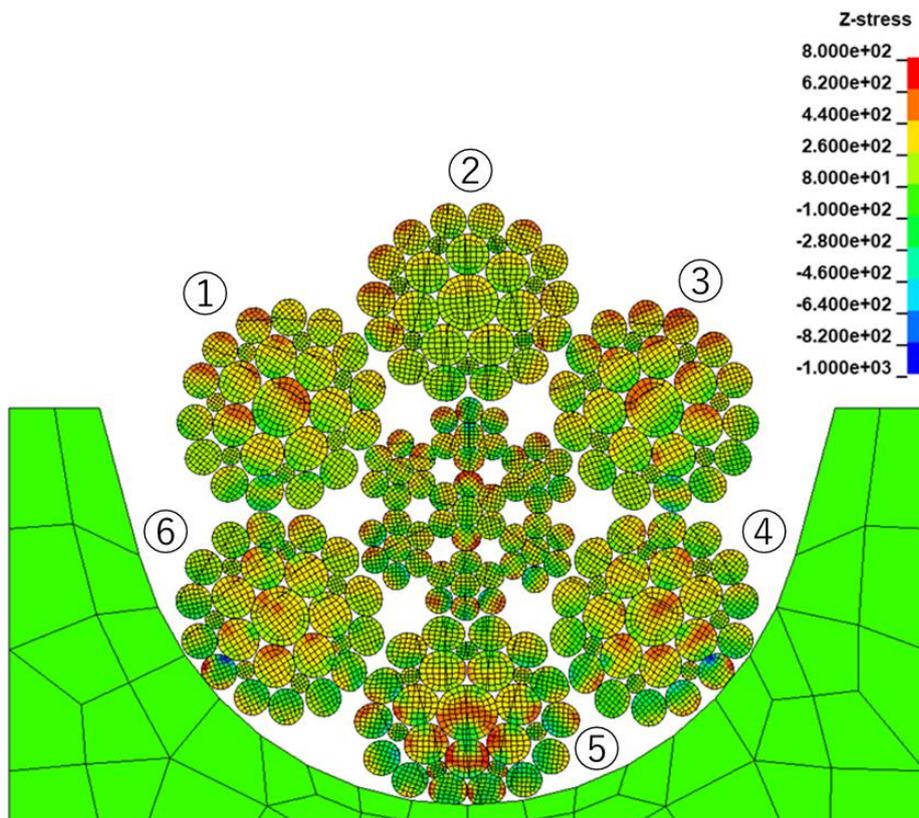


図 7-7 z 方向応力コンター図( $z=0$ )

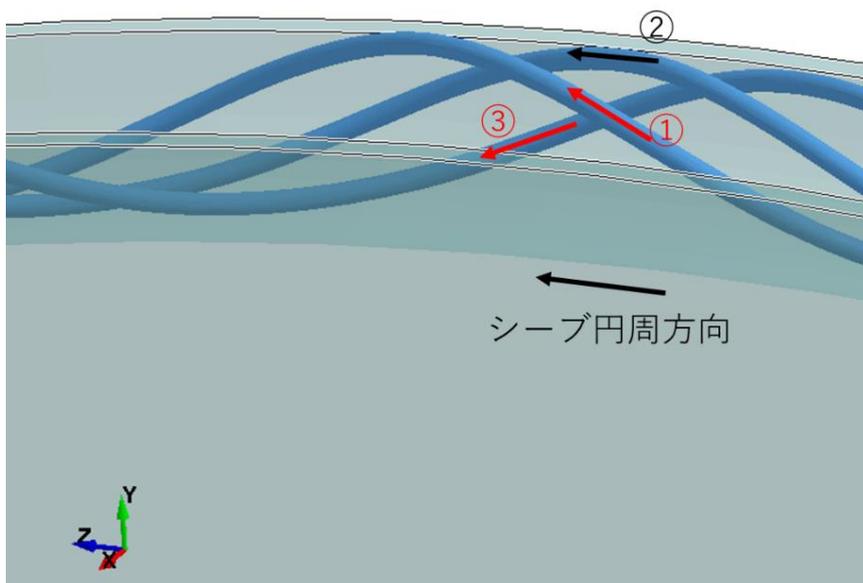


図 7-8 ストランド軸方向参考図

次に平均応力コンター図を以下の図 7-9, 図 7-10 に示す. これより, 素線間の接触状態を考察する.

まず, シーブと接触しているストランド内では素線間の接触箇所の応力が高くなっており, 強い接触力が働いていることが予想される. 中でも直接シーブに接している素線において, シーブと内層素線またはフィラー線の間で強く押しつぶされるために高い応力が発生していることが分かる. 図 7-9 と図 7-10 を比較すると,  $z=0$  断面のようにシーブ底面中心部とストランドが接触している場合の方が応力は高くなっている. シーブからの反発力が分担されにくいためと考えられる

また図 7-9 よりストランドの最外層素線と鋼心の接触箇所, 図 7-10 よりストランドの最外層素線間の接触箇所が高い応力が見られる. 曲げによりロープが径方向に圧縮を受けることで元々接していた部分がさらに強く接触していることが予想される.

鋼心はシーブと接していないにも関わらずいずれの断面でも素線同士の接触箇所において応力が発生していることが分かる. 鋼心部は素線径が小さく, またストランド内のように素線が密に詰まっていないため素線同士の接触面積が小さいためであると考えられる.

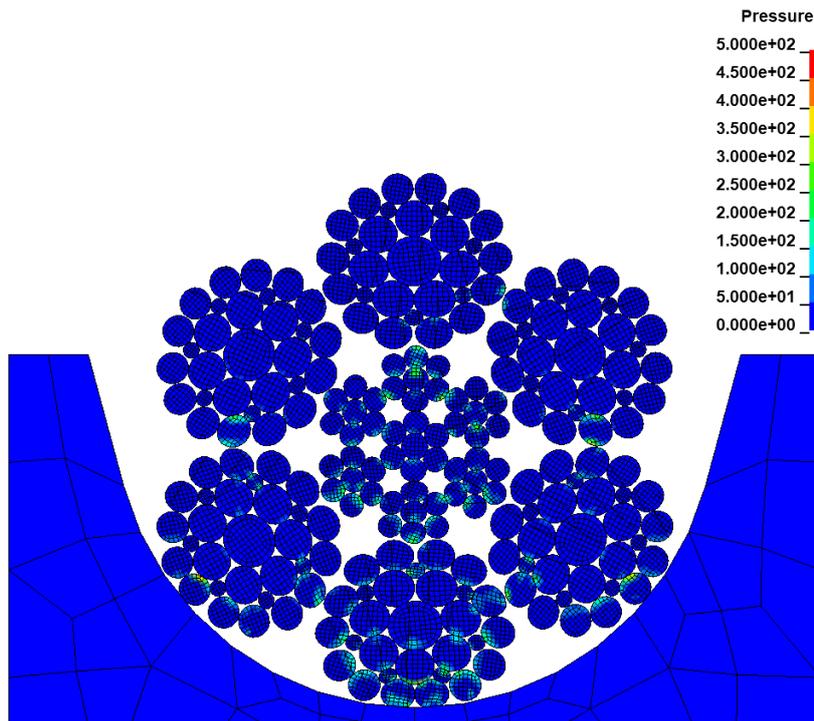


図 7-9 平均応力コンター図( $z=0$ )

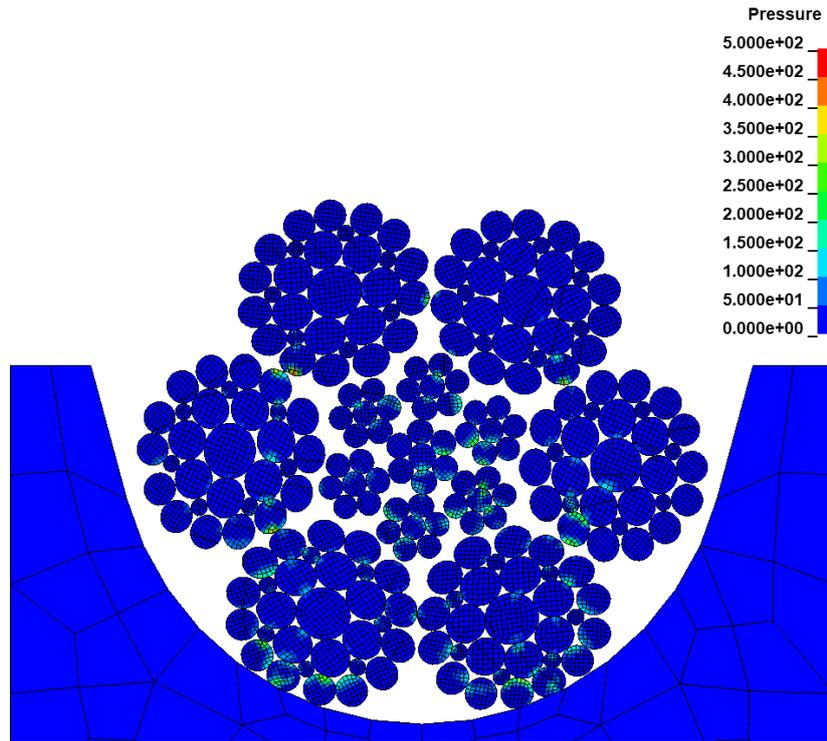


図 7-10 平均応力コンター図( $z=4.0$ )

ミーゼス応力コンター図を以下の図 7-11, 図 7-12, 図 7-13 に示す.

高い応力が発生しているのは, ①シーブと接している素線とそのストランド内の内層素線, フィラー線 (図 7-11), ②鋼心の接触部 (図 7-12), ③隣接シーブ間接触部 (図 7-13) であり, 平均応力コンター図から見た接触箇所と傾向が一致している. 特に, 隣接シーブ間の接触部については, ストランド内部での接触に比べて素線間の相対すべり速度が大きくなると予想されることから, これらの場所において素線の摩耗が発生しやすいと推測できる. また, ストランドとシーブの接触箇所がシーブ溝中心からずれると, 他のストランドにも応力が伝わりやすいことが分かる.

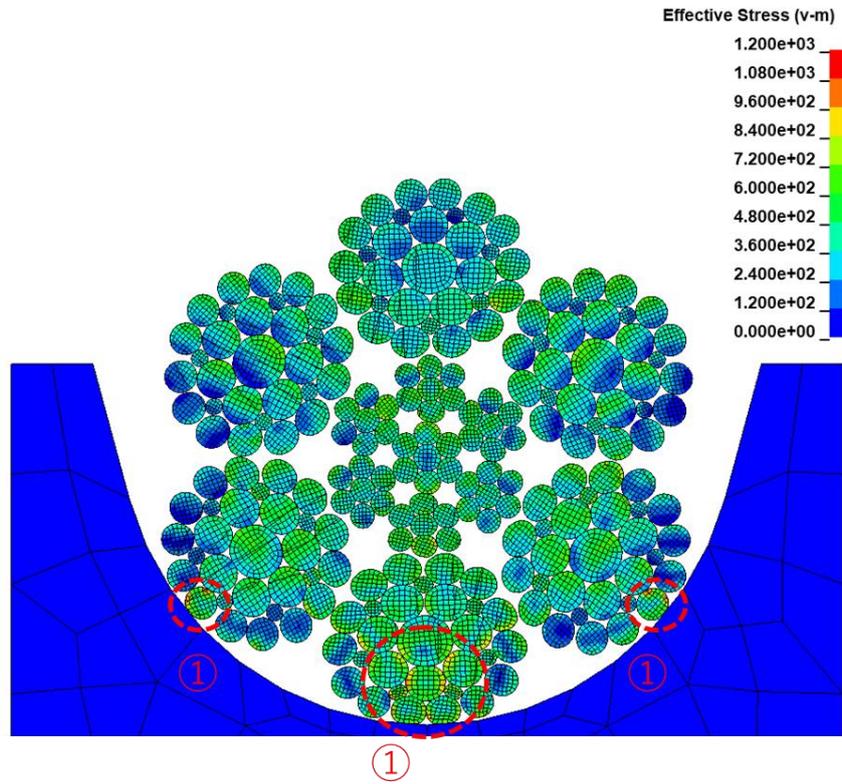


図 7-11 Mises 応力コンター図( $z=0$ )

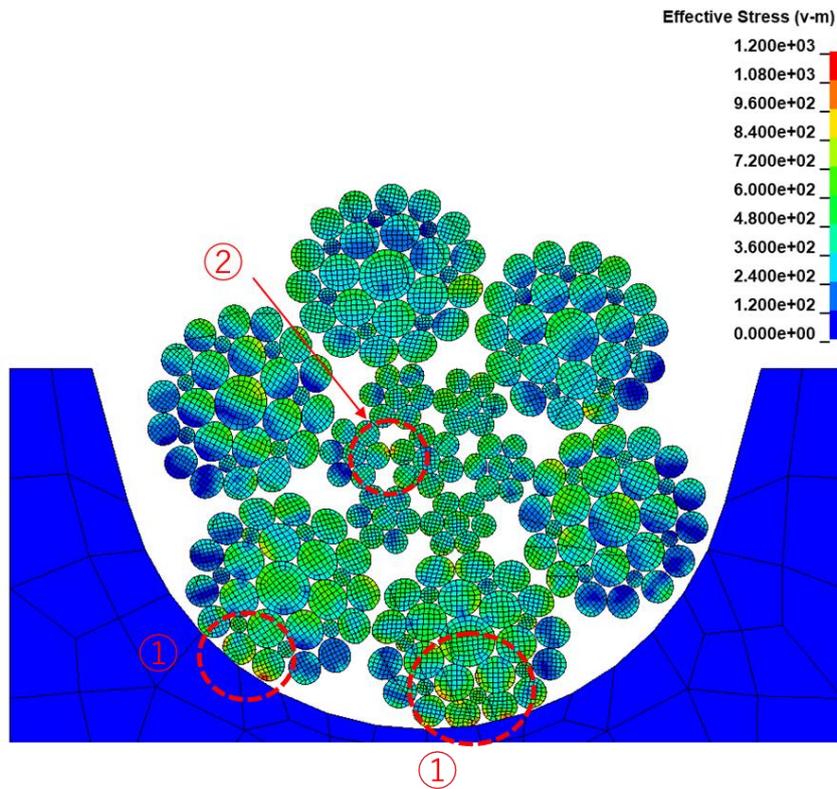


図 7-12 Mises 応力コンター図( $z=1.7$ )

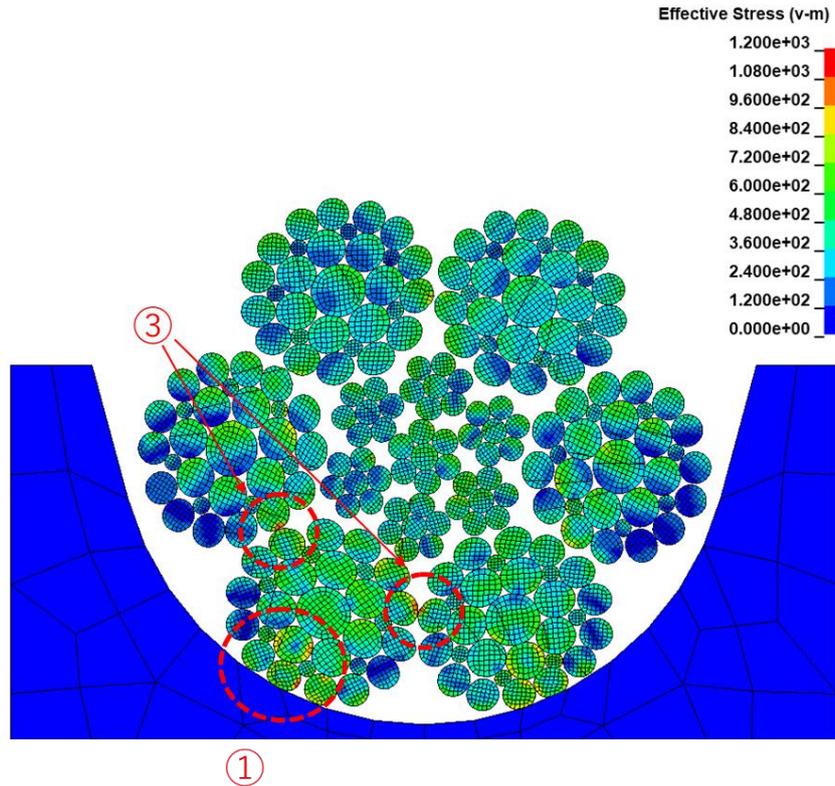


図 7-13 Mises 応力コンター図( $z=4.0$ )

### 7.4.3 素線表面の応力状態

鋼心コア，鋼心ストランド，ストランドについて，ロープ全体における平均応力コンター図を以下の図 7-14，図 7-16，図 7-17，図 7-18 に示し，接触状態の傾向を考察する．ただし，応力コンター図は全て 0.06[s]におけるもので，単位は[MPa]である．

まず鋼心コアについては，図 7-14 より曲げの外側の鋼心ストランドとの接触部に高い応力が見られた．曲げ外側の鋼心ストランドが軸方向に引っ張られることでらせん径が小さくなり(図 7-15 参照)鋼心コアを締め付けるためだと考えられる．

鋼心ストランドについては，図 7-16 より大きい応力が表れているのは①鋼心コアとの接触部，②ストランドとの接触部の 2 種類であった．鋼心コアとの接触部は曲げ外側で，これは前述の理由の通りである．ストランドとの接触部は曲げ内側に表れる傾向があることが分かった．これは，シーブ底面に近い曲げ内側ではストランドがシーブに押し上げられ，鋼心ストランドと強く接触するためだと考えられる．

ストランドについて，図 7-17，図 7-18 より，高い応力が見られたのは①鋼心ストランドとの接触部，②ストランド間の接触部，③シーブとの接触部の 3 種類である．鋼心ストランドとの接触部は曲げ内側に発生している．これは前述の通りである．隣接ストランドとの接触では広範囲に応力が高く見られた上，ロープ全体の中で最も応力値が高かったことから，

摩耗が起こりやすいであろうことが推測される。シーブとの接触は、ストランドのらせんに沿って表れていることが分かる。

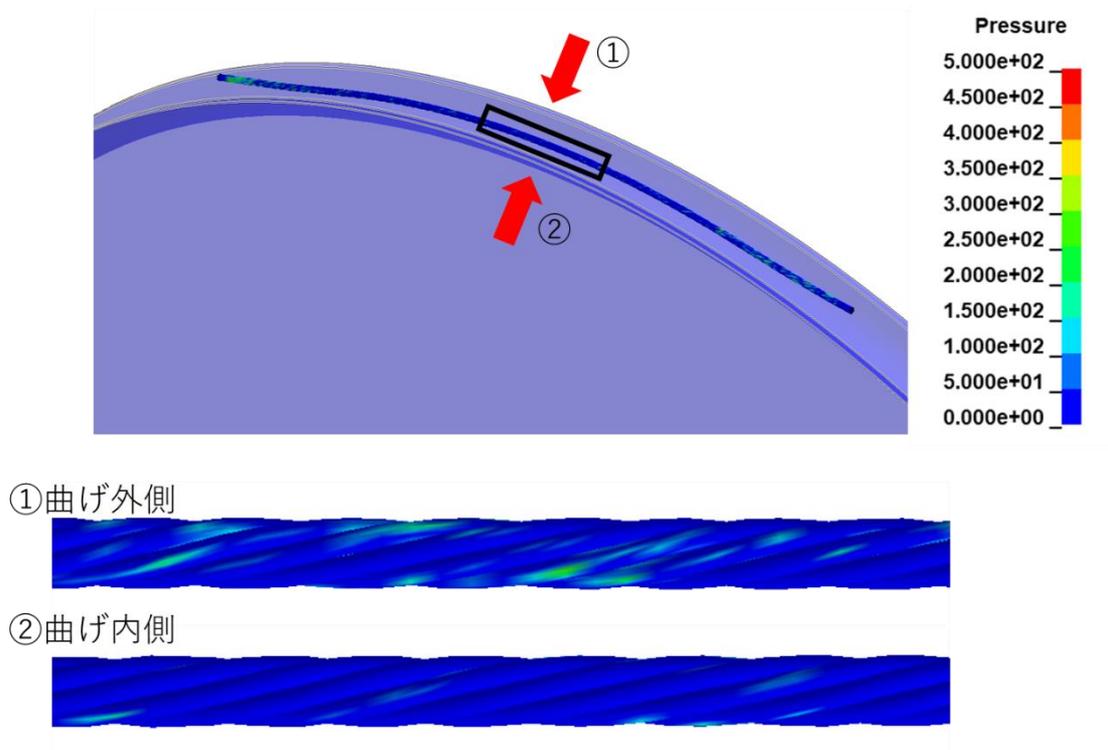


図 7-14 鋼心コア平均応力コンター図

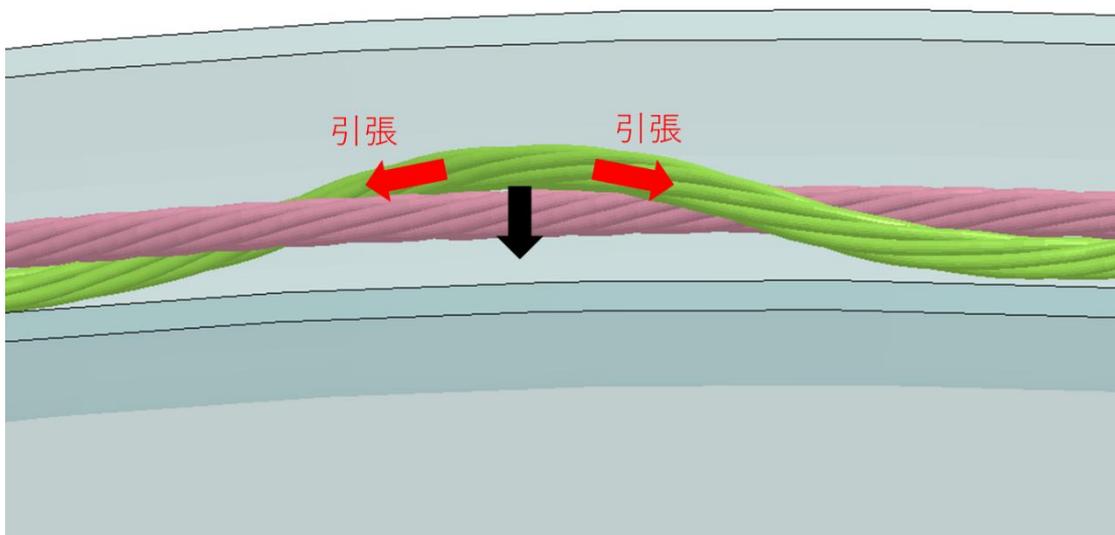
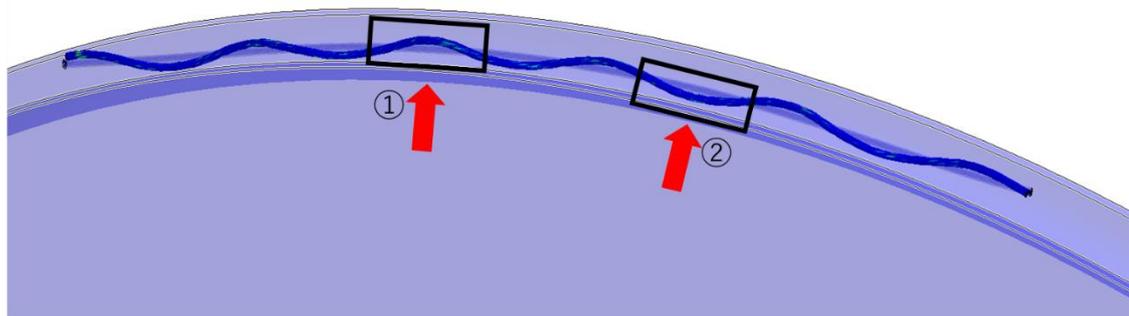
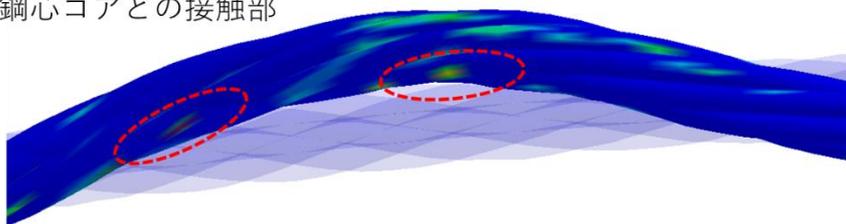


図 7-15 鋼心コアと鋼心ストランドの接触参考図



①鋼心コアとの接触部



②鋼心ストランドとの接触部

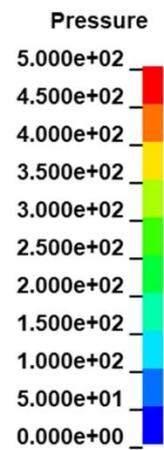
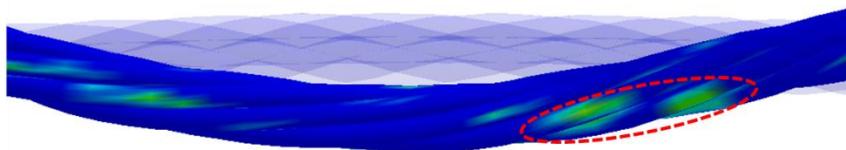
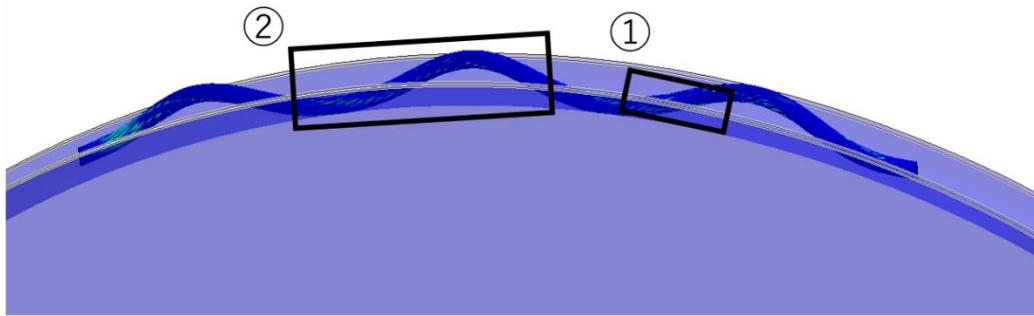
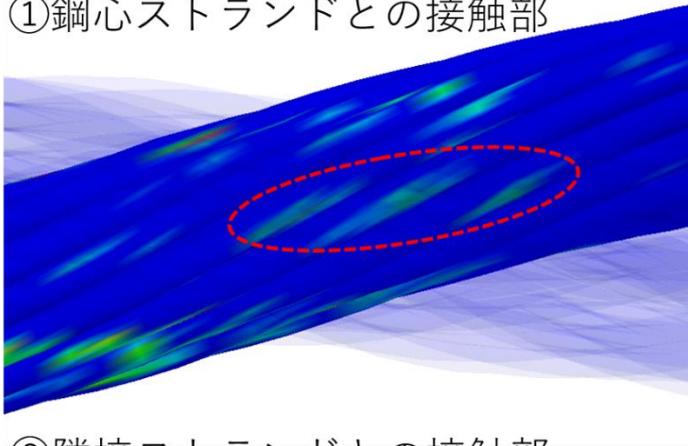


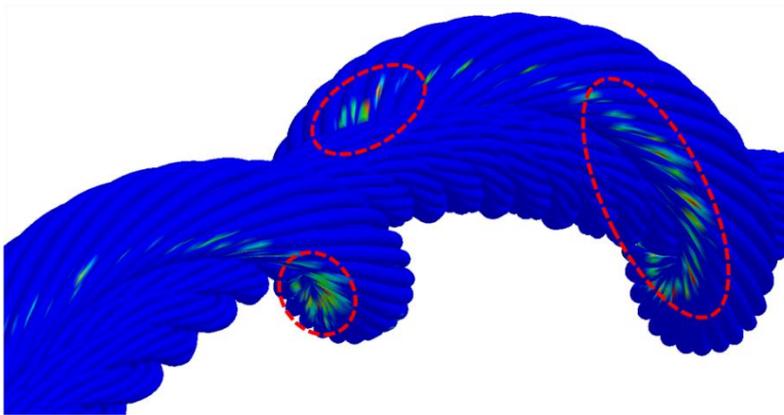
図 7-16 鋼心ストランド平均応力コンター図



①鋼心ストランドとの接触部



②隣接ストランドとの接触部



Pressure



図 7-17 単ストランド平均応力コンター図

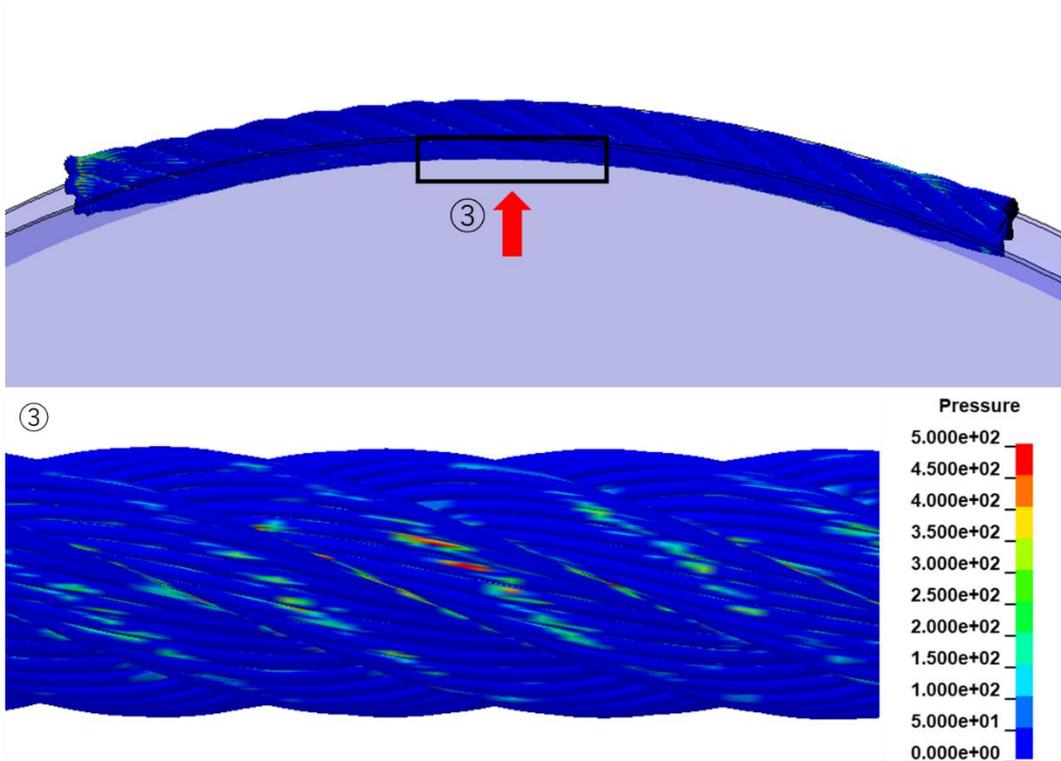


図 7-18 全ストランド平均応力コンター図

# 第8章 結論

## 8.1 結論

本研究ではクレーン用ワイヤロープとして一般に使用されている IWRC 6×Fi(29)ロープについて、有限要素法解析を用いて引張曲げを受ける際のロープの挙動を再現した。全素線を詳細にモデリングした上で、これまでの先行研究では考慮されていなかった素線の塑性変形を再現することでロープ内部の接触状態を実際のワイヤロープに近付けた。得られた結果から、モデルの挙動や内部の接触状態、応力状態について考察を行った。

## 8.2 今後の課題

### 8.2.1 解析モデルの改良

本研究では実際の素線の塑性変形を考慮したモデル形状を作成し解析を行った。しかし、現実には不均一な隙間のあるストランドが存在しており、荷重が加わった際この隙間の周囲の素線がずれていくことで径方向につぶれていくと考えられる。この不均一な部分においては、素線同士の接触面積が小さくなっており、力が加わったとき分散しづらいため応力が集中しやすいこと、また素線のずれが生じるため摩耗がおこりやすいことが考えられる。よって現実の使用状況ではそこから断線が生じやすいと予想できる。実際に、図 8-1 より、不均一な形状のストランドでは素線同士のめりこみが激しいことが見てとれる。これより、素線が規則正しく並んだストランドだけでなく、不規則な隙間のあるストランドを組み込むことでより実際の挙動に近付くと予想される。また隣接するストランドの間隔に多少のばらつきをもたせることも有効である可能性がある。さらに、ワイヤロープ製造工程で固く撚られる際に発生する締め付けの残留応力によりロープはほどけにくく安定した形状を保っている。より現実に近い接触状態の再現のためにはこの残留応力の考慮も必要であると思われる。

解析条件について、シーブの上昇速度が速すぎることによりシーブとの接触部分に衝撃が発生していたことから、上昇速度を緩めることでより静的な接触状況を再現できると考えられる。

また実際に引張曲げ試験を行い素線の応力値を見ることで、解析の妥当性を確認する必要がある。

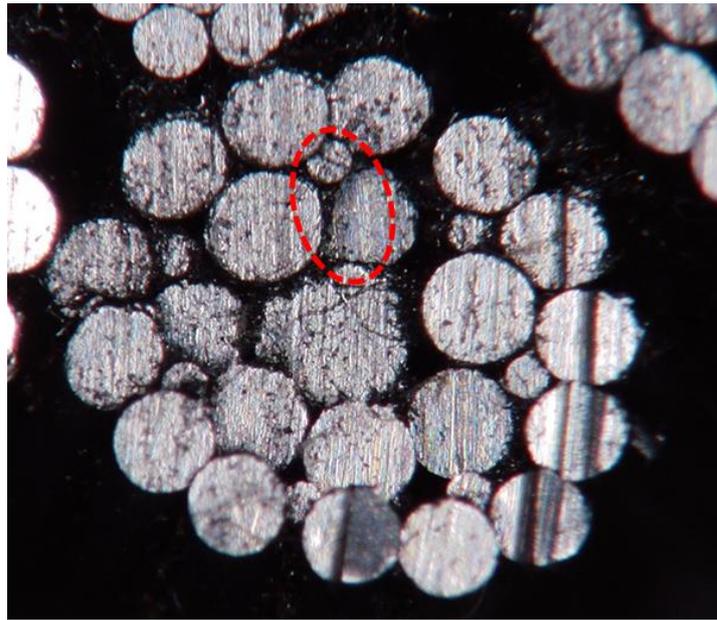


図 8-1 スtrand内における素線の損傷

## 8.2.2 径方向圧縮試験の改良

IWRC ワイヤロープの径方向変位の要因として、strand内の素線の隙間が埋まること、またはstrand間の隙間が埋まることの二つが考えられる。これを把握するため、Fi(29)の直strandについても同様の圧縮試験を行い径方向荷重・変位曲線を確認する必要がある。どちらの場合であっても、この隙間は不規則的なものであるため、同じロープでも試験片によって変位が異なる可能性がある。よって複数の試験片について試験を再度行う必要がある。また、試験時のワイヤロープの断面の観察も有効であると考えられる。ただし、短く切り落とされたロープはその部分からほどけやすくなるため、実際の使用状況とは異なる。ロープを針金等を用いてしばり、その上から圧縮することで、ほどけることなく断面を観察できると予想される。

治具についても改良の余地がある。治具とワイヤロープがどちらも鋼製であることから、ワイヤロープを圧縮する際治具のロープと接する面に素線に沿った微細な傷が付いていた、ワイヤロープ自体の変形量が 0.1mm のオーダーであることを考えると、この治具のわずかな変形も無視できず、径方向変位が正確に計測できていない可能性がある。ロープの径にそって丸い溝を作った治具を代わりに使用することで、ワイヤロープと治具の接触面積が増え、圧縮が加わる部分の圧力を低くすることが出来るため、治具の変形も抑えられると考えられる。

# 参考文献

- [1] 田中正清, クレーン用ワイヤロープの破断事例と対策, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集 pp. 639-640 (2000)
- [2] 昇降機等事故調査部会. 平和台駅エレベータ主索破談事故調査報告書, <http://www.mlit.go.jp/common/000188107.pdf>, 2012.
- [3] 昇降機等事故調査部会. 東京都内エレベータ事故調査報告書, <http://www.mlit.go.jp/common/001058725.pdf>, 2014.
- [4] Federico H Hruska. Radial forces in wire ropes. *Wire and wire products*, Vol.27, No.5, pp.459–463, 1952.
- [5] FH Hruska. Tangential forces in wire ropes. *Wire and wire products*, Vol.28, No.5, pp.455–460, 1953.
- [6] A.E.H.Love. *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. Dover Publications Inc., 1944.
- [7] RH Knapp. Derivation of a new stiffness matrix for helically armoured cables considering tension and torsion. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.14, No.4, pp.515–529, 1979.
- [8] G.A.Costello. *Theory of Wire Rope*. Mechanical Engineering Series. Springer New York, 1997.
- [9] S Nabijou and RE Hobbs. Fatigue of wire ropes bent over small sheaves. *International Journal of Fatigue*, Vol.16, No.7, pp.453–460, 1994.
- [10] 田中正清, 鴻巣真二. S 曲げ疲労を受けるワイヤロープの損傷挙動の定量評価: IWRC6 Fi(29)の場合. *材料*, Vol.44, No.503, pp.1086–1091, 1995.
- [11] Marco Giglio and Andrea Manes. Bending fatigue tests on a metallic wire rope for aircraft rescue hoists. *Engineering Failure Analysis*, Vol.10, No.2, pp.223–235, 2003.
- [12] M Giglio and A Manes. Life prediction of a wire rope subjected to axial and bending loads. *Engineering Failure Analysis*, Vol.12, No.4, pp.549–568, 2005.
- [13] M Roshan Fekr, G McClure, and M Farzaneh. Application of adina to stress analysis of an optical ground wire. *Computers & structures*, Vol.72, No.1, pp.301–316, 1999.
- [14] WG Jiang, MS Yao, and JM Walton. A concise finite element model for simple straight wire rope strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.41, No.2, pp.143–161, 1999.
- [15] WG Jiang, JL Henshall, and JM Walton. A concise finite element model for three-layered straight wire rope strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.42, No.1, pp.63–86, 2000.
- [16] Wen-Guang Jiang. A concise finite element model for pure bending analysis of simple wire strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.54, No.1, pp.69–73, 2012.

- [17] 佐々木康二, 岩倉昭太, 高橋龍彦, 守谷敏之, 古川一平. 統計的手法に基づくワイヤロープの曲げ疲労寿命予測. 日本機械学会論文集 A 編, Vol.71, No.707, pp.1003–1008, 2005.
- [18] Gordana M Kastratović and Nenad D Vidanović. Some aspects of 3D finite element modeling of independent wire rope core. FME transactions, Vol.39, No.1, pp.37–40, 2011.
- [19] E Stanova, G Fedorko, M Fabian, and S Kmet. Computer modelling of wire strands and ropes part II: Finite element-based applications. Advances in Engineering Software, Vol.42, No.6, pp.322–331, 2011.
- [20] Cengiz Erdonmez and C Erdem Imrak. A finite element model for independent wire rope core with double helical geometry subjected to axial loads. Sadhana, Vol.36, No.6, pp.995–1008, 2011.
- [21] Dangang Wang, Dekun Zhang, Songquan Wang, and Shirong Ge. Finite element analysis of hoisting rope and fretting wear evolution and fatigue life estimation of steel wires. Engineering Failure Analysis, Vol.27, pp.173–193, 2013.
- [22] V Fontanari, M Benedetti, and BD Monelli. Elasto-plastic behavior of a warrington-seale rope: Experimental analysis and finite element modeling. Engineering Structures, Vol.82, pp.113–120, 2015.
- [23] 寺田偉紀. ワイヤロープ疲労破壊メカニズムの有限要素法解析. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2013.
- [24] 寺田偉紀. エレベータ用ワイヤロープ疲労損傷メカニズム解明に向けた有限要素法解析. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2015.
- [25] 向井協. エレベータ用ワイヤロープの内部接触状態を考慮した有限要素法. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2017.
- [26] 辻孝仁. エレベータ用ワイヤロープの摩耗量予測手法の開発. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2018.
- [27] 五十君信治. エレベータ用ワイヤロープのストランドにおける径方向力学特性の解明. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2017.
- [28] 中谷起也. エレベータ用ワイヤロープの径方向圧縮試験と簡易解析手法の開発. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2018.
- [29] 小野進. ワイヤロープの微分幾何学的考察. 日本応用数理学会論文誌, Vol.3, No.4, pp.387–424, 1993.
- [30] E Stanova, G Fedorko, M Fabian, and S Kmet. Computer modelling of wire strands and ropes part I: Theory and computer implementation. Advances in engineering software, Vol.42, No.6, pp.305–315, 2011.
- [31] D Elata, R Eshkenazy, and MP Weiss. The mechanical behavior of a wire rope with an independent wire rope core. International Journal of Solids and Structures, Vol.41, No.5,

pp.1157–1172, 2004.

- [32] Manuel Munoz Hardy. Geometric transformation for double helical wire rods. PhD thesis, University of Hawaii, 2004.

# 謝辞

本研究は、著者が泉・波田野研究室在籍中に泉教授のご指導の下に行われたものです。1年間大変お世話になりました。泉教授には、日頃から研究についてたくさんのご助言をいただき、研究の方針を決める手助けをしていただきました。お忙しい中のご指導、本当にありがとうございました。また波田野講師には、研究室内の発表の際に貴重なご意見をいただき、勉強になりました。ありがとうございました。

労働者健康安全機構労働安全衛生総合研究所の山際様には、ワイヤロープの径方向圧縮試験についてご協力いただいた他、研究内容や試験結果の考察等にも大変参考になるアドバイスをいただきました。ありがとうございました。

JSOL 株式会社からは、本研究の解析で使用した有限要素法解析ソフトウェア LS-DYNA を提供していただきました。同社の千代延様には、解析上の問題点に対する質問に丁寧に答えていただき、研究を行う上で大きな助けとなりました。深く感謝いたします。

東京製綱株式会社様には工場見学の機会をいただき、繊維ロープの製造工程を見せていただきました。ロープを理解するうえで大変参考になりました。ありがとうございました。

本研究は当研究室のOBである向井さん、辻さんの研究を引き継ぐ形で行われたもので、お二方の論文を参考にさせていただきました。直接お会いする機会はありませんでしたが、この場を借りてお礼を申し上げます。また、研究室の先輩である中谷さんには、ワイヤロープについての基本からソフトウェアの使い方、実験方法と何から何に至るまで助けていただきました。ご自身の研究が忙しい中でもいつも親切に対応してくださり、大変お世話になりました。本当にありがとうございました。

研究室の他の先輩方にも有限要素法解析の知識、研究の進め方など、様々な点でアドバイスをいただき感謝しています。また、同期の皆さんのおかげで、楽しく研究を進めることが出来ました。本当にありがとうございました。

最後に、本研究に関わってくださった全ての方に深く感謝申し上げ、以上を謝辞とさせていただきます。

# 付録 A マススケーリング

ワイヤロープの構造は複雑であり各部材同士の接触箇所が非常に多く、陰解法での計算の収束は難しいことから、本研究の解析は陽解法により行った。陽解法において、計算時間を短縮する手法としてマススケーリングを用いたため、これについて説明する。

ロープを動かす過程において、ロープに加わる力は応力波として部材中を伝わる。このとき、解析時間のタイムステップを応力波が隣り合う要素を伝わる時間よりも小さくしなければ、応力波は正しく伝播しない。これはクーラン条件と呼ばれ、数式 A-1 のように表される。

$$\Delta t \leq \Delta t_{CR} \quad \text{数式 A-1}$$

ここで、 $\Delta t$ は解析時間刻み、 $\Delta t_{CR}$ は応力波が隣の要素に伝播する最小時間(臨界時間増分)である。 $\Delta t_{CR}$ は数式 A-2 のように表される。

$$\Delta t_{CR} = \frac{L_{min}}{C} \quad \text{数式 A-2}$$

ここで、 $L_{min}$ は要素の最小長さ、 $C$ は応力波の伝播速度である。 $C$ は数式 A-3 に表される。

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{数式 A-3}$$

ここで  $E$  はヤング率、 $\rho$  は密度である。数式より、部材の密度  $\rho$  を大きくすることで応力波の伝播速度  $C$  は小さくなり、臨界時間増分  $\Delta t_{CR}$  は大きくなるため、解析時間刻み  $\Delta t$  を大きくとることができる。本研究では、各部材の密度を実際の値の 100 倍に設定することで計算時間を短縮する。各部材に設定した密度の値は表 A-1 の通りである。

表 A-1 各部材の密度の設定値

	密度[ton/mm <sup>3</sup> ]
ストランド	$8 \times 10^{-7}$
シーブ	$8 \times 10^{-7}$
治具	$7.8 \times 10^{-7}$

図 7-14	鋼心コア平均応力コンター図 .....	42
図 7-15	鋼心コアと鋼心ストランドの接触参考図 .....	42
図 7-16	鋼心ストランド平均応力コンター図 .....	43
図 7-17	単ストランド平均応力コンター図 .....	44
図 7-18	全ストランド平均応力コンター図 .....	45
図 8-1	ストランド内における素線の損傷 .....	47