

修士論文

ストランド力学特性を考慮した ワイヤロープの簡易解析法の開発

37-186225 中谷 起也

指導教員 泉 聡志 教授

目次

目次 1

第1章	序論	7
1.1	研究背景	8
1.2	先行研究	9
1.2.1	ワイヤロープの解析モデルと疲労試験	9
1.2.2	ブーミング解析	10
1.3	本研究の目的	11
1.4	本論文の構成	12
第2章	ストランドのモデリング	13
2.1	緒言	14
2.2	径方向圧縮試験	14
2.2.1	試験内容	14
2.2.2	試験結果, 考察	18
2.2.3	径方向の見かけのヤング率の導出	22
2.3	径方向圧縮解析	23
2.3.1	ストランドの詳細モデリング	23
2.3.2	ストランドの簡易モデリング	26
2.3.3	解析条件	29
2.3.4	解析結果	31
2.4	軸方向引張試験と解析	32
2.4.1	試験内容	32
2.4.2	試験結果, 考察	34
2.4.3	解析結果および理論値との比較	35
第3章	心綱のモデリング	36
3.1	緒言	37
3.2	径方向圧縮試験	37
3.2.1	試験内容	37
3.2.2	試験結果	38
3.3	径方向圧縮解析	40
3.3.1	心綱のモデリング	40
3.3.2	解析条件	43
3.3.3	解析結果	44

第4章	ワイヤロープのモデリング	45
4.1	緒言	46
4.2	径方向圧縮試験	46
4.2.1	試験内容	46
4.2.2	試験結果	48
4.3	径方向圧縮解析	51
4.3.1	ストランドの詳細モデリング	51
4.3.2	ストランドの簡易モデリング	57
4.3.3	解析条件	57
4.3.4	解析結果	59
4.4	軸方向引張試験	60
4.4.1	試験内容	60
4.4.2	試験結果	61
4.4.3	解析結果および理論値との比較	62
第5章	引張曲げ解析	63
5.1	緒言	64
5.2	解析モデル	64
5.3	解析条件	65
5.4	解析結果	66
5.4.1	詳細モデル	66
5.4.2	簡易モデル	70
第6章	結論	74
6.1	結論	75
6.2	今後の展望	75
6.2.1	ストランドのねじり剛性	75
6.2.2	より大規模なワイヤロープモデルの作成	75
謝辞	77	
参考文献	78	

図目次

Fig. 1-1	The structure of wire rope	8
Fig. 1-2	Simplified strand model	10
Fig. 1-3	Simplified wire rope model.....	10
Fig. 1-4	Detailed strand model.....	10
Fig. 1-5	A model with a part replaced by a detailed strand.....	10
Fig. 2-1	Shape of the strand	15
Fig. 2-2	Overview of strand compression test	16
Fig. 2-3	Experimental equipment.....	16
Fig. 2-4	The jig used in strand compression test.....	17
Fig. 2-5	Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 100N).....	18
Fig. 2-6	Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 200N).....	19
Fig. 2-7	Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 300N).....	19
Fig. 2-8	Load-distance curve of final cycle (S(19))	19
Fig. 2-9	Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 100N)	20
Fig. 2-10	Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 200N)	21
Fig. 2-11	Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 300N).....	21
Fig. 2-12	Load-distance curve of final cycle (Fi(25))	21
Fig. 2-13	FE model of round bar compression analysis.....	22
Fig. 2-14	Relationship between Young's modulus of round bar and slope of load / displacement curve.....	22
Fig. 2-15	Spiral of the wire	24
Fig. 2-16	CAD-data of the strand.....	24
Fig. 2-17	Strand CAD shape before and after cutting the end (left : before, right : after).....	25
Fig. 2-18	The cross section of a strand with the ends cut off and a mesh of one strand	25
Fig. 2-19	Cross-sectional shape of the (a) detailed strand and (b) simplified strand	27
Fig. 2-20	CAD-data of the simplified strand	27
Fig. 2-21	2D mesh at the end of the simplified strand	27
Fig. 2-22	FE model of strand compression analysis	29
Fig. 2-23	FE model of the strand((a):detailed model (b):simplified model).....	30
Fig. 2-24	Load curve given to the jig in the strand compression analysis	30
Fig. 2-25	Comparison between analytical and experimental results (solid line : experiment, dotted line : analysis)	32
Fig. 2-26	Overview of the strand tensile test	33
Fig. 2-27	Appearance before the strand tensile test	33

Fig. 2-28	Appearance after the strand tensile test.....	33
Fig. 2-29	Result of tensile test (S(19)).....	34
Fig. 2-30	Result of tensile test (Fi(25)).....	34
Fig. 3-1	Overview of the core compression test	37
Fig. 3-2	Experimental equipment.....	38
Fig. 3-3	Result of radial direction compression test of wire core	39
Fig. 3-4	Comparison of all results of the final cycle.....	39
Fig. 3-5	Cross section of the rope. The core section is star-shaped	40
Fig. 3-6	Core mesh before thermal expansion	41
Fig. 3-7	The FE model of the thermal expansion analysis.....	41
Fig. 3-8	Core model after thermal expansion.....	42
Fig. 3-9	FE model of core compression analysis	43
Fig. 3-10	Load curve given to the jig in the core compression analysis	43
Fig. 3-11	Comparison between analytical and experimental results	44
Fig. 4-1	Overview of strand compression test	47
Fig. 4-2	Experimental equipment.....	47
Fig. 4-3	The jig used in wire rope compression test	47
Fig. 4-4	Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 1kN)	49
Fig. 4-5	Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 2kN)	49
Fig. 4-6	Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 3kN)	49
Fig. 4-7	Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 4kN)	50
Fig. 4-8	Load distance curve of the wire rope at the last cycle.....	50
Fig. 4-9	Comparison between the load distance curve of the wire rope and the core.....	50
Fig. 4-10	Spiral of the strand	52
Fig. 4-11	Local coordinate system inside the strand	52
Fig. 4-12	Center position of wire	54
Fig. 4-13	Focus on a part of the strand	55
Fig. 4-14	Exploded view of the (a)strand spiral and (b)wire spiral	55
Fig. 4-15	CAD-data of the wire rope	56
Fig. 4-16	FE model of wire-rope compression analysis.....	58
Fig. 4-17	FE model of the wire rope((a):detailed model (b):simplified model)	58
Fig. 4-18	Load curve given to the jig in the wire rope compression analysis.....	59
Fig. 4-19	Comparison between analytical and experimental results of wire rope compression	60
Fig. 4-20	Relationship between tension load and elongation.....	61
Fig. 4-21	Relationship between tension load and rope diameter	61

Fig. 4-22	Relation between elongation rate and diameter reduction rate.....	62
Fig. 5-1	FE model of wire-rope bending analysis.....	64
Fig. 5-2	FE model of the wire rope((a):detailed model (b):simplified model)	64
Fig. 5-3	Cross section of the sheave	65
Fig. 5-4	Cross section A.....	67
Fig. 5-5	Contour diagram of z-direction stress (tensile stress) at z=0 (cross section A).....	68
Fig. 5-6	Cross section A and B.....	69
Fig. 5-7	Contour diagram of the von-mises stress at cross section A	69
Fig. 5-8	Contour diagram of the von-mises stress at cross section B	70
Fig. 5-9	Contour diagram of z-direction stress (tensile stress) of the simplified model at cross section A	71
Fig. 5-10	Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ②).....	71
Fig. 5-11	Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ①).....	72
Fig. 5-12	Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ③).....	72

表目次

Table 2-1	Strand composition	15
Table 2-2	Experimental equipment	16
Table 2-3	Relationship between Young's modulus of round bar and slope of load / displacement curve.....	23
Table 2-4	Material property of the wire	26
Table 2-5	Material property of the simplified strand	28
Table 2-6	Analysis scale of the strand compression analysis.....	30
Table 2-7	Analysis conditions of the strand compression analysis	30
Table 2-8	The axial Young's modulus of the strand obtained by each method [GPa].....	35
Table 3-1	Analysis conditions of the thermal expansion analysis.....	41
Table 3-2	Material property of the core	42
Table 3-3	Analysis scale of the core compression analysis.....	44
Table 3-4	Analysis conditions of the strand compression analysis	44
Table 4-1	Analysis scale of the wire rope compression analysis	58
Table 4-2	Analysis conditions of the wire rope compression analysis.....	59
Table 4-3	The axial Young's modulus of the wire rope obtained by each method [GPa].....	62
Table 5-1	Analysis scale of the wire rope bending analysis.....	65
Table 5-2	Material property of the wire rope bending analysis	66
Table 5-3	Analysis time (number of CPU's = 20)	73

第1章 序論

1.1 研究背景

ワイヤロープを構成する最小単位である素線は、引き抜き加工(伸線)、熱処理、めっき加工を施されて製造されており高い引張強度を有している。この素線を数十本程度撚り合わせて作られるストランドと呼ばれる束を、さらに繊維製のロープ芯のまわりに一定のピッチで6本から8本程度固く巻きつけることで、ワイヤロープは構成されている。(Fig. 1-1)

この複雑な構造によってワイヤロープは一般的な鉄鋼製品と比べて引張強度が高く、耐衝撃性に優れていて、長尺物を得ることができる。また、柔軟性にも富んでいるという長所もあり、ワイヤロープの用途は現在クレーン、エレベータ、ケーブルカー、橋梁など多岐に渡っており、これに応じて様々な種類のロープが製造されている。

本研究ではこのうちエレベータを駆動する際に使用されているワイヤロープを対象とするが、この複雑な構造ゆえワイヤロープは内部の状況を観察することができず、明確なメンテナンス基準がないことが問題となっている。エレベータ用のワイヤロープについては、引張強度は運用時の静止荷重に対して安全率10以上という大きな値になるよう建築基準法で定められているのも、内部破断についての定量的な評価ができないでいるからである。しかしそれでも内部破断の進行によるワイヤロープの破断が原因とされる事故が、2011年東京メトロ有楽町線平和台駅のエレベータ[1]や、2013年東京タワーの大展望台・特別展望台間エレベータ[2]などで実際に発生しており事故につながっている。そこでワイヤロープが損傷する際の挙動を解明し定量的な評価を行うことが必要となっている。

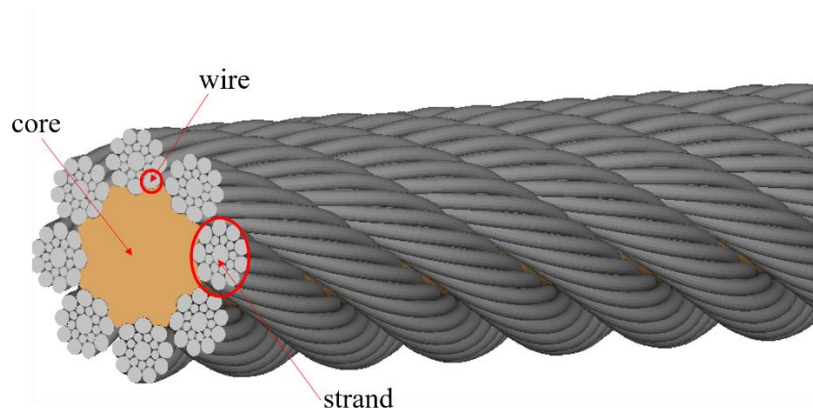


Fig. 1-1 The structure of wire rope

1.2 先行研究

1.2.1 ワイヤロープの解析モデルと疲労試験

ワイヤロープの寿命などの機械的特性を把握するためにこれまで様々な理論やモデルが開発されてきた。初期の研究としては、Hruska により引張のみを考慮して素線の曲げ剛性やねじり剛性を無視したモデルが発表された[4][5]。続いて、引張に加えて Love の曲がり梁の理論[6]を用いることによって、ワイヤロープの曲げとねじりまで考慮された理論が Knapp によって発表された[6][7]。その後 Costello らがこのモデルにポアソン比の影響による素線径の変化や、素線の変形による螺旋角の変化などの影響を考慮したモデルを作成し、「Theory of Wire Rope」を出版した[8]。これらの解析モデルは実際のワイヤロープと特性がよく一致しており、ワイヤロープの設計において目安として活用されている。しかしその一方で、ワイヤロープ破断の原因とされる接触応力や摩擦、塑性までは考慮することができないという欠点が存在している。

これらの理論、モデルが考えられていた一方で、ワイヤロープの繰り返し曲げ疲労試験や引張試験を行い、疲労寿命の推定や断線特性を解明することが試みられてきた[10][11][12][13]。しかし、疲労試験においてはワイヤロープ内部での素線破断場所や破断時刻などの過渡的な現象を観察できないことや、内部での接触応力や摩擦などの測定法が確立されていないことから、これらの疲労試験の結果を用いても、素線の断線メカニズムを解明するには不十分であった。

そこで、試験などでは直接観察することができない内部状況まで把握する手段として、シミュレーションが近年は活用されている。シミュレーションは試験では計測不能である内部の接触応力の計測や変形量の計測が可能となるだけでなく、疲労試験と比べて大幅に低コストで結果を得られ、様々な条件における解析も短時間で行うことができるというメリットもある。構造が非常に複雑で、接触や摩擦による非線形性に大きく支配されるワイヤロープの解析は困難ではあったが、近年の有限要素法の技術発展と計算機性能の向上により、ワイヤロープの有限要素法解析に関する研究が行われるようになった[14][15][16][17]。ただ、計算機性能が向上したといえども、素線 1 本 1 本をすべて詳細にモデリングすると計算負荷が膨大となり事実上解析が困難となるため、これまでの解析の多くは 1 本のストランドのみを対象とした解析や、荷重条件を単軸引張にするなど簡略化されたモデルに対する解析に留まっていた。素線すべてを実際のロープに忠実に再現したモデルの解析や、実際の使用環境に合わせた詳細な解析はまだ研究として進んでおらず、その手法の開発が求められていた。

1.2.2 ズーミング解析

そこで、寺田によってズーミング解析を導入したワイヤロープの有限要素法解析が行われた[31]。ズーミング解析とは、そのままのモデルで計算すると計算負荷が大きすぎるような場合に簡略化したモデルでの解析をまず行い、その結果として得られる変位値を部分的な詳細モデルの解析に境界条件として適用するという解析方法である。これにより、計算付加を抑えつつ一定の精度が保たれた解析を行うことができる。寺田は以下のような手順でワイヤロープのズーミング解析を行った。

1. 素線をよって構成されているストランドを、一塊の素材としてモデリングして簡略化ストランドを作成する。
2. 簡略化ストランドをロープ芯のまわりに 6~8 本撚り合わせたものを、ワイヤロープの簡略化モデルとし、このモデルを用いてワイヤロープ全体に関する解析を行う。
3. ワイヤロープ簡略化モデルの一部のストランドを素線 1 本 1 本から構成されている詳細ストランドモデルに置き換える。
4. 一部を詳細ストランドに置き換えたワイヤロープモデルに 2.で行った解析で得られた変位値を強制変位として与える解析を行い、詳細部の情報を得る。

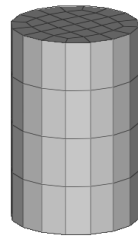


Fig. 1-2 Simplified strand model

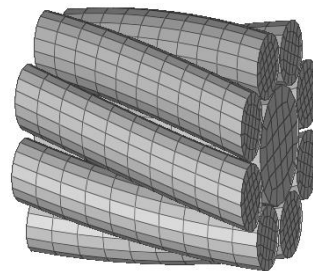


Fig. 1-3 Simplified wire rope model

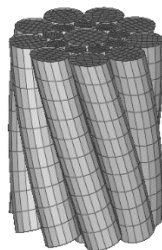


Fig. 1-4 Detailed strand model

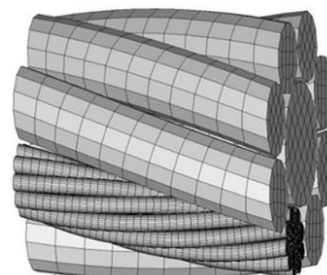


Fig. 1-5 A model with a part replaced by a detailed strand

2.でワイヤロープ簡略化モデルの解析を行う際に、ストランドを一塊の素材とみなした時の材料特性値が必要となる。厳密にはストランドは素線の集合体でありヤング率が存在しないので、ストランドを一塊の素材とみなした時の見かけのヤング率、ポアソン比を考慮する必要がある。ここで寺田は国内で一般的にエレベータに用いられているワイヤロープについてストランドの軸方向に強制変位を与えそのときの応力を解析することによって、ストランドの軸方向の見かけのヤング率を導出し、その値を径方向に対しても適用して解析を行っている。しかし、ストランドは素線を撚り合わせてできているという構造上、軸方向と比較して明らかに径方向に変形しやすいという特性があり、等方性材料として設定された簡略化ストランドで行われた寺田の解析結果は現実のワイヤロープの挙動に則していない可能性が考えられた。それに加えて、簡略化ストランド、心綱の形状が現実のものに則しておらず、これらの間の接触が正しく再現できていない可能性も考えられた。

1.3 本研究の目的

本研究では、ストランドの異方性と形状、そして心綱の形状について実際のロープの状態を再現し、ワイヤロープの簡易解析手法の精度向上を実現させつつ、素線すべてを再現した詳細モデルと比較して計算負荷の低いロープモデルを作成することを目的とする。また、先行研究において検証されていなかった、素線すべてを再現したロープ詳細モデルの妥当性確認についても合わせて行う。

ストランド、心綱、ワイヤロープそれぞれについて試験と解析の結果を比較し、その妥当性を確認してモデル作成をすすめ、最終的にシーブに沿った引張曲げの解析を行って、詳細モデルと簡易モデルの結果の比較、および計算負荷の比較を行う。

1.4 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す.

第 1 章「序論」

本研究の背景, および目的について述べた.

第 2 章「ストランドのモデリング」

第 3 章「心綱のモデリング」

ストランド, 心綱それぞれをモデリングするにあたり実施した径方向圧縮試験について, それぞれのモデリング手法, そして実験と比較する径方向圧縮解析について説明する. ストランドについては詳細モデル, 簡易モデルの 2 種類を作成する.

第 4 章「ワイヤロープのモデリング」

第 2 章, 第 3 章で作成したストランドモデルと心綱モデルをふまえてワイヤロープの詳細モデルと簡易モデルを作成する. そしてワイヤロープの径方向圧縮試験について説明した後, 作成したモデルを用いて行った径方向圧縮解析の結果を比較し, 妥当性について確認する.

第 5 章「引張曲げ解析」

第 4 章で作成したワイヤロープのモデルを使用して, 実際の使用状況を想定し, 張力を与えた状態でシーブに沿って曲げる解析を行う. そして詳細モデルと簡易モデルの解析結果について比較する.

第 6 章「結論」

本研究で得られた結果を総括し, 今後の展望について述べる.

第2章 ストランドのモデリング

2.1 緒言

本章では，ストランドのモデリングに際して行った径方向圧縮試験，およびそれと同様の条件下におけるストランドの径方向圧縮解析の概要と結果について説明する．また，丸棒の圧縮解析と実験の結果を比較することでストランドの径方向の見かけのヤング率を導出する．

2.2 径方向圧縮試験

ストランドの径方向の力学特性を把握すること，および2.3で作成するストランドモデルの妥当性確認の比較対象とすることを目的として，ストランドの径方向圧縮試験を行った．

2.2.1 試験内容

(1) 試験対象

本試験で使用したのは，エレベータ用ワイヤロープとして広く普及している $8 \times S(19)$ および $8 \times Fi(25)$ の $\phi 10\text{mm}$ ワイヤロープを構成している $S(19)$ ストランドおよび $Fi(25)$ ストランドである．それぞれのストランドの内部構成と構成素線の直径，及びストランドの断面積をストランドの直径と等しい直径を持つ円の面積で除した値である充填率を Fig. 2-1, Table 2-1 に示す．

$S(19)$ ストランドは，芯をなす素線の周りに 9 本の内層素線，さらにその周りに 9 本の外層素線が巻きつけられて構成されている．内外層の素線数が同数で，内層素線の凹みに外層素線が完全に納まっているため，シール形 (Seale) と呼ばれる．シール形ロープは外層素線が太いので，特に耐摩耗性に優れており，主にエレベータ用として使用されているストランドである．

$Fi(25)$ ストランドは，芯の周りの内層素線が 6 本，最外層素線が内層の 2 倍の 12 本あり，その隙間を埋める形でフィラー線と呼ばれる細い素線が 6 本巻きつけられて構成されている．細い素線により素線同士の隙間を埋めることからフィラー形 (Filler) と呼ばれる．フィラー形ロープは柔軟性，耐疲労性，耐摩耗性のバランスが良いのが特徴で，エレベータ用に限らず広範囲に使われている．

両種のロープはともにロープ芯の周りにストランドが 8 本巻きつけられることで構成されており，その公称径は 10mm ，ロープピッチ（ストランドがロープ芯周りに 1 周するのに要するロープ軸方向の長さ）は 65mm である．ストランドは直径 2.7mm ，ストランドピッチ（素線がストランド中心周りに 1 周するのに要するストランド軸方向の長さ）は 18mm である．

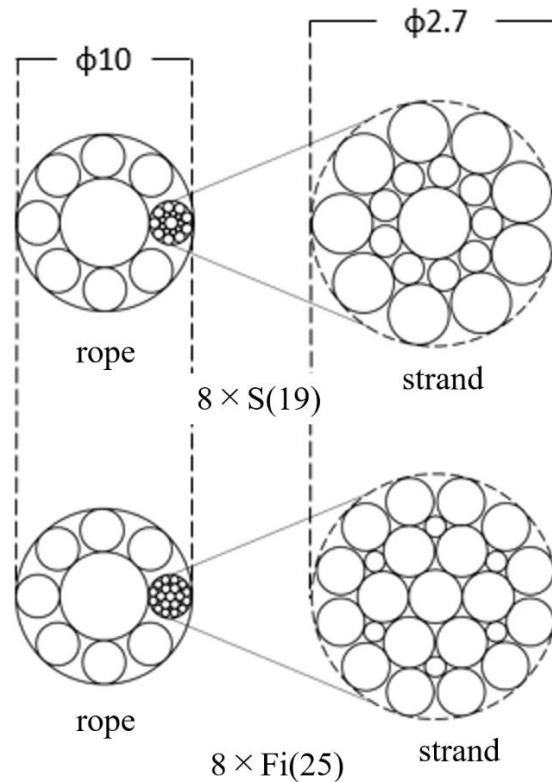


Fig. 2-1 Shape of the strand

Table 2-1 Strand composition

	S(19)strand			Fi(25)strand		
	number	Diameter [mm]	Distance from center[mm]	number	Diameter [mm]	Distance from center[mm]
center wire	1	0.773	0	1	0.59	0
2 nd layer	9	0.363	0.575	6	0.56	0.58
3 rd layer	9	0.66	1.02	6	0.23	0.792
4 th layer	—	—	—	12	0.52	1.09
filling rate	78.19 %			79.45 %		

(2) 試験装置

試験の模式図を Fig. 2-2 に、実際の試験の様子を Fig. 2-3 に示す。本試験で使用した試験装置を Table 2-2 に示す。試験では S(19)と Fi(25)の2種類のストランドを使用した。

治具の構造を Fig. 2-4 に示す。材質は SS400 を用いている。治具鉛直方向に4か所空いている径 10mm の穴は、実験中に丸棒を上下の治具を貫くように通すことで試験中の治具の回転を固定するためのものである。上下の治具のストランドと接触する箇所にはストラ

ドが左右にずれないように溝がついている。実験で用いるストランドは径 2.7mm であるので、溝は径 2.8mm の三分の一円としている。

径方向変位の計測には、治具から出ている 2 本の金属棒間の距離の変化をセンサを用いて測定することによって求めた。これはロードセルの位置情報を用いて求めると圧縮荷重による試験機や治具のひずみまで含んでしまうため、ストランド自体の変位を正確に求められない可能性が考えられたためである。

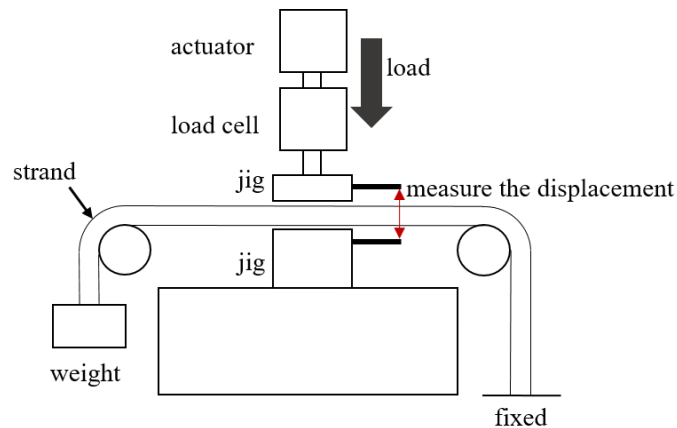


Fig. 2-2 Overview of strand compression test

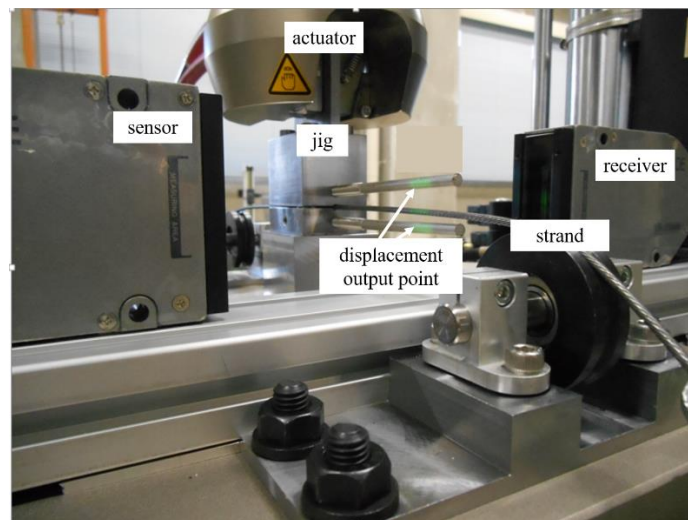


Fig. 2-3 Experimental equipment

Table 2-2 Experimental equipment

actuator	25kN Electro-hydraulic servo fatigue testing machine
load cell	load cell for 8872 testing machine (INSTRON)
sensor	LS-7030MR (KEYENCE)
sensor interface	PCD-320A, PCD-331B-F (KYOWA)
High-accuracy ccd micrometer	LS-7600 (KEYENCE)

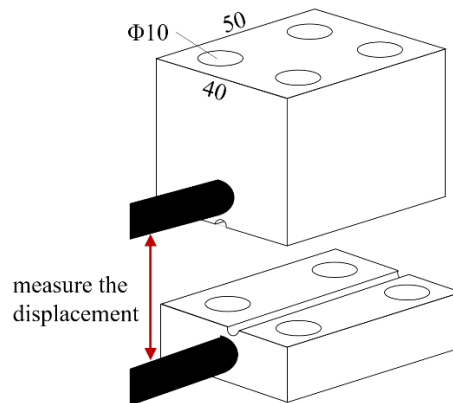


Fig. 2-4 The jig used in strand compression test

(3) 試験手順

まず、実験の事前準備としてストランドの片端を地面に固定するために、地面に置かれたおもりにワイヤクリップを用いて接続する。もう片方の端は、試験機につながれた治具の間を通るように滑車に沿わせ、おもりをつるすことで引張荷重をかける。公称径 10mm のエレベータ用ワイヤロープの最大許容荷重は 4000N であり、2.2.1(1)で述べたように今回試験対象とするワイヤロープは 8 本のストランドから構成されているため 1 本のストランドにかかる引張荷重は最大 500N と考えられる。これに合わせて試験で与える引張荷重は 100,200,300N の 3 種類とした。

この状態で試験機を用いてストランドの径方向に荷重制御で圧縮荷重を加え、荷重と変位の関係を計測した。圧縮荷重を 0.5kN 加えた時のねじ間の距離を変位の基準とし、荷重を増加したときのねじ間の距離と基準値との差を変位とする。圧縮荷重は一回の実験で最小 0.5kN、最大 9.5kN の sin 波（中心 5kN、振幅 4.5kN）で 1 サイクル 100 秒かけて計 20 サイクル連続で加える。1 周期に 100 秒という時間をかけて荷重を加えたのは、ストランドはヒステリシスを持つことが予想されるため準静的に実験をする必要があったためである。また sin 波で 20 サイクル繰返し行ったのは、ストランドは素線をより合わせた構造をしているために中に隙間が存在しており、また荷重が加わると断面が回転するといった特性を持つため、サイクルを行うごとに得られる荷重・変位曲線の波形はずれることが予想され、波形が収束するまで実験を行う必要があったからである。

2.2.2 試験結果, 考察

(1) S(19)ストランド

S(19)ストランドの 100,200,300N それぞれの引張荷重に対する全 20 サイクルの実験結果を Fig. 2-5, Fig. 2-6, Fig. 2-7 に示す.

ストランドの径方向変位は引張荷重に関わらず, サイクル数を重ねるごとに徐々に増加していく. これはストランドが素線を撚り合わせた構造をしており内部に隙間が存在していることと, 素線表面にグリースが塗られていることにより, サイクルが進み荷重を受けることで隙間が埋まり内部のグリースが押し出されたことによる影響と考えられる. そしてサイクル数が増えるほどサイクル間での変位の差が小さくなっており, 内部の隙間がこれ以上縮まらない状態へと収束していく. S(19)ストランドの実験では 20 サイクル行うことで 3 種類の引張荷重での波形全てがほぼ収束した.

引張荷重が大きいほど, 変位のずれが小さく幅の小さい波形となっている. これは引張荷重が大きいほど素線同士が締まり内部の隙間が埋まりやすくなるために変位のずれが小さくなったと考えられる.

隙間が埋まり波形が収束した最終サイクルのみを抜き出して比較したものを Fig. 2-8 に示す.

収束した状態では引張荷重によらずに波形はほぼ一致している. つまり S(19)ストランドに関しては, 径方向に荷重が加わり隙間が埋まって収束したストランドの径方向の剛性は引張荷重によらないことが分かった.

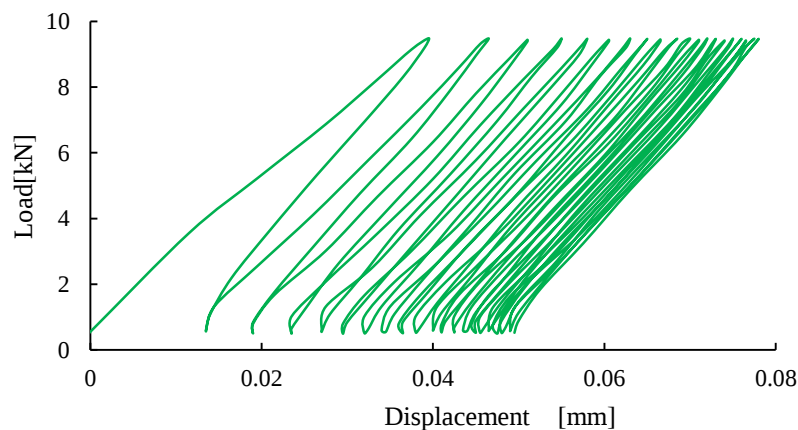


Fig. 2-5 Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 100N)

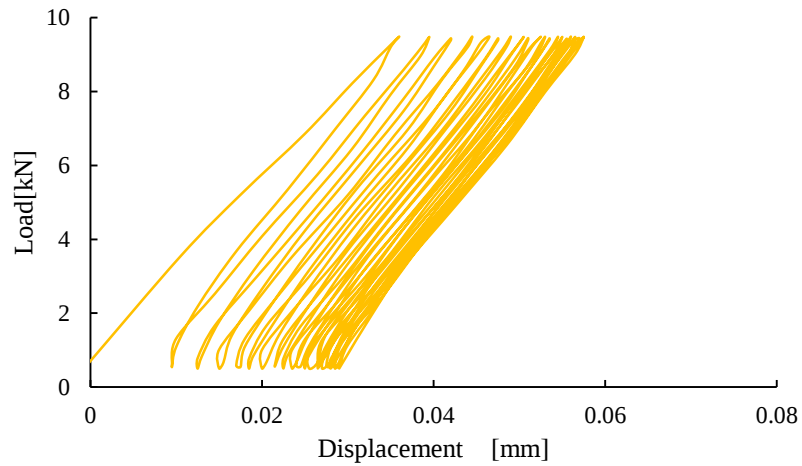


Fig. 2-6 Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 200N)

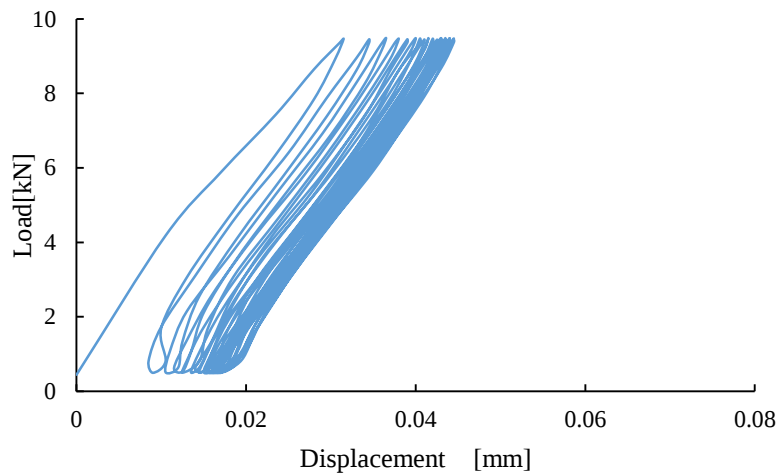


Fig. 2-7 Result of radial direction compression test of S(19) strand (tension : 300N)

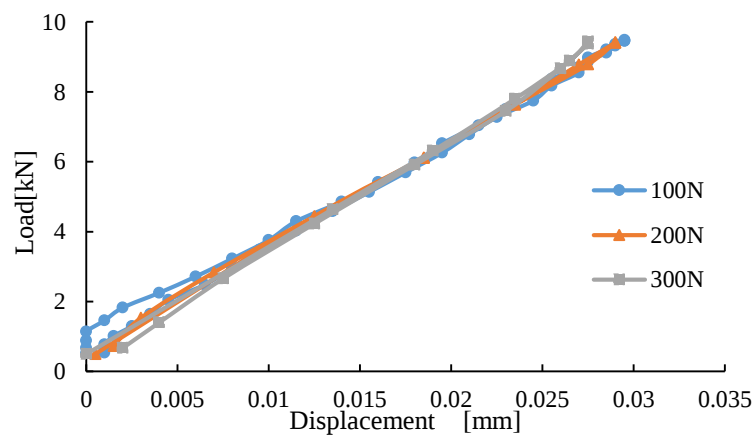


Fig. 2-8 Load-distance curve of final cycle (S(19))

(2) Fi(25)ストランド

Fi(25)ストランドの 100,200,300N それぞれの引張荷重に対する全 20 サイクルの実験結果を Fig. 2-9, Fig. 2-10, Fig. 2-11 に示す.

引張荷重 100N の時はサイクルを重ねるごとに径方向変位は徐々に増加している. これは S(19)ストランド同様内部の隙間とグリースの影響と考えられる. 一方で 200N, 300N の時はサイクルごとの変位の変化量は小さくなっている. これは内部の隙間が径方向荷重のサイクルを加える前の引張荷重によってすでに埋まっていたと考えられる. Fi(25)ストランドの内部状況は引張荷重の影響を受けやすいと言える.

三種類それぞれの波形を見ると 100N 引張りの時はほぼ線形なのに対して, 200N, 300N 引張りの時は荷重約 1kN を境にグラフの傾きが変化している. これは S(19)ストランドの時には見られなかった特性であり, Fi(25)ストランドの構造上の問題だと考えられる. Fi(25)ストランドの最外層素線の素線径は比較的小さいことからずれやすくなっており, 小さい荷重の範囲ではその素線間のずれが影響して変位が出やすくなっていた可能性が考えられる. また, どの引張荷重においても 1 サイクル目のみ他のサイクルと大きく異なる経路をたどることについても, 最外層素線がずれやすい影響と考えられる.

隙間が埋まり波形が収束した最終サイクルのみを抜き出して比較したものを Fig. 2-12 に示す. 引張荷重が 200N, 300N のグラフについては最外層素線の状態が安定している傾きが変わったあとのグラフに注目すると, S(19)ストランドの実験結果同様, どの引張荷重でもグラフの傾きがほぼ一致しており, Fi(25)ストランドに関しても素線間の隙間がうまった状態のストランドは, 径方向の剛性が引張荷重によらないことが分かる.

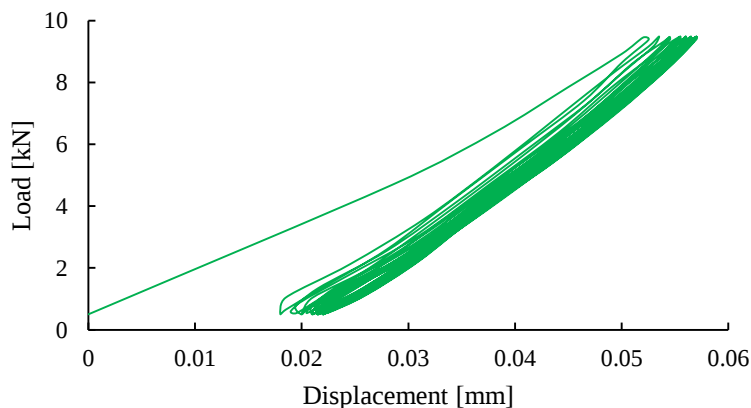


Fig. 2-9 Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 100N)

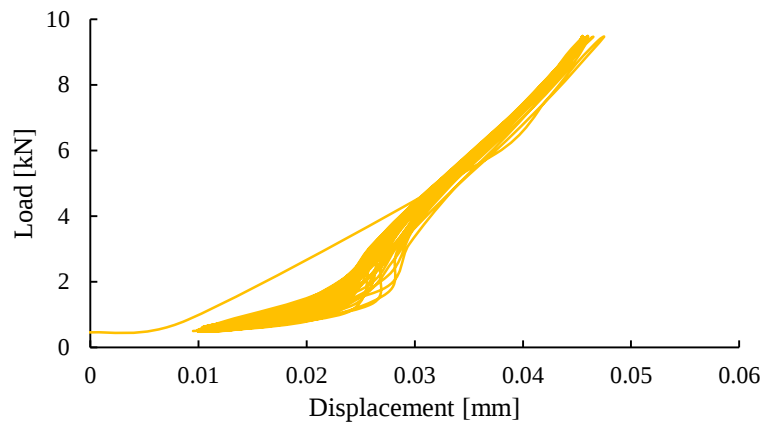


Fig. 2-10 Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 200N)

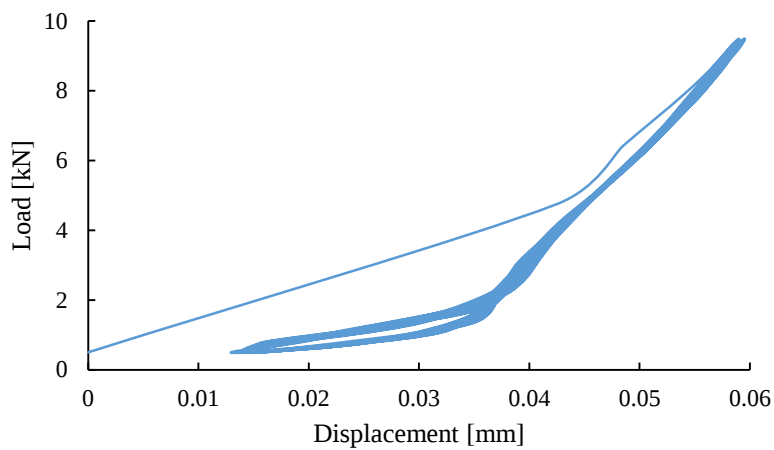


Fig. 2-11 Result of radial direction compression test of Fi(25) strand (tension : 300N)

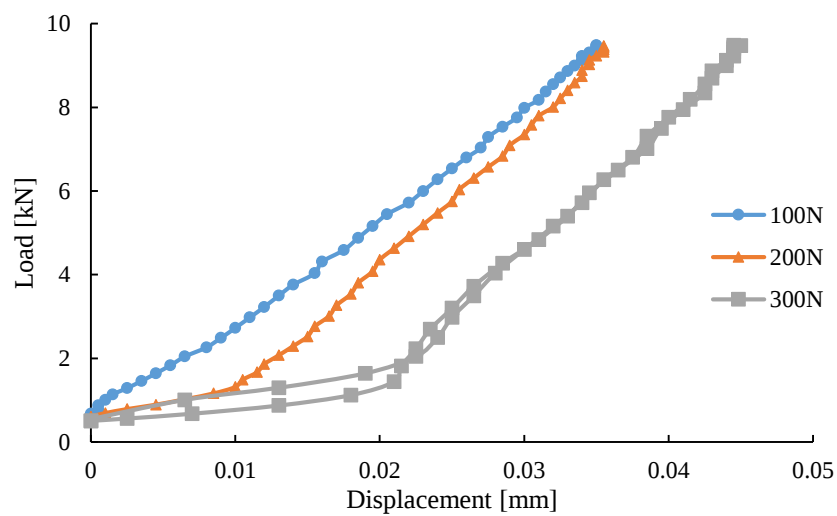


Fig. 2-12 Load-distance curve of final cycle (Fi(25))

2.2.3 径方向の見かけのヤング率の導出

径方向圧縮試験の結果をもとにストランドを連続体とみなした時の径方向の見かけのヤング率を導出する。ストランドを同じ径 2.7mm の丸棒をヤング率を変えて径方向に圧縮解析を行い、丸棒のヤング率と荷重・変位曲線の傾きの関係を導出した。解析モデルを Fig. 2-13 に示す。ヤング率は 1, 10, 50, 100, 200, 300GPa の 6 種類を設定し、それぞれ解析を行った。

解析によって得られた丸棒のヤング率と荷重・変位曲線の傾きの関係を Fig. 2-14, Table 2-3 に示す。実験結果の荷重・変位曲線は S(19)ストランド、Fi(25)ストランドともに線形であり、そのグラフの傾きは S(19)ストランドが $9/0.035=257.14[\text{kN/mm}]$ 、Fi(25)ストランドが $9/0.028=321.43[\text{kN/mm}]$ であった。この値を Fig. 2-14 と比較することで S(19)ストランド、Fi(25)ストランドの径方向の見かけのヤング率はともに約 20GPa と導出できる。

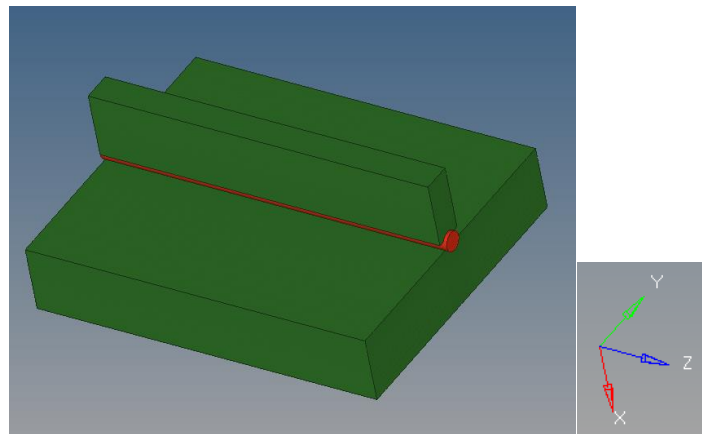


Fig. 2-13 FE model of round bar compression analysis

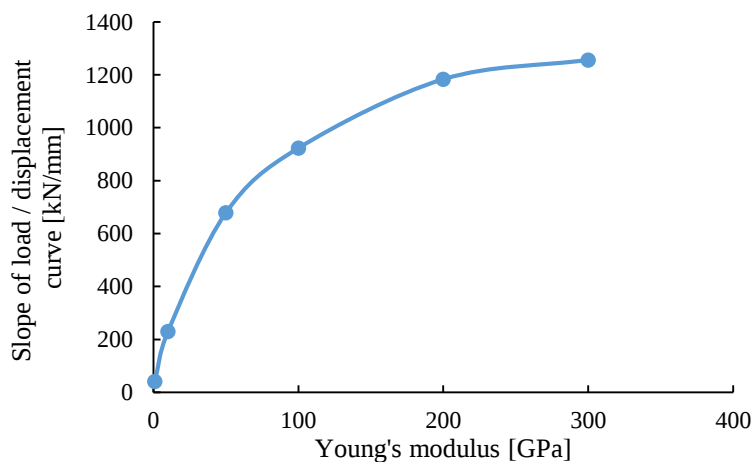


Fig. 2-14 Relationship between Young's modulus of round bar and slope of load / displacement curve

Table 2-3 Relationship between Young's modulus of round bar and slope of load / displacement curve

Young's modulus [GPa]	Slope of load / displacement curve [kN/mm]
1	41.07222
10	229.1823
50	678.4383
100	922.7928
200	1183.108
300	1256.085

2.3 径方向圧縮解析

素線 1 本 1 本を再現したストランドのモデルの妥当性確認のため、ストランドの径方向圧縮解析を行い 2.2 で得られた実験結果と比較する。

2.3.1 ストランドの詳細モデリング

素線 1 本 1 本をモデリングした詳細モデルの作成手順について説明する。

(1) 素線中心の螺旋のパラメータ表示

まっすぐな状態のストランドの有限要素解析モデル(以下、「直ストランドモデル」と表現する)を作成するにあたり、はじめに CAD 形状を作成する。それに向けてまずは、ストランドの中心素線の周りに巻かれている素線の螺旋について考える。Fig. 2-15 に示すようにストランドの軸と z 軸が一致するように xyz 座標を設定し、ストランド軸と周りのある素線中心との距離と R_w 、素線中心の螺旋角を α とすると、 $(R_w, 0, 0)$ を通る螺旋の座標は z 軸周りの回転角 θ を用いて(2-1)のように表される。

$$\begin{aligned} x_0 &= R_w \cos \theta \\ y_0 &= R_w \sin \theta \\ z_0 &= \theta R_w \tan \alpha \end{aligned} \quad (2-1)$$

また，螺旋角 α は R_w とストランドピッチ p_s から

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p_s}{2\pi R_w} \quad (2-2)$$

と表すことができる．

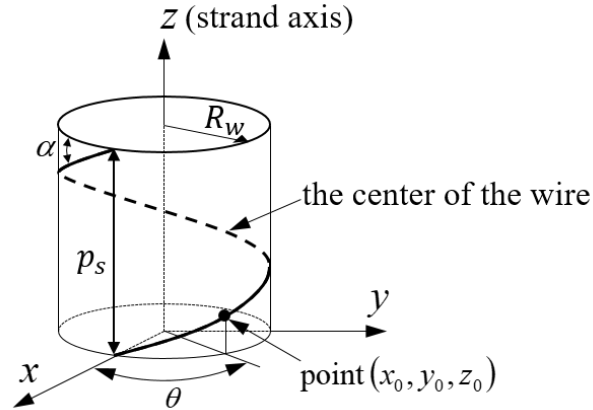


Fig. 2-15 Spiral of the wire

(2) CAD 形状の作成

以下の流れで直ストランドモデルの CAD 形状を作成する．

- (1)で求めた式を用いることで，ストランドピッチとストランドの構成の情報から各素線の中心が通る螺旋曲線の情報を導く．
- この曲線の端点を通り曲線に対して垂直な面に，端点を中心として素線断面の円をスケッチする．
- スケッチした円を螺旋曲線に沿ってスイープし，各素線の CAD 形状を作成する．

以上の操作は Dassault Systèmes SolidWorks 社製の 3 次元 CAD 設計ソフトウェア SolidWorks を用いて行った．作成される直ストランドモデルの CAD 形状の一例を Fig. 2-16 に示す．

なお，実際のストランドは素線同士の接触部分において塑性変形をしており，実際の素線には加工硬化や残留応力が発生していると考えられるが，この CAD 作成の手順においてはそれらを考慮せずに，形状を作成している．

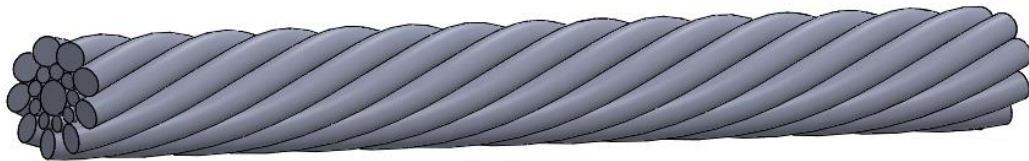


Fig. 2-16 CAD-data of the strand

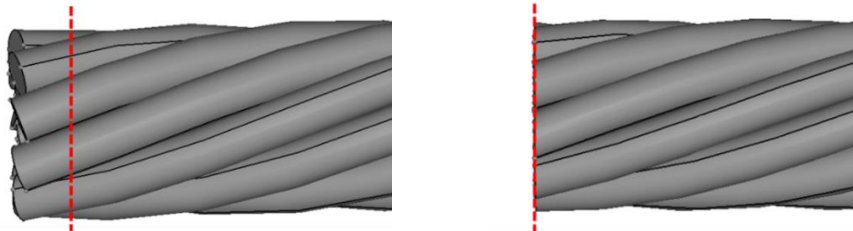
(3) メッシング

先行研究においてはメッシングの第一段階で(2)で作成したストランドの CAD 形状の端部を切断する手法を用いていたが、本研究で作成するモデルでは端部を切断しない手法を用いている。それぞれについて説明する。

(3)-(i) 端部を切断する手法

最終的に作成されるストランドモデルの端部を平面にすることで、ストランドにかかる張力をストランド軸方向に平行に精度よく負荷することができるようにするため、メッシュを作成する前にストランドの CAD 形状の端部を切断する手法が先行研究において用いられていた。[31] 端部を切断することで作成されたそれぞれの素線の断面に 2 次元メッシュをまずは作成し、それをそれぞれの素線中心線に沿ってのばすことで 3 次元メッシュを作成する。(Fig. 2-17)

この手法で作成された FEM モデルは前述のように引張荷重をストランド軸方向に正確に負荷できるというメリットがあるがその一方で端部を切断した素線の断面、つまり円ではなく楕円の 2 次元メッシュを利用して 3 次元メッシュを作成するため、素線の形状が正確ではなくなるという問題がある。(Fig. 2-18) このため、素線同士の接触が正確に再現できておらず、素線同士のずれが実際より大きく発生しているおそれがあった。そこで、本研究では端部を切断しない(3)-(ii)の手法でメッシュを作成する。



**Fig. 2-17 Strand CAD shape before and after cutting the end
(left : before, right : after)**

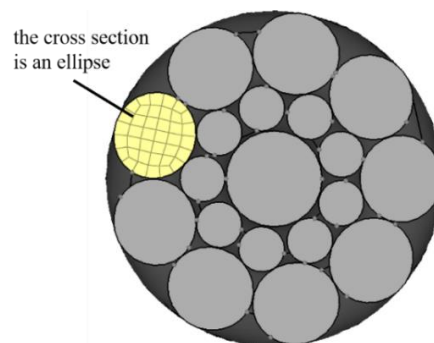


Fig. 2-18 The cross section of a strand with the ends cut off and a mesh of one strand

(3)-(ii) 端部を切断しない手法

素線形状が実際のものに近いメッシュを作成するため、ストランド CAD 形状の端部を切断せずに、それぞれの素線の断面の2次元メッシュを作成し、素線中心線に沿ってのぼすことで3次元メッシュを作成する。これにより、素線中心軸に沿って切断した断面が楕円ではなく円になる。

この手法によってストランドモデルを作成すると、ストランド端部は平面とはならないが、解析の際には端部の一部を剛体接続した上で断面中央部分に断面垂直方向に張力をかけることで、ストランド軸方向に平行に張力が負荷されるようにする。

(4) 材料特性の設定

素線は等方弾塑性体としてモデリングし、材料特性値は Table 2-4 のように設定した。材料特性値は Jiahg[15]や Erdonmez[22]らの先行研究に倣い、Utting ら[28][29]の行った実験から得られた値を用いている。塑性ひずみに対応する応力は(2-3)のように表される。

$$\sigma = Y + C(\varepsilon_p)^n \quad (2-3)$$

ここで、 ε_p は塑性ひずみ、 Y, C, n はパラメータであり $Y = 1500$ ，線形硬化塑性体と仮定して $n = 1$ ， $C = 200$ と設定した。

また、密度については計算時間短縮のためマススケーリングを用いており、実際の 100 倍の値を設定している。

Table 2-4 Material property of the wire

Young's modulus [GPa]	188
Poisson's ratio	0.3
Density [ton/mm ³]	8×10^{-7}

2.3.2 ストランドの簡易モデリング

素線 1 本 1 本をモデリングせず、ストランドを一つの連続体としてモデリングした簡易モデルの作成手順について説明する。

(1) CAD 形状の作成

前項 2.3.1 の詳細モデルと同様の手順でまずは CAD 形状を作成する。ただし、簡易モデルの場合は、「実際のストランドと同形状の最外層素線」および「径を实际よりも拡大した中心素線」の CAD 形状を作成する。中心素線の径は「(ストランド径)-(最外層素線径)」の値を設定する。つまり、作成される中心素線の表面が最外層素線の中心線を通るように設定

している．S(19)ストランドの場合の実際のストランド断面図と簡易モデルのストランド断面図の比較を Fig. 2-19 に示す．そして上記の手順によって作成される形状を Fig. 2-20 に示す．

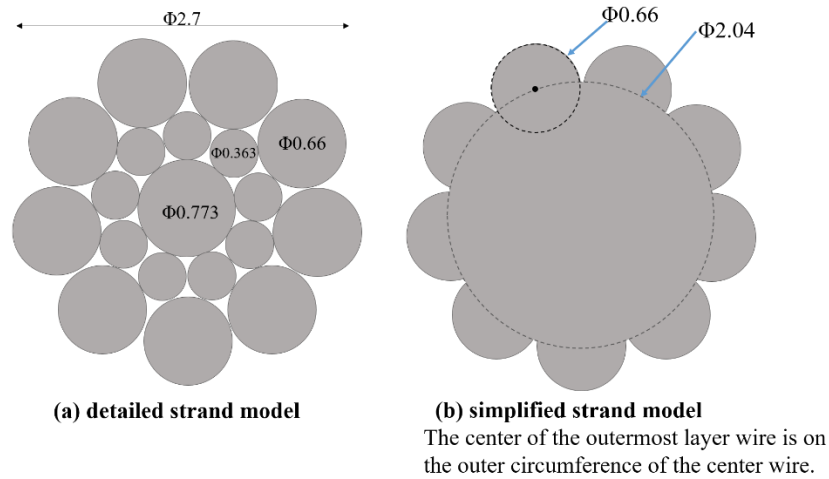


Fig. 2-19 Cross-sectional shape of the (a) detailed strand and (b) simplified strand

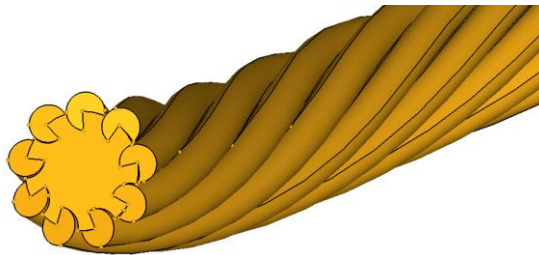


Fig. 2-20 CAD-data of the simplified strand

(2) 断面のメッシュ作成

(1)で作成した中心素線および最外層素線の CAD 形状を結合して連続体としたあと，端部をロープ軸に垂直な面で切断し，その断面に 2 次元メッシュを作成する．作成される断面の 2 次元メッシュを Fig. 2-21 に示す．

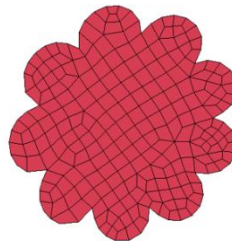


Fig. 2-21 2D mesh at the end of the simplified strand

(3) 3次元メッシュの作成

(2)で作成した断面の2次元メッシュをストランド軸方向に沿って回転させながら節点を作成し、のばすことで3次元メッシュを作成する。本解析で作成するモデルは軸方向に0.5mmすすむたびに節点を作成しており、ストランドピッチは18mmなので

$$\frac{360}{18} \times 0.5 = 10^\circ \quad (2-4)$$

より、10°ずつストランド中心に沿って回転させながら節点を作成していく。

(4) 材料特性の設定

ストランドは素線を撚り合わせているという構造上、軸方向に比べて径方向に変形しやすいという特徴を持っており、それぞれの方向の見かけのヤング率は大きく異なる。よってこの異方性を簡易ストランドでは再現する必要がある。

本研究で作成するモデルでは、(3)で作成した3次元メッシュによるソリッド要素とストランド中心線に沿って作成するビーム要素とをカップリングする手法を用いてこの異方性を再現する。モデルのソリッド要素、ビーム要素それぞれの材料特性をTable 2-5に示す。ソリッド要素には径方向の見かけのヤング率、ビーム要素には軸方向の見かけのヤング率の値を設定している。軸方向の見かけのヤング率の導出の説明は2.4において後述する。

この設定はLS-DYNA内の「CONSTRAINED_BEAM_IN_SOLID」という拘束条件を用いている。

Table 2-5 Material property of the simplified strand

Solid element	Young's modulus[GPa]	20
	Poisson's ratio	0.3
	Density [ton/mm ³]	8×10 ⁻⁷
Beam element	Young's modulus[GPa]	125
	Cross-sectional area[mm ²]	5.7227
	Second moment of area[mm ⁴]	2.6074

2.3.3 解析条件

本解析で使用するstrandのモデルと治具の全体図を Fig. 2-22, 詳細strandモデルと簡易strandモデルそれぞれの形状を Fig. 2-23, そして解析規模を Table 2-6 に示す. 座標軸は初期状態のワイヤロープの軸方向が y 軸方向と平行になるように設定してある. また, 本解析は S(19)strand についてのみ行っている.

境界条件および荷重条件について説明する. 上側の治具上面については面全体の節点を剛体接続し, y , z 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した状態で Fig. 2-24 に示す荷重を x 方向に与え, strand を圧縮した. この解析により, 治具上面に F [kN] の荷重がかかっているときのstrandの径方向変位を求め, F の値を 0.5, 3, 5, 9 [kN] の 4 通りを設定して複数回解析を行うことにより, それぞれの荷重での変位を求め, strand の径方向の荷重・変位曲線を予測する. 治具下面は実験では試験台に置いているだけなので, 中心の一点を並進・回転ともに拘束し, その他の点は x 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した. strand についてはまずそれぞれの端部の節点を剛体接続し, 断面中心節点に軸方向(y 軸方向)に引張荷重(100[N])を与えた.

また, その他の解析条件を Table 2-7 に示す. ここで接触の定義であるペナルティ法について説明する. 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計算方法で, マスターとスレーブの概念を用いている. まず, マスターとなる面要素にスレーブの節点が接触しているかどうかの判定を行うためにギャップ距離を定義し, スレーブの節点がマスターの面要素に近づいて両者の距離がギャップ距離以下になると, 接触していると判定される. すると, マスターとスレーブの間に仮想の弾性バネが追加され反力が発生し, スレーブ節点をマスター面要素から遠ざけるように働く. そして, 再度スレーブ節点がギャップ距離以上にマスター面要素から離れるとこのバネは取り除かれ, 反力は働いていない状態となる. 本解析ではこの接触の定義を素線間そして素線と治具の間に定義している.

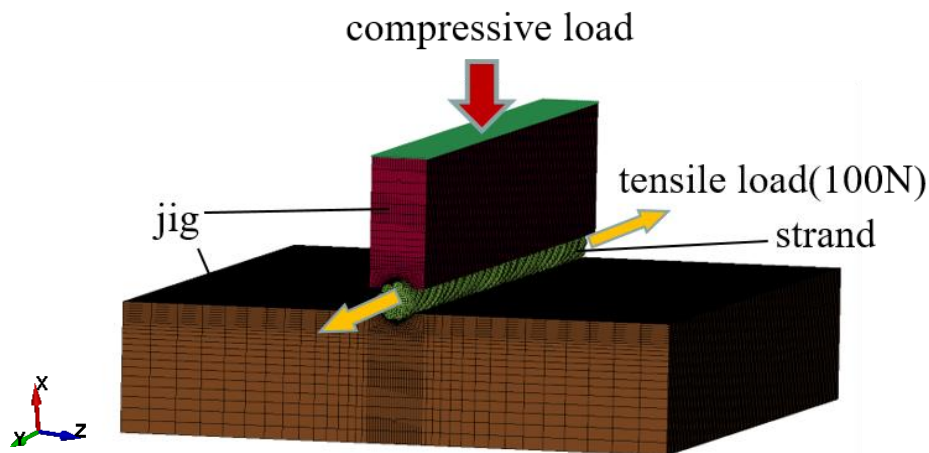


Fig. 2-22 FE model of strand compression analysis

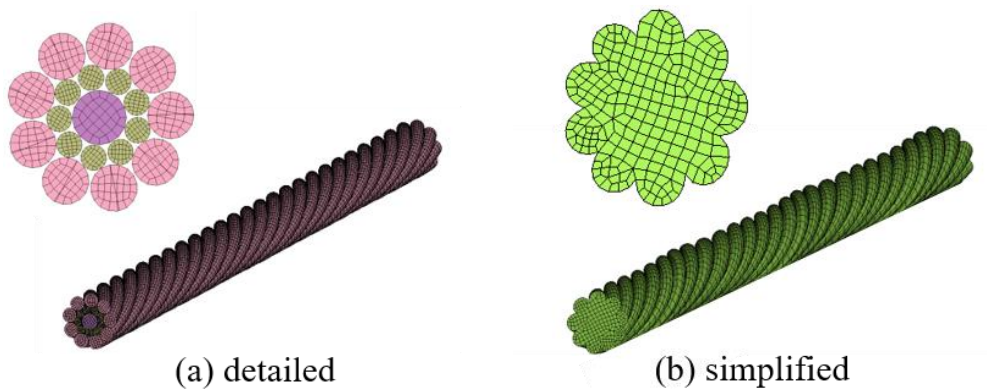


Fig. 2-23 FE model of the strand((a):detailed model (b):simplified model)

Table 2-6 Analysis scale of the strand compression analysis

Detailed model	nodes	655102
	elements	582007
Simplified model	nodes	542499
	elements	496336

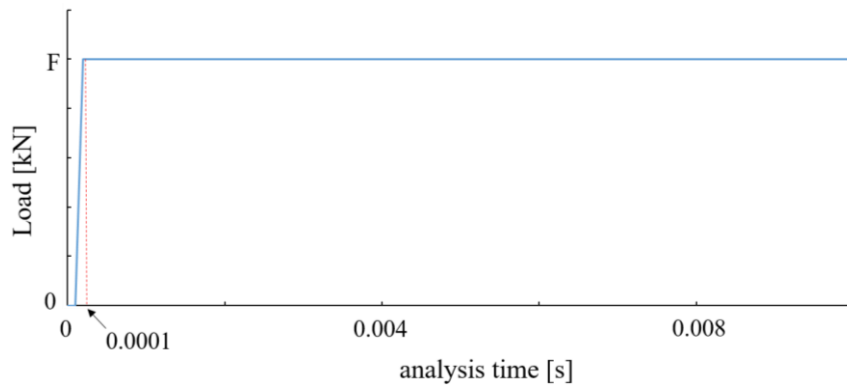


Fig. 2-24 Load curve given to the jig in the strand compression analysis

Table 2-7 Analysis conditions of the strand compression analysis

analysis software	LS-DYNA
element	solid element
contact algorithm	penalty method
analysis time [s]	0.01
friction factor	0.1

2.3.4 解析結果

S(19)ストランドの解析結果を Fig. 2-25 に示す。解析結果の変位は、実験と出力した上下の治具の位置と同様の節点の変位を出力しており、治具に 0.5kN の荷重をかけたときの変位を基準としている。そして 2.2 で得られた引張荷重 100N のときの実験結果も合わせて示している。実験結果は一番初めのサイクルと最終サイクルそれぞれの負荷時の荷重・変位曲線を示している。

まず、詳細モデルの解析結果に注目すると、実験結果の初めのサイクル、最終サイクルどちらのグラフと比較しても同じ荷重での変位が大きくなっている。とくに、圧縮荷重をかけはじめの段階(圧縮荷重 0.5kN から 3kN の範囲)での変位が実験結果と比べて大きくなっており、これは初期状態での素線間の隙間が実際のものよりモデルで存在していたこと、そして製造過程における素線間の接触による塑性変形がモデリングの際に考慮されておらず素線がずれやすくなっていたことが影響していると考えられる。中盤以降(3kN より荷重が大きい範囲)では最終サイクルの実験結果のグラフの傾きと解析結果のグラフの傾きが近くなっている。このことから圧縮荷重がかかって素線間の隙間が埋まった状態では径方向の剛性が実際のストランドと詳細モデルで近くなっていると言える。実験の初めのサイクルと傾きが一致しないのは、初めのサイクルにおいては素線間の隙間が大きく、またストランド内にグリースが十分残っており、最終サイクルに比べて径方向の剛性が小さかった影響と考えられる。解析ではグリースの影響を考慮していないため一致しなかったと考察される。

次に簡易モデルの解析結果に注目する。詳細モデルに比べて実験結果の値に近くなっている。しかし、簡易モデルにおいても詳細モデル同様、圧縮荷重をかけはじめの段階での変位が実験結果と比べて大きく生じている。ただし、ここで実験結果の最終サイクルのグラフに注目すると、1kN 近くまで荷重をかけるまで径方向の変位が生じておらず、1kN 以降のグラフの傾きは解析とほぼ等しくなっている。実験で 1kN まで変位が生じていなかったのは、実験では負荷する前に除荷する過程を経ており、ストランドがヒステリシスを持っていた影響を考えられる。つまり径方向の剛性は簡易モデルと実際のストランドは等しくなっていると言える。

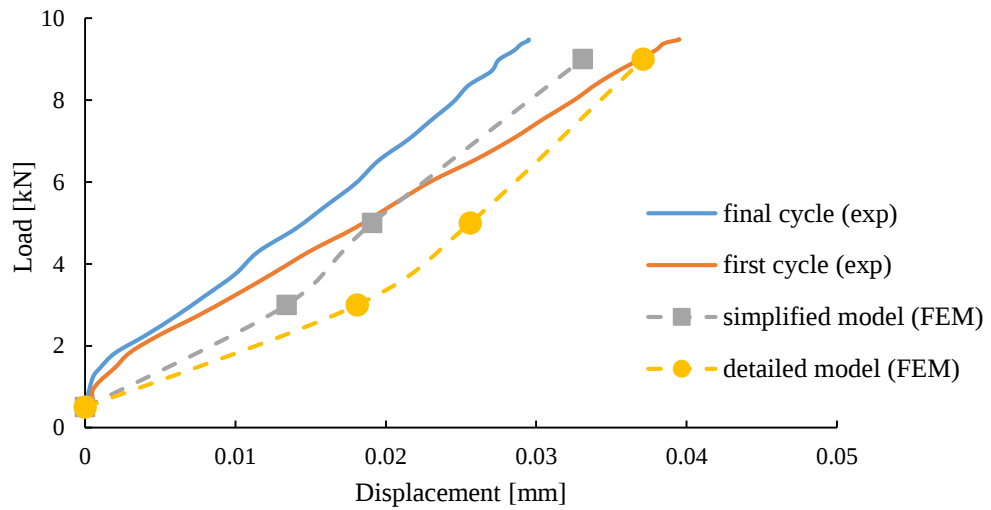


Fig. 2-25 Comparison between analytical and experimental results
(solid line : experiment, dotted line : analysis)

2.4 軸方向引張試験と解析

東京製綱株式会社にて行われたストランドの軸方向引張試験の概要と結果について説明する。そして、ストランドに張力を与えた際の解析結果および理論値と比較を行う。

2.4.1 試験内容

(1) 試験対象

2.2 同様に、S(19)ストランドおよびFi(25)ストランドの2種類を試験対象とする。

(2) 試験手順

ストランドの両端を Fig. 2-26 のように合金で止め固定する。合金間の長さは 235mm である。その後 100kN オートグラフを使用し両端に引張荷重をかけ、ストランドが破断するまで荷重を与え続けた。また、ストランドにクリップ式標点を 100mm 間隔で 2 ヶ所に取り付け、カメラでその間隔変化を追う方法で伸びを測定した。ゲージ長さは 100mm、試験速度は S(19) ストランドでの試験が 10mm/min、Fi(25) ストランドでの試験が 20mm/min である。試験前後の実際の試験体の様子を Fig. 2-27, Fig. 2-28 に示す。

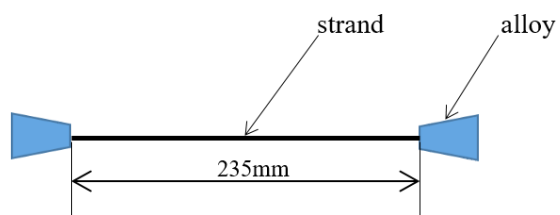


Fig. 2-26 Overview of the strand tensile test



Fig. 2-27 Appearance before the strand tensile test

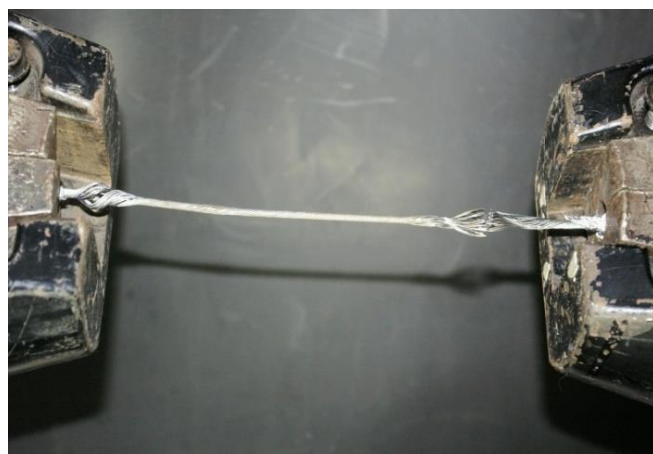


Fig. 2-28 Appearance after the strand tensile test

2.4.2 試験結果, 考察

S(19), Fi(25)それぞれのストランドの荷重変位曲線を Fig. 2-29, Fig. 2-30 に示す. S(19)ストランドの破断荷重は 7255N, Fi(25)ストランドの破断荷重は 7461N で共に中切れであった.

どちらのストランドも引張荷重 5kN 付近までは荷重と変位の関係は直線的になっており, 5kN 以降から非線形な関係となっており, これはストランドを構成している素線が塑性変形を起こしているためと考えられる.

グラフにおける弾性変形部分の引張荷重 1kN から 3kN の範囲に注目して, 荷重と変位の関係から各ストランドの軸方向の見かけのヤング率を導出したところ, S(19)ストランドが 124.9[GPa], Fi(25)ストランドが 146.8[GPa]となった. Fi(25)ストランドのほうが軸方向の見かけのヤング率は大きく, 破断荷重も大きくなっている. これは Table 2-1 に示したように同じ直径の円に対する充填率が S(19)の 78.19%に対して Fi(25)は 79.45 %であり高くなっている, また 3 層目に細いフィラー線が入る構想になっていて素線同士の接触点が多く, 素線間の摩擦力が S(19)ストランドに比べて大きく働いていたことが影響していると考えられる.

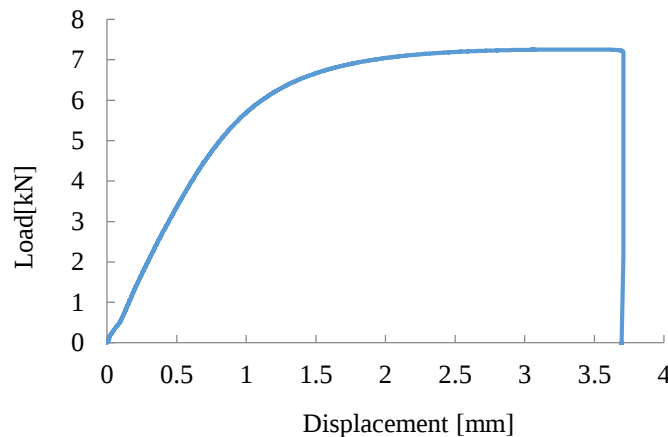


Fig. 2-29 Result of tensile test (S(19))

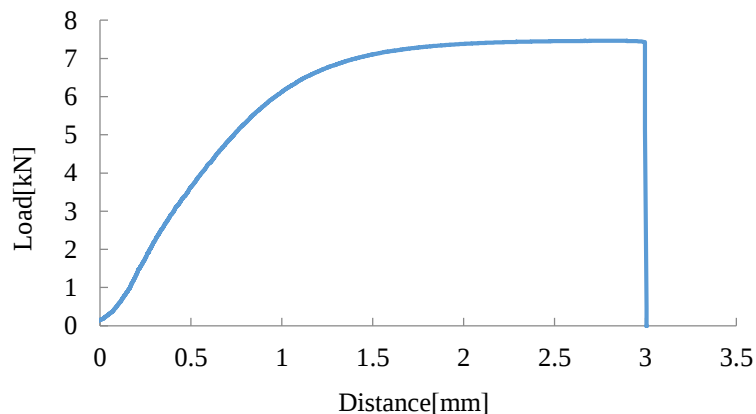


Fig. 2-30 Result of tensile test (Fi(25))

2.4.3 解析結果および理論値との比較

本試験で得られたストランドの軸方向の応答について、ストランドのモデルに引張荷重を与えたときの解析結果と比較し、モデルの軸方向特性の妥当性について検証する。また、参考のため Costello の理論[8]によって求まる理論値も併せて記載する。この理論値は素線それぞれに関して、あるひずみを仮定したときの力のつり合いの式およびモーメントのつり合いの式を連立させることで働く力を求め、それをふまえてストランド全体の軸方向に働いている力を導くという手法によってストランドの軸方向ヤング率を導出している。また、本解析は S(19)ストランドについてのみ行っている。

解析結果、実験結果、理論値それぞれによって求めたストランド軸方向の見かけのヤング率を Table 2-8 に示す。まず、実験と理論値を比較すると十分近い結果となっており、実験で得られた値は妥当だったと考えられる。よってこの実験値を用いて解析結果の妥当性について考察する。

詳細モデルについては実験結果と比べて 9.6%ほど小さい値となった。これは実際のストランドは製造過程において引張応力がかけられ素線間の隙間が締め付けられることによって少なくなり、またストランド径も多少小さくなるのに対し、解析モデルでは素線間の隙間が存在していることに加えて、モデル作成の段階で素線同士が干渉しないように実際の形状よりも素線が描く螺旋の半径がやや大きくなっているため、素線が若干伸びやすかったことが影響していると考えられる。

簡易モデルについては、実験値と理論値よりも大きな結果が得られている。この原因としては簡易ストランドの構成に用いているビーム要素の断面積の定義の影響が考えられる。ビーム要素ではストランド径に合わせて断面を径 2.7mm の円として定義しており、その断面積は 5.7mm^2 だが、実際のストランドは素線を撚り合わせて構成されており、実際の形状の断面積は 5.2mm^2 である。この断面積の差によって簡易ストランドのほうが見かけのヤング率が大きくなったと考えられる。

Table 2-8 The axial Young's modulus of the strand obtained by each method [GPa]

analysis	detailed model	112.7
	simplified model	130.2
experiment		124.9
theoretical value		128.2

第3章 心綱のモデリング

3.1 緒言

本章では、心綱の材料特性を把握するために行った径方向圧縮試験の概要と結果を説明した後、その結果をふまえて作成した心綱の径方向圧縮解析の概要と結果について説明する。また、実際のワイヤロープの使用状況において軸方向の引張荷重は、その大部分がストランドにかかり、心綱の軸方向特性はワイヤロープの軸方向の応答にほとんど影響しないので、本章において軸方向の試験と解析は行っておらず径方向の特性のみに注目している。

3.2 径方向圧縮試験

3.2.1 試験内容

(1) 試験対象

本試験で使用する心綱は8×S(19)ワイヤロープの繊維芯である。8×S(19)ワイヤロープからストランドをほどいて除去することで試験体を入手している。つまり、一度ストランドが巻き付けられ、ストランドが食い込んだ形状が残る心綱を使用している。

(2) 試験装置，手順

試験概略図を Fig. 3-1 に、試験の様子を Fig. 3-2 に示す。試験装置は第2章のストランド圧縮試験で使ったものと同様のものを用いる。ただし、本試験ではおもりを使用せずに心綱には引張荷重をかけていない状態で径方向に圧縮し、荷重と変位の関係を計測する。これは実際のエレベータ用ロープの使用状況においても引張荷重の大部分はストランドにかかっており、心綱には引張荷重が大きくはかかっていないと考えられるためである。

圧縮荷重は基準の荷重を0.5kNとし、最大荷重は2kN, 3kN, 4kN, 4.5kN, 5kNの5通りとした。ただし、最大荷重が4.5kNの試験は2018年11月13日に実施し、その他の試験は2019年12月24日に実施している。

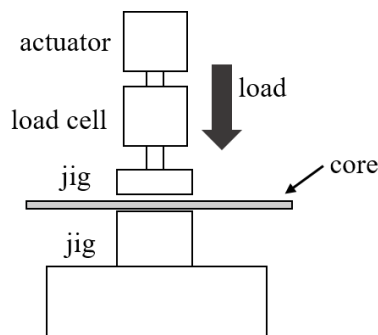


Fig. 3-1 Overview of the core compression test

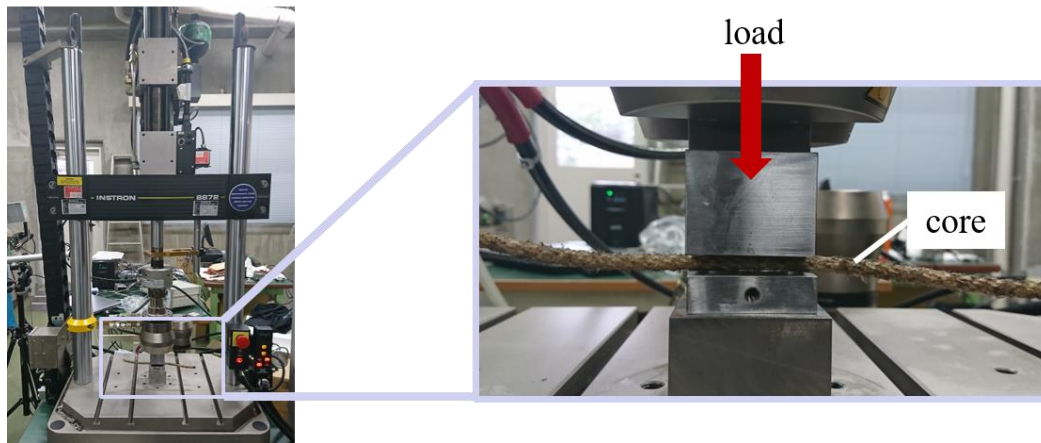


Fig. 3-2 Experimental equipment

3.2.2 試験結果

0.5kN から 4.5kN の負荷と除荷を繰り返した試験の全サイクルの荷重・変位曲線の推移を Fig. 3-3 に示す。まず、ストランド径方向圧縮試験の結果と同様の傾向として、サイクル数を重ねるごとに径方向変位が徐々に増加していることが確認できる。これは径方向に荷重を繰り返し受けることで心綱にしみこんでいたグリースが押し出されていったことによるものと考えられる。また、ストランドの試験と同様に、サイクル数が増えるほどサイクル間での変位の差は小さくなり、徐々に収束している。そしてストランドの試験と異なる特徴として心綱は径方向にヒステリシスおよび非線形性を持つことが確認できる。これは心綱を構成する繊維の性質によるものと考えられる。

次に、最終サイクルの断面が収束した状態のそれぞれの実験における荷重・変位曲線を Fig. 3-4 に示す。これを見ると、最大荷重が 4.5kN の試験のみ他の試験結果よりも負荷時のグラフの傾きが急になっており、最大荷重が 4.5kN の試験以外のすべての試験で負荷時の直線の傾きはほぼ等しくなっていることが確認できる。これは最大荷重が 4.5kN の試験とその他の試験日程の間に 1 年近い期間があったため、心綱に含まれていたグリースが乾いたことで、最大荷重 4.5kN の試験以外では心綱内部の隙間が増え剛性が下がっていた影響と考えられる。

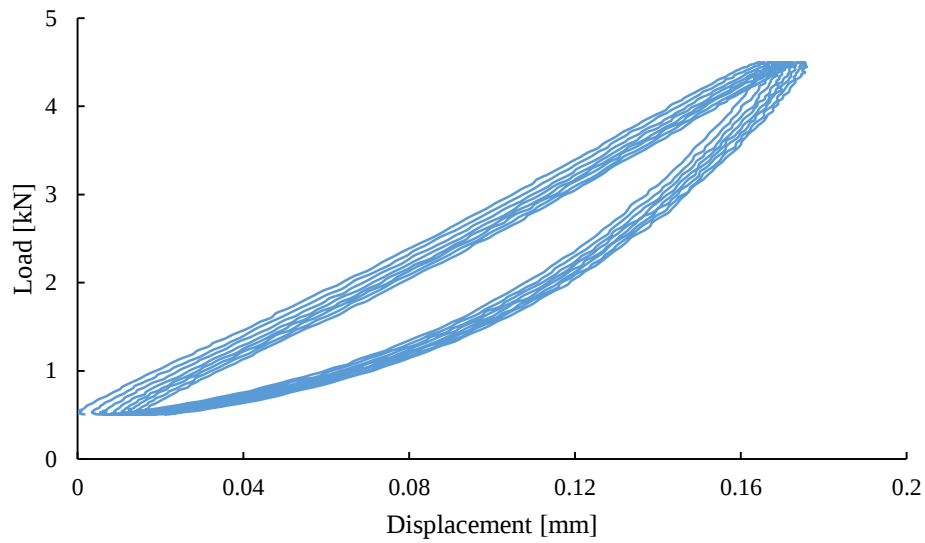


Fig. 3-3 Result of radial direction compression test of wire core

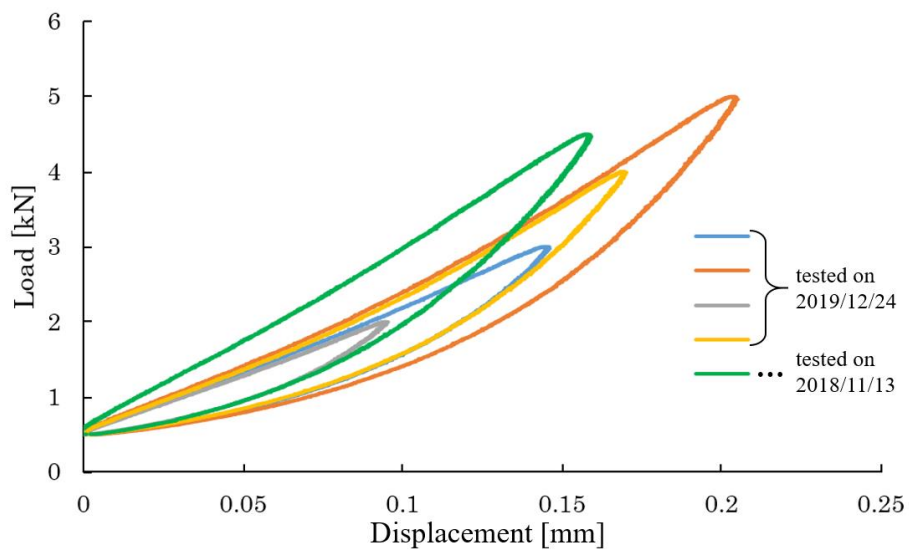


Fig. 3-4 Comparison of all results of the final cycle

3.3 径方向圧縮解析

3.3.1 心綱のモデリング

(1) 心綱の形状

実際に使用されているワイヤロープでは、ストランドを心綱に巻き付ける際にストランドが心綱に食い込み、Fig. 3-5 で示すように心綱の形状は星形に変化している。この形状変化によってストランドと心綱の接触面積は大きくなり、ストランドと心綱が離れにくくなりロープ形状が崩れにくくなる効果がある。この形状の心綱モデルを、心綱を熱膨張させる解析により再現した。

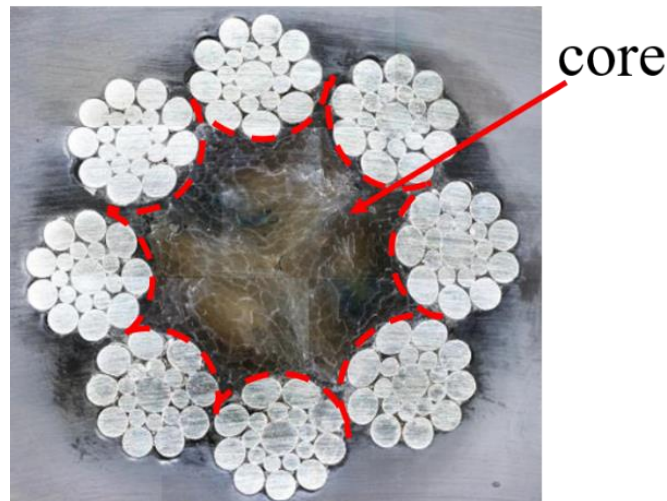


Fig. 3-5 Cross section of the rope. The core section is star-shaped

(2) メッシング

熱膨張させる心綱のメッシュ作成について説明する。心綱を熱膨張させることでストランドに沿って心綱が食い込んだ形状を作成するが、この際に心綱のメッシュをあらかじめストランド中心線に沿って螺旋状になるように作成することで、ストランド間に食い込む部分のメッシュが波打つことを防ぐ。心綱中心軸に平行にメッシングしたものとストランド中心線に沿って螺旋状にメッシングしたものをそれぞれ Fig. 3-6 に示す。ここで心綱のメッシュサイズについて、素線と同程度の大きさで作成することに注意する。心綱のメッシュが素線のそれに比べて粗すぎる場合、熱膨張解析を行った際に素線への要素の食い込みが大きく発生してしまうためである。

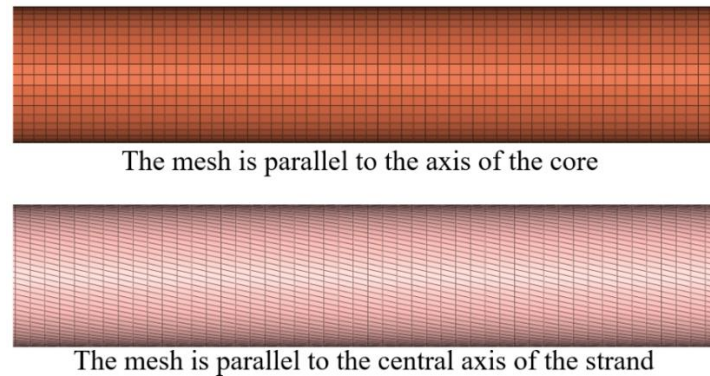


Fig. 3-6 Core mesh before thermal expansion

(3) 心綱の形状作成解析

心綱を熱膨張させることでストランドに食い込んだ形状を再現する．解析モデルを Fig. 3-7 に示す．

拘束条件については、ストランドは全節点を完全拘束し、心綱は中心軸上の節点を完全拘束、他の節点は z 方向(軸方向)のみ拘束し、心綱の径方向にのみ移動するようにした．

与える温度の条件は、心綱の全節点に対して初期温度 300K を与え、0.01s の解析時間の中で線形に温度上昇させ、最終的に 306K になるように設定した．線膨張係数は 1 と設定している．この解析で得られたアニメーションファイルの中で実際の断面と近い形状まで膨張した心綱のメッシュを本解析で使用する．

また、その他の解析条件を Table 3-1 に示す．

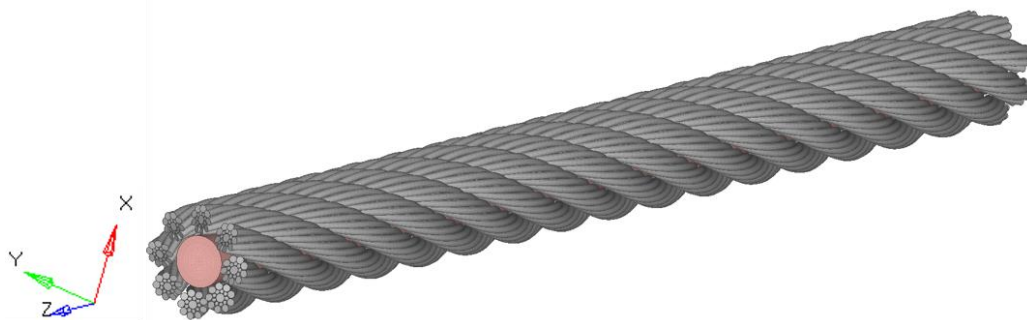


Fig. 3-7 The FE model of the thermal expansion analysis

Table 3-1 Analysis conditions of the thermal expansion analysis

analysis software	HyperWorks RADIOSS
element	solid element
contact algorithm	penalty method
analysis time [s]	0.01
friction factor	0.1

(4) 形状変化後の心綱モデル

熱膨張解析により形状変化させた心綱のモデルを Fig. 3-8 に示す．実際のワイヤロープと同じようにストランド間に心綱が食い込んだ形状に変化していることが確認できる．ここで得られた心綱モデルについて応力状態は初期化して形状データのみを出力し，本解析に使用する．



Fig. 3-8 Core model after thermal expansion

(5) 材料特性

心綱は等方弾性体としてモデリングし，Table 3-2 のように材料特性を設定した．本研究では圧縮時の挙動をまずは正しく再現することを目的としたため等方弾性体としており，ヒステリシスについては再現していない．密度，ポアソン比については繊維 [3 訂版] [38]を参考にし，ヤング率については 3.2 で得られた実験結果の最終サイクルの除荷時のグラフをもとに設定している．除荷時のグラフの特性を利用したのは，負荷時に比べて除荷時のほうが弾性変形が支配的であり，考慮したい荷重域でのヤング率をより正確に求められるからである．今回は径方向荷重が 2~3kN の範囲に注目してヤング率を設定した．

Table 3-2 Material property of the core

Young's modulus [MPa]	300
Poisson's ratio	0.4
Density [ton/mm ³]	2×10^{-6}

3.3.2 解析条件

本解析で使用する心綱のモデルと治具の全体図を Fig. 3-9, 解析規模を Table 3-3 に示す. 座標軸は初期状態のワイヤロープの軸方向が y 軸方向と平行になるように設定してある. 本解析ではストランドの解析と異なり, 治具に比べて心綱はヤング率が小さく治具が変形するおそれなかったので, 治具のモデリングは心綱に接する付近の最小限にとどめ, 計算負荷の低減を図っている.

境界条件および荷重条件について説明する. 上側の治具上面については面全体の節点を剛体接続し, y , z 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した状態で Fig. 3-10 に示す荷重を x 方向に与え, 心綱を圧縮した. この解析により, 治具上面に $F[\text{kN}]$ の荷重がかかっているときの心綱の径方向変位を求め, F の値を 0.5, 2, 4[kN] の 3 通りを設定して複数回解析を行うことにより, それぞれの荷重での変位を求め, ストランドの径方向の荷重・変位曲線を予測する. 治具下面は実験では試験台に置いているだけなので, 中心の一点を並進・回転ともに拘束し, その他の点は x 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した.

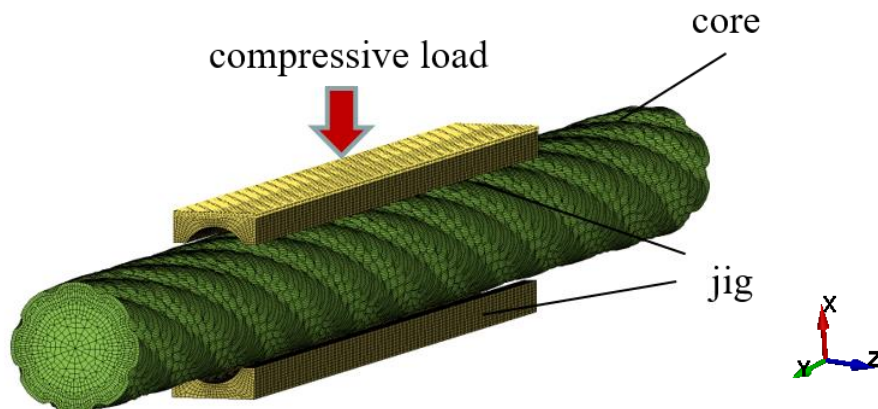


Fig. 3-9 FE model of core compression analysis

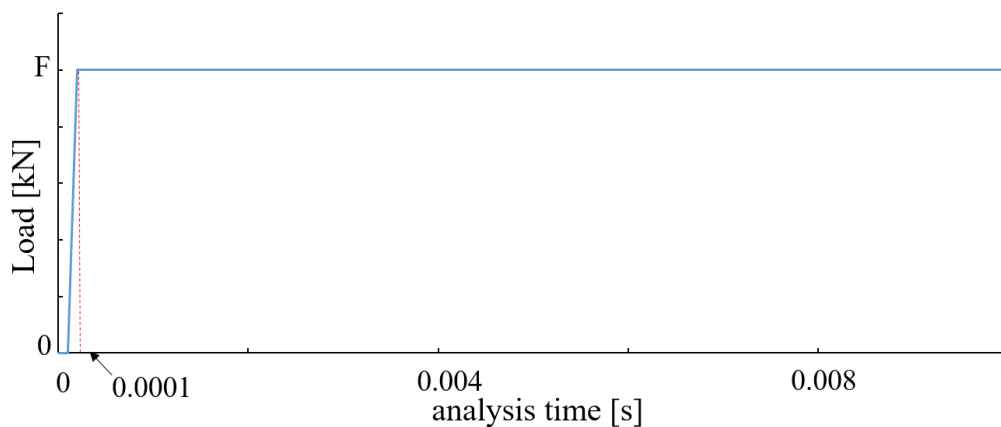


Fig. 3-10 Load curve given to the jig in the core compression analysis

Table 3-3 Analysis scale of the core compression analysis

nodes	482941
elements	274480

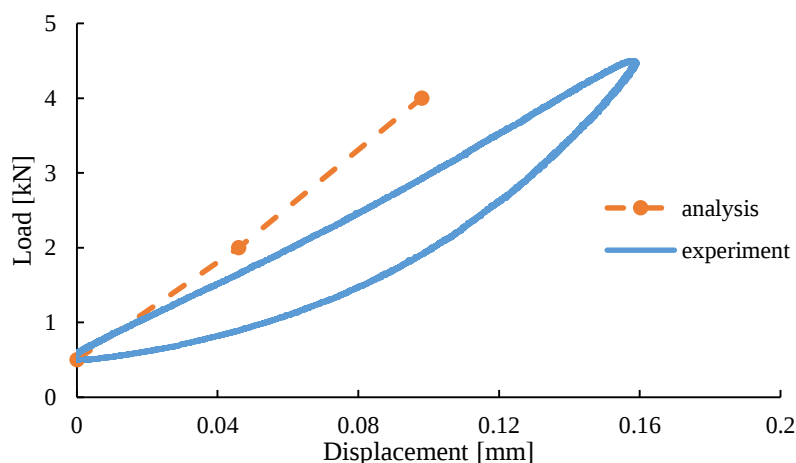
Table 3-4 Analysis conditions of the strand compression analysis

analysis software	LS-DYNA
element	solid element
contact algorithm	penalty method
analysis time [s]	0.01
friction factor	0.1

3.3.3 解析結果

解析結果を Fig. 3-11 に示す．解析結果の変位は，治具上面の変位を出力しており，治具に 0.5kN の荷重をかけたときの変位を基準としている．そして 3.2 で得られた心綱圧縮試験の最終サイクルの結果も合わせて示している．

これを見ると解析結果のほうが試験結果と比べて同じ圧縮荷重での径方向変位が小さくなっている．これは 3.3.1 で述べたように除荷時のグラフの傾きを用いてヤング率を設定していることによる影響と考えられる．負荷時のグラフからはずれているが，考慮する荷重域 (径方向荷重 2~3kN の範囲) の除荷時のグラフとは傾きが近くなっており，この範囲での弾性率が設定できていると言える．

**Fig. 3-11 Comparison between analytical and experimental results**

第4章 ワイヤロープのモデリング

4.1 緒言

本章では、第2章・第3章で作成したストランド、心綱のモデルを組み合わせることによってワイヤロープ全体のモデリングを行う。径方向、軸方向それぞれの剛性について妥当性を評価するため、それぞれの方向に荷重をかける実験と解析の結果と比較する。

4.2 径方向圧縮試験

4.3 で作成するワイヤロープのモデルの妥当性確認に先立って、ワイヤロープ径方向圧縮試験を行う。

4.2.1 試験内容

(1) 試験対象

本試験ではエレベータ用ワイヤロープ 8×S(19)を試験対象とする。ロープ径は 10mm である。

(2) 試験装置

試験装置の模式図を Fig. 4-1 に、実際の試験の様子を Fig. 4-2 に示す。ストランド圧縮試験と同様に引張荷重を与えた状態で径方向に荷重をかけ、荷重と変位の関係を計測する。ただし、本試験ではワイヤロープに与える引張荷重が実際の使用状況に合わせるために 1~4kN と非常に大きな値となるため、おもりをつるすのではなく、片端をホイストにつなぎ引き上げることで引張荷重を与えている。引張荷重の大きさに関しては設置したクレーンスケールで測定、調整している。反対側の端は試験装置の土台に固定している。

治具にはロープ径の 10mm に合わせて径 11mm の溝がついている。治具の構造を Fig. 4-3 に示す。材質は SS400 である。ロープが曲げられる 2 か所に設置されているシーブは D/d (シーブのピッチ円直径とロープ直径との比) が 16 のものを使用している。

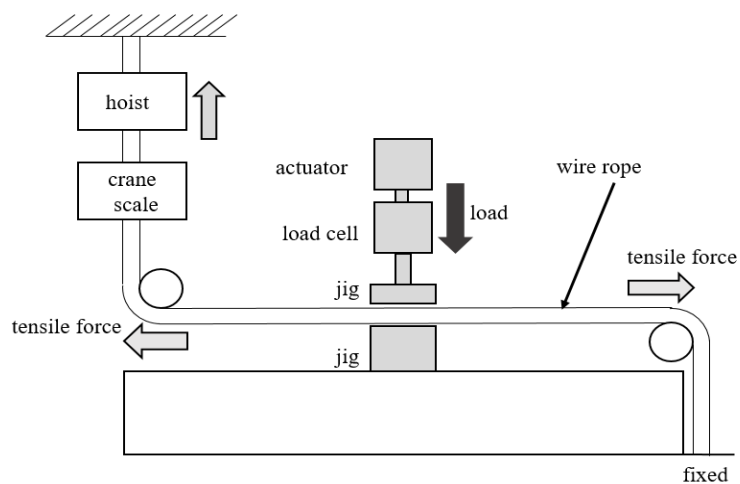


Fig. 4-1 Overview of strand compression test

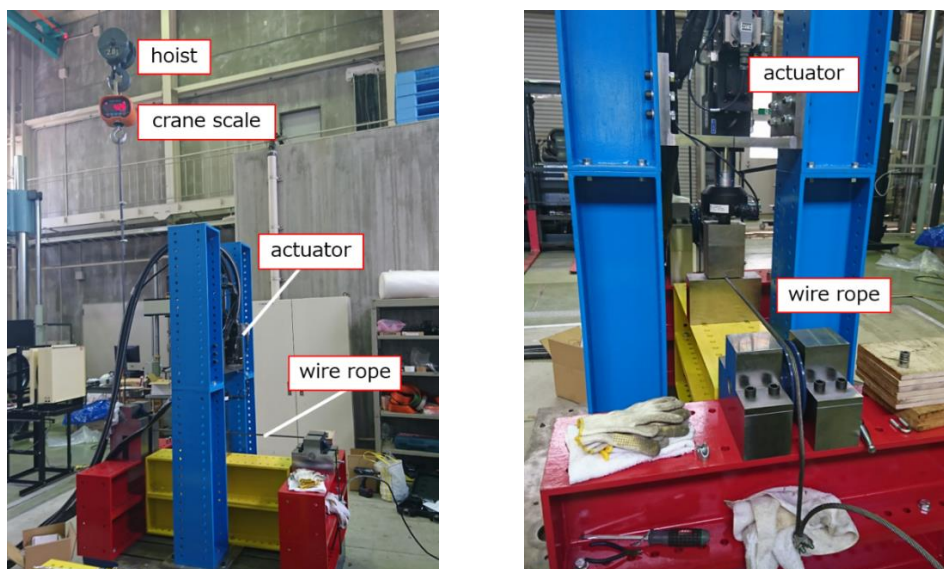


Fig. 4-2 Experimental equipment

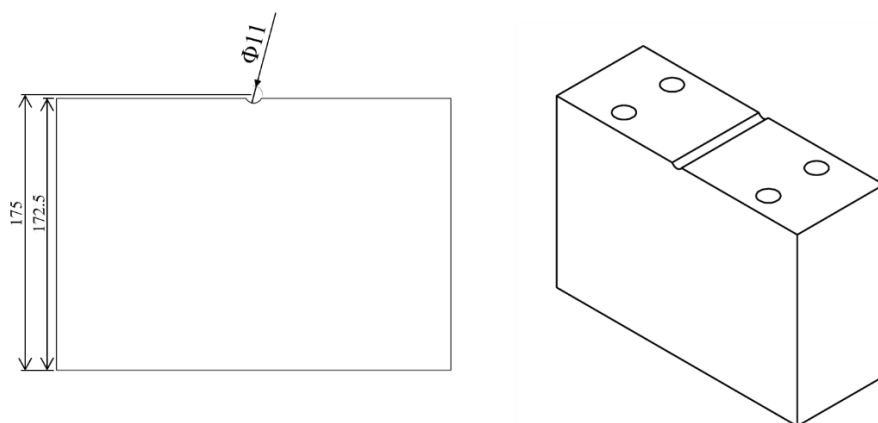


Fig. 4-3 The jig used in wire rope compression test

(3) 試験手順

まず、ホイストでロープ片端を引き上げるによりワイヤロープに引張荷重を与える。引張荷重は 1kN, 2kN, 3kN, 4kN の 4 通りで試験を行う。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負荷し、荷重と変位の関係を計測する。変位ははじめに 0.5kN の圧縮荷重を加えたときを基準とする。圧縮荷重は一回の実験で最小 0.5kN, 最大 4kN の sin 波(中心 2.25kN, 振幅 1.75kN)で 1 サイクル 100 秒かけて計 15 サイクル連続で加える。

4.2.2 試験結果

引張荷重が 1kN, 2kN, 3kN, 4kN のときのワイヤロープ径方向の荷重・変位曲線をそれぞれ順に Fig. 4-4, Fig. 4-5, Fig. 4-6, Fig. 4-7 に示す。どの引張荷重においてもサイクル数を重ねるごとにロープの径方向変位が徐々に増加していることが確認できる。これは径方向圧縮を繰り返し受けることで、ワイヤロープの内部の隙間が埋まり心綱や素線に塗られているグリースが染み出されたことによる影響と考えられる。そして、ストランドや心綱の径方向圧縮試験の時と同様に、サイクル数が増えるほどサイクル間での変位の差は小さくなり、徐々に収束している。最終サイクルにおける各引張荷重での荷重・変位曲線を重ねたものを Fig. 4-8 に示す。これを見ると、軸方向の引張荷重が大きいほど、収束した状態での荷重・変位曲線の傾きは急になっていることが確認できる。つまり引張荷重が大きいほど径方向の剛性が大きくなっている。これは負荷される引張荷重が強ければ強いほど、ワイヤロープが締まり、素線間の隙間がより小さくなることが影響していると考えられる。

また、荷重・変位曲線は非線形性とヒステリシスを持つことが確認できる。これはストランドの試験の結果では見られず、心綱の試験において確認できた特性である。引張荷重が 1kN の時の最終サイクルのグラフと、3.2 の実験で得た心綱の荷重・変位曲線の最終サイクルのグラフを重ねたものが Fig. 4-9 である。これを見ると、ワイヤロープと心綱に径方向に同じひずみ速度で荷重を負荷し除荷するサイクルを与えたとき、それぞれの荷重・変位曲線は近い挙動を示すことが確認できる。つまり、ワイヤロープを径方向に圧縮した時は心綱の変形の影響が非常に大きく表れるということが考えられる。

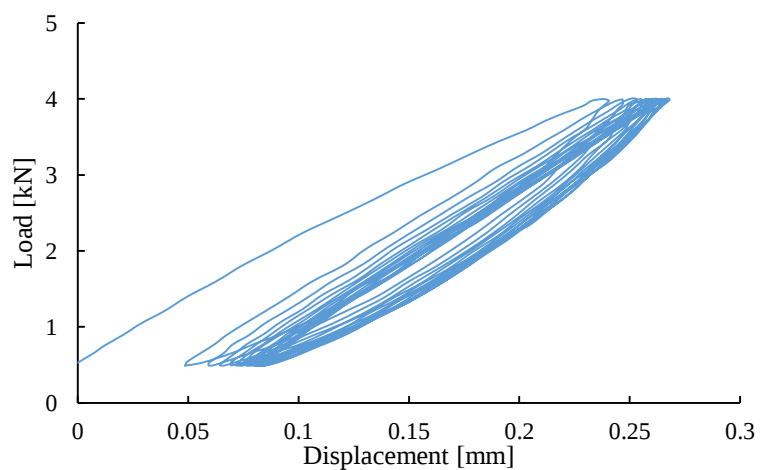


Fig. 4-4 Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 1kN)

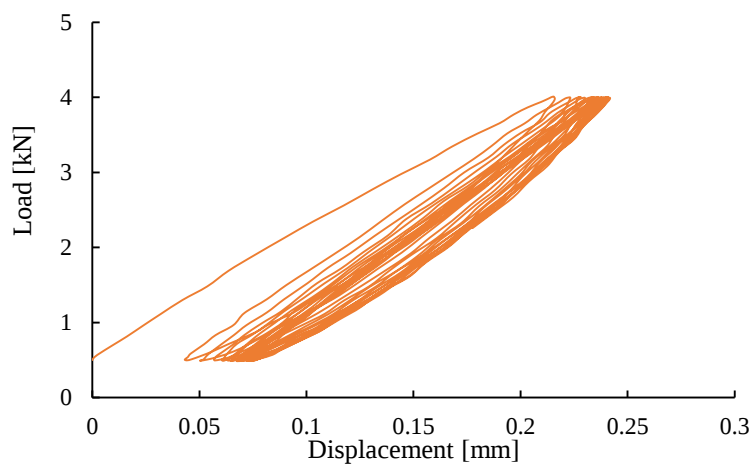


Fig. 4-5 Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 2kN)

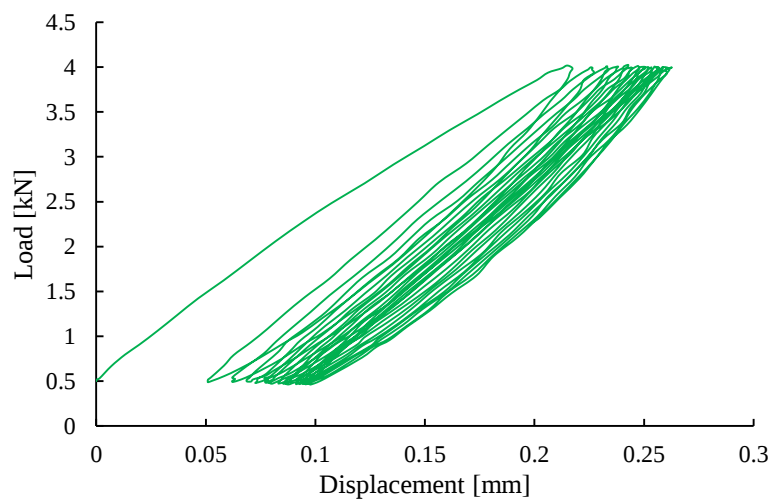


Fig. 4-6 Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 3kN)

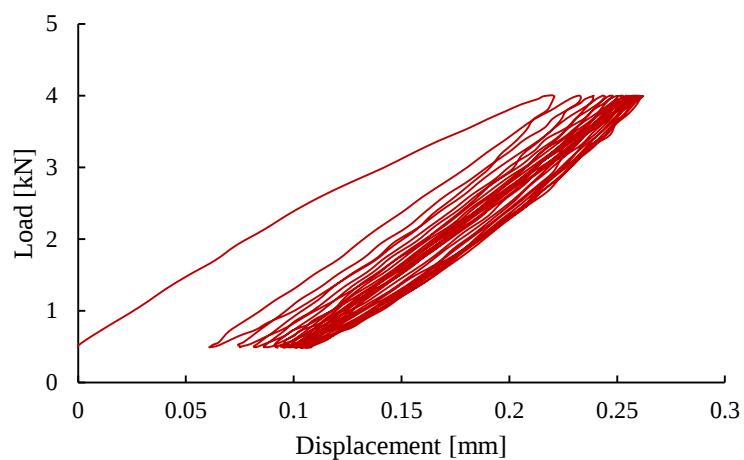


Fig. 4-7 Result of radial direction compression test of wire rope (tensile load : 4kN)

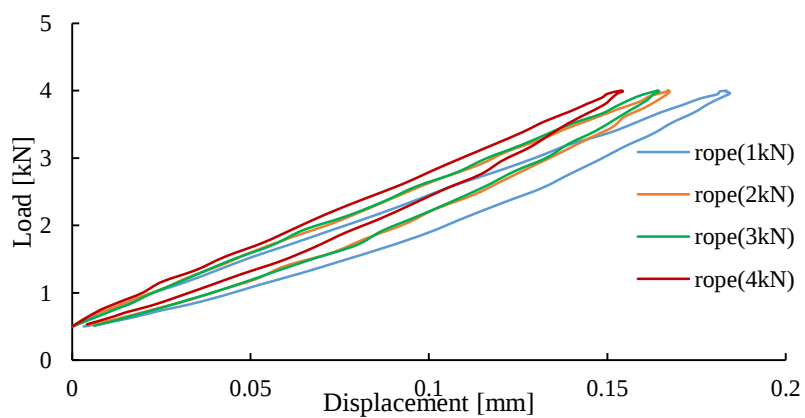


Fig. 4-8 Load distance curve of the wire rope at the last cycle

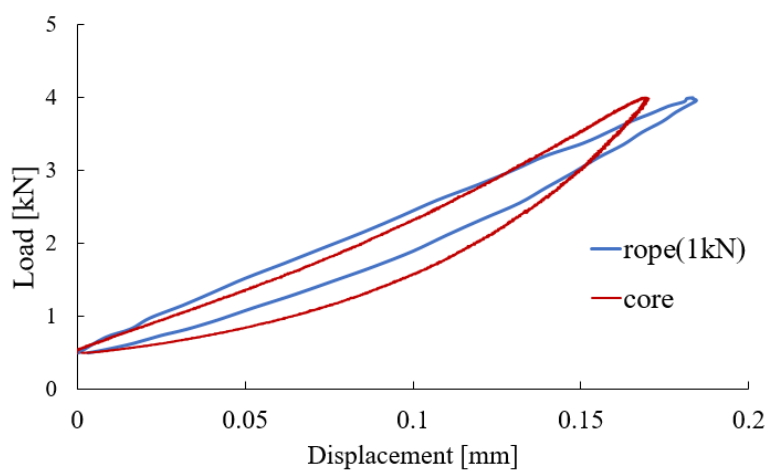


Fig. 4-9 Comparison between the load distance curve of the wire rope and the core

4.3 径方向圧縮解析

4.3.1 ストランドの詳細モデリング

素線すべてを再現したワイヤロープ詳細モデルのストランドの作成手順について説明する。

(1) 素線中心の螺旋のパラメータ表示

ワイヤロープは 1.1 で説明したように素線を撚り合わせて構成されているストランドが、さらに心綱を中心に撚られることで構成されている。つまり、ワイヤロープの素線は二重螺旋構造をしている。小野[26], Stanova[20][21], Elata[27], Hardy[30]らの提案した手法をもとに、寺田が整理した素線の二重螺旋の座標の導出の手順について説明する。

(1)-(i) ストランド中心の螺旋のパラメータ表示

はじめに心綱(ロープ芯)周りに巻きつけられているストランドの中心線が描く螺旋について考える。これは 2.3.1(1)で説明したストランドモデリングの素線中心の螺旋のパラメータ表示において、ストランド中心軸をロープ中心軸、素線をストランドにそれぞれ置き換えて導出される螺旋と同様である。

よって Fig. 4-10 のようにロープ中心軸とz軸が一致するように座標軸を設定し、ロープ中心軸と周りのあるストランド中心との距離と R_s 、ストランド中心の螺旋角を α とすると、 $(R_s, 0, 0)$ を通る螺旋の座標はz軸周りの回転角 θ を用いて(4-1)のように表される。

$$\begin{aligned} x_0 &= R_s \cos \theta \\ y_0 &= R_s \sin \theta \\ z_0 &= \theta R_s \tan \alpha \end{aligned} \quad (4-1)$$

また、螺旋角 α は R_w とロープピッチ p_r から

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p_r}{2\pi R_s} \quad (4-2)$$

と表すことができる。

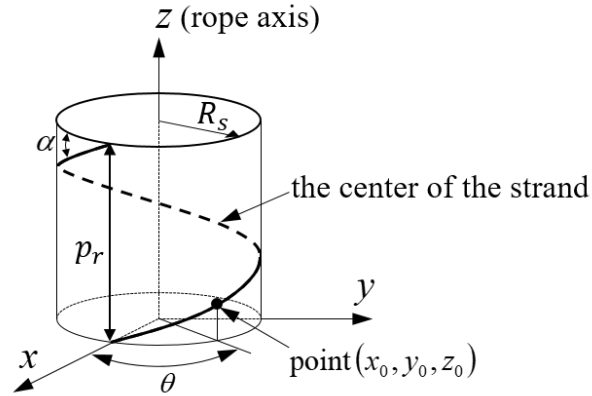


Fig. 4-10 Spiral of the strand

(1)-(ii) グローバル座標系とストランド内部のローカル座標系の関係

素線のグローバル座標を求めるにあたり、まずはストランド中心との相対的な位置関係を考える。そこでまずは Fig. 4-11 に示すようなストランド内部のローカル座標系 x_s, y_s, z_s を導入する。この座標系はストランド中心を原点とし、 z_s 軸が常にストランド中心が描く螺旋の接線方向と一致するように設定する。つまり、 z_s 軸はストランド中心螺旋の接線ベクトルと一致している。そして x_s 軸については、(1)-(i) で設定した θ が $\theta = 0$ のときに x_s 軸がグローバル座標系 x 軸に一致するように設定する。すると x_s 軸はストランド中心螺旋の主法線ベクトルの逆ベクトル、 y_s 軸は同螺旋の従法線ベクトルの逆ベクトルと一致する。本節ではここで設定されたストランド内部のローカル座標系とグローバル座標系との関係を導出する。

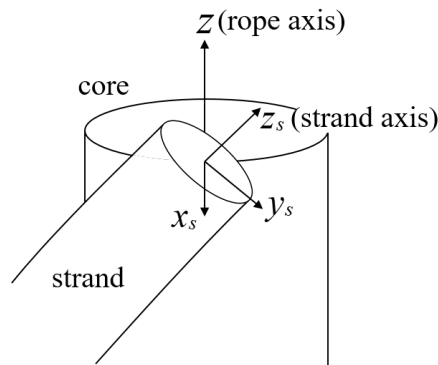


Fig. 4-11 Local coordinate system inside the strand

まずは、ストランド中心螺旋の接線ベクトル、主法線ベクトル、従法線ベクトルそれぞれを求めるにあたり、螺旋の弧長 s を求める。弧長 s は θ をパラメータにとって

$$\begin{aligned}
s(\theta) &= \int_0^\theta \sqrt{\left(\frac{dx_0}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dy_0}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dz_0}{d\theta}\right)^2} d\theta \\
&= \int_0^\theta \sqrt{(-R_s \sin\theta)^2 + (R_s \cos\theta)^2 + (R_s \tan\alpha)^2} d\theta \\
&= \int_0^\theta R_s \frac{d\theta}{\cos\alpha} = \frac{R_s}{\cos\alpha} \theta
\end{aligned} \tag{4-3}$$

と求められる。

次にストランド中心螺旋上の位置ベクトルを $\mathbf{r}(\theta) = (x_0, y_0, z_0)$ とおくと、単位接線ベクトル $\mathbf{T}(\theta)$ (z_s 軸方向)は

$$\begin{aligned}
\mathbf{T}(\theta) &= \frac{d\mathbf{r}}{ds} = \frac{d\mathbf{r}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds} \\
&= (-R_s \sin\theta, R_s \cos\theta, R_s \tan\alpha) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s} \\
&= (-\sin\theta \cos\alpha, \cos\theta \cos\alpha, \sin\alpha)
\end{aligned} \tag{4-4}$$

と求められる。

そして単位主法線ベクトル $\mathbf{N}(\theta)$ (x_s 軸の逆ベクトル)は

$$\begin{aligned}
\mathbf{N}(\theta) &= \frac{\frac{d\mathbf{T}}{ds}}{\left\| \frac{d\mathbf{T}}{ds} \right\|} = \frac{\frac{d\mathbf{T}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds}}{\left\| \frac{d\mathbf{T}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds} \right\|} \\
&= \frac{(-\cos\theta \cos\alpha, -\sin\theta \cos\alpha, 0) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s}}{\left\| (-\cos\theta \cos\alpha, -\sin\theta \cos\alpha, 0) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s} \right\|} \\
&= (-\cos\theta, -\sin\theta, 0)
\end{aligned} \tag{4-5}$$

単位従法線ベクトル $\mathbf{B}(\theta)$ (y_s 軸の逆ベクトル)は

$$\begin{aligned}
\mathbf{B}(\theta) &= \mathbf{T} \times \mathbf{N} \\
&= (\sin\theta \sin\alpha, -\cos\theta \sin\alpha, \cos\alpha)
\end{aligned} \tag{4-6}$$

と求められる。

以上求められた式を用いることで、ストランド内部のローカル座標系 (x_s, y_s, z_s) とグローバル座標系 (x, y, z) との関係は(4-7)のようになる。

$$\begin{aligned}
\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + x_s \begin{pmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \\ 0 \end{pmatrix} + y_s \begin{pmatrix} -\sin\theta \sin\alpha \\ \cos\theta \sin\alpha \\ \cos\alpha \end{pmatrix} + z_s \begin{pmatrix} -\sin\theta \cos\alpha \\ \cos\theta \cos\alpha \\ \sin\alpha \end{pmatrix} \\
&= \begin{pmatrix} R_s \cos\theta \\ R_s \sin\theta \\ \theta R_s \tan\alpha \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \sin\alpha & -\sin\theta \cos\alpha \\ \sin\theta & \cos\theta \sin\alpha & \cos\theta \cos\alpha \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_s \\ y_s \\ z_s \end{pmatrix}
\end{aligned} \tag{4-7}$$

(1)-(iii) 素線中心の座標

Fig. 4-12 に示すように、素線の中心位置は(1)-(ii)で設定したローカル座標系の中でストランド中心からの距離 R_w と、ストランド中心周りの回転角 ϕ によって(4-8)のように表現できる。

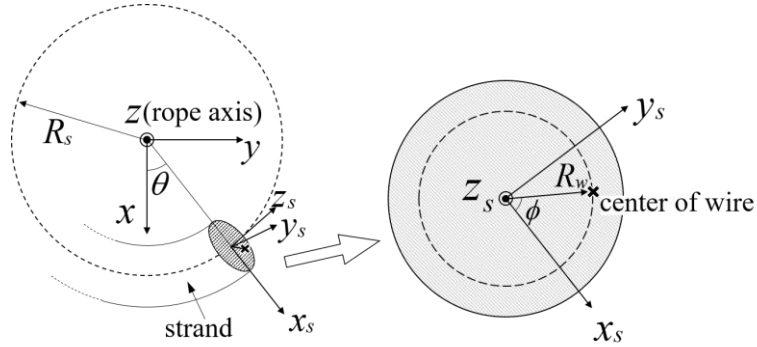


Fig. 4-12 Center position of wire

$$\begin{aligned} x_s &= R_w \cos \phi \\ y_s &= R_w \sin \phi \\ z_s &= 0 \end{aligned} \quad (4-8)$$

これを(1)-(ii)で求めた座標変換式(4-7)に代入することで、素線中心の座標が(4-9)のように記述できる。

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_s \cos \theta + R_w (\cos \theta \cos \phi - \sin \theta \sin \phi \sin \alpha) \\ R_s \sin \theta + R_w (\sin \theta \cos \phi + \cos \theta \sin \phi \sin \alpha) \\ \theta R_s \tan \alpha - R_w \sin \phi \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (4-9)$$

(1)-(iv) θ と ϕ の関係

本項では θ と ϕ が満たす関係式を導出する。

長さ ΔL のストランドの一部に注目する。(Fig. 4-13)このストランドがロープ軸、すなわち z 軸周りに $\Delta\theta$ だけ回転しているとする。また、ストランド内部では、素線がストランド中心軸、すなわち z_s 軸周りに $\Delta\phi$ だけ回転しているとする。このとき、ストランドおよび素線の螺旋の展開図を表したものが Fig. 4-14 である。

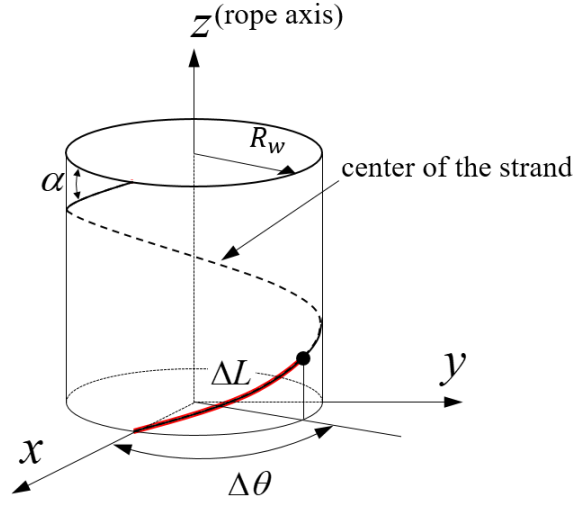


Fig. 4-13 Focus on a part of the strand

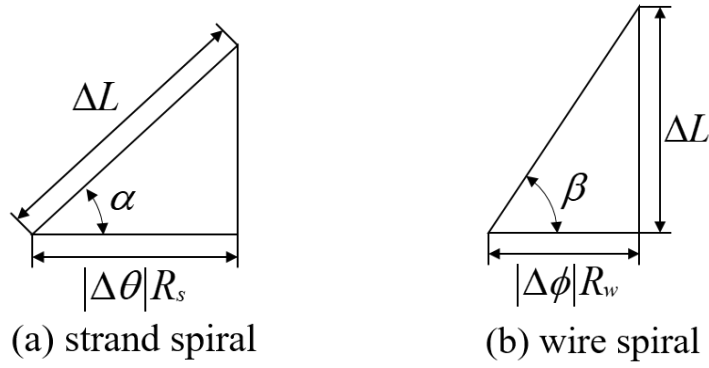


Fig. 4-14 Exploded view of the (a)strand spiral and (b)wire spiral

このとき、ストランドの螺旋角 β は(4-2)式の α と同様、 R_w とストランドピッチ p_s から

$$\beta \tan^{-1} \frac{p_s}{2\pi R_w} \quad (4-10)$$

と表せる。

ここで Fig. 4-14(a)から

$$\Delta L = \frac{|\Delta\theta|R_s}{\cos\alpha} \quad (4-11)$$

Fig. 4-14(b)から

$$\Delta L = |\Delta\phi|R_w \tan\beta \quad (4-12)$$

であるので、この 2 式より $|\Delta\theta|$ と $|\Delta\phi|$ との間には以下のような関係式が成立することが分かる。

$$|\Delta\phi| = \frac{R_s}{R_w \tan\beta \cos\alpha} |\Delta\theta| \quad (4-13)$$

普通撚りの場合、ストランドの撚り方向とロープの撚り方向は逆であることを考慮すると、 $\Delta\theta$ と $\Delta\phi$ との関係は以下のように表すことができる。

$$\Delta\phi = -\frac{R_s}{R_w \tan\beta \cos\alpha} \Delta\theta \quad (4-14)$$

これにより、 $\theta = 0$ のときのストランド断面内で ϕ が定まれば、任意の θ に対して素線中心の座標を求めることができる。

(2) CAD 形状の作成, メッシング

直ストランドモデルの CAD 形状作成のとき同様、以下の流れでワイヤロープのストランドモデルの CAD 形状を作成する。

- (1)で求めた式を用いることで、ロープピッチ、ストランドピッチ、ストランドの構成、素線径の情報から各素線の中心が通る螺旋曲線の情報を導く。
- この曲線の端点を通り曲線に対して垂直な面に、端点を中心として素線断面の円をスケッチする。
- スケッチした円を螺旋曲線に沿ってスイープし、各素線の CAD 形状を作成する。

以上の操作は 3 次元 CAD 設計ソフトウェア SolidWorks を用いて行った。作成されるワイヤロープモデルの CAD 形状の一例を Fig. 4-15 に示す。

なお、この CAD 作成の手順においては実際の素線には生じていると考えられる加工硬化や残留応力の影響を考慮していない。

メッシングについては、2.3.1(3)の直ストランドモデル作成の際と同様に、ここで作られた CAD 形状の素線断面をまずはメッシングし、それをそれぞれの素線中心線に沿ってのばすことで 3 次元メッシュを作成する。



Fig. 4-15 CAD-data of the wire rope

4.3.2 スtrandの簡易モデリング

ストランドのうち1本は素線すべてを再現し、残りの7本のストランドは連続体としてモデリングする、ワイヤロープ簡易モデルのストランド部分の作成手順について説明する。

(1) 断面のメッシュ作成

直ストランドモデルの簡易モデル作成(2.3.12.3.2)と同様に、中心素線の径を「(ストランド径)–(最外層素線径)」の値として設定し、連続体として素線を結合させたストランドのCAD形状をまずは作成する。そして、このCAD形状の端部をロープ軸に垂直な平面で切断し、できた断面に簡易モデル断面のメッシュを作成する。

(2) 3次元メッシュの作成

(1)で作成した断面の2次元メッシュをストランド軸方向に沿って回転させながら節点を作成し、のばすことで3次元メッシュを作成する。本解析で作成するモデルは軸方向に0.5mmすすむたびに節点を作成しており、ストランドピッチは18mm、ロープピッチは65mmなので、

$$\frac{360}{18} \times 0.5 = 10^\circ \quad (4-15)$$

$$\frac{360}{65} \times 0.5 = 2.769 \dots^\circ \quad (4-16)$$

より、ストランド中心に対して10°ずつ、ロープ中心に対して2.77°ずつ回転させながら、ストランド中心線に沿って節点を作成していく。

4.3.3 解析条件

本解析で使用するワイヤロープのモデルと治具の全体図を Fig. 4-16、ワイヤロープの詳細モデルと簡易モデルそれぞれの形状を Fig. 4-17、解析規模を Table 4-1 に示す。座標軸は初期状態のワイヤロープの軸方向が y 軸方向と平行になるように設定してある。4.2 においてワイヤロープの径方向の剛性は心綱のそれと近い値を取ることが確認できたので、本解析では心綱の径方向圧縮解析と同様に、ワイヤロープの圧縮によって治具が変形するおそれなかったため、治具のモデリングはワイヤロープに接する付近の最小限にとどめ、計算負荷の低減を図っている。そして心綱のメッシュは、とくにストランドの接触部分で細かく作成されているが、これは 3.3.1 で述べたように心綱の熱膨張解析の際に心綱と素線の接触部

分のメッシュサイズを同程度の大きさにする必要があったためである。また、その他の解析条件を Table 4-2 に示す。

境界条件および荷重条件について説明する。上側の治具上面については面全体の節点を剛体接続し、 y 、 z 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した状態で Fig. 4-18 に示す荷重を x 方向に与え、心綱を圧縮した。この解析により、治具上面に $F[\text{kN}]$ の荷重がかかっているときの心綱の径方向変位を求め、 F の値を 0.5, 2, 4[kN] の 3 通りを設定して複数回解析を行うことにより、それぞれの荷重での変位を求め、ストランドの径方向の荷重・変位曲線を予測する。治具下面は実験では試験台に置いているだけなので、中心の一点を並進・回転ともに拘束し、その他の点は x 方向の移動と x, y, z 方向の回転を拘束した。

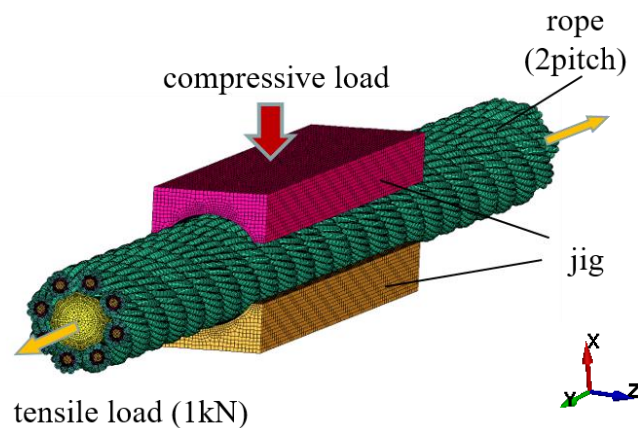


Fig. 4-16 FE model of wire-rope compression analysis

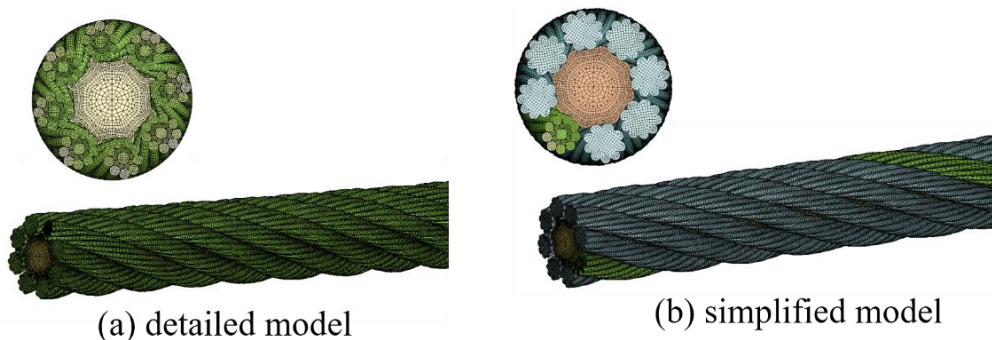


Fig. 4-17 FE model of the wire rope (a):detailed model (b):simplified model)

Table 4-1 Analysis scale of the wire rope compression analysis

Detailed model	nodes	2681898
	elements	1952000
Simplified model	nodes	2527886
	elements	1745948

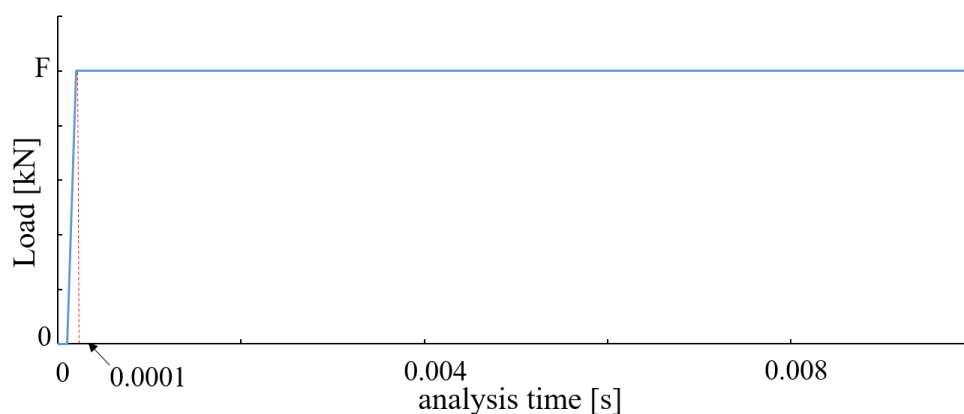


Fig. 4-18 Load curve given to the jig in the wire rope compression analysis

Table 4-2 Analysis conditions of the wire rope compression analysis

analysis software	LS-DYNA
element	solid element
contact algorithm	penalty method
analysis time [s]	0.01
friction factor	0.1

4.3.4 解析結果

解析結果を Fig. 4-19 に示す．解析結果の変位は，治具上面の変位を出力しており，治具に 0.5kN の荷重をかけたときの変位を基準としている．そして 4.2 で得られたワイヤロープ径方向圧縮試験の最終サイクルの結果も合わせて示している．

まず，詳細モデルの解析結果に注目すると，ストランド単体での解析結果と同じように，実験値に比べて大きな変位が生じている．これは素線間の隙間の存在により素線同士が実際のものよりもずれやすいことによる影響と考えられる．ただ，荷重 2kN より大きい範囲については実験結果とグラフの傾きが等しくなっており，径方向の剛性の妥当性はあると言える．

これに対して簡易モデルのほうは実験値に比較的近い結果となっている．ストランドの径方向の剛性が 2.3 で示したように実験値と近い値となっており，またストランドが連続体としてモデリングされているので詳細モデルのように素線がずれて変形が大きく生じるという現象が起こらないためだと考えられる．

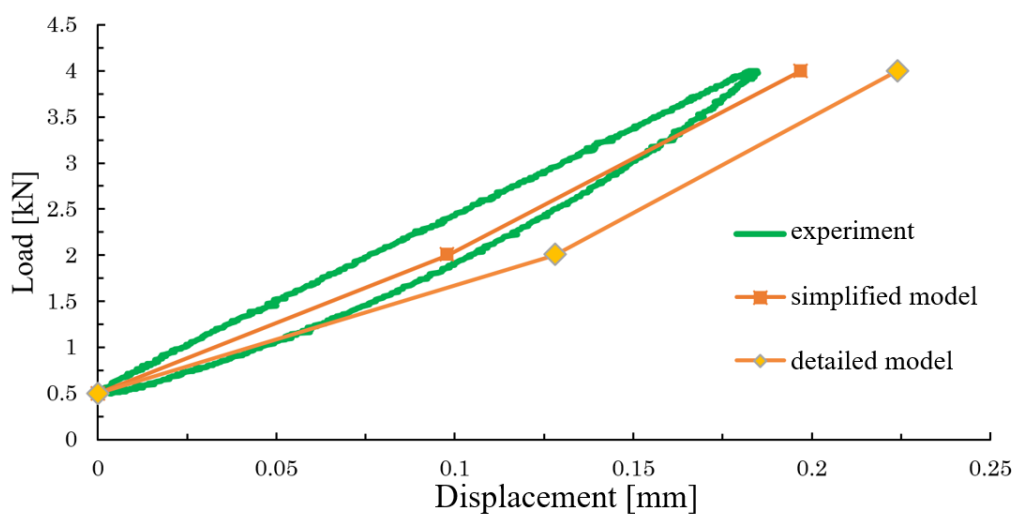


Fig. 4-19 Comparison between analytical and experimental results of wire rope compression

4.4 軸方向引張試験

東京製綱株式会社にて行われたワイヤロープの軸方向引張試験の概要と結果について説明する。

4.4.1 試験内容

(1) 試験対象

本試験では 4.2 同様にエレベータ用ワイヤロープ 8×S(19)を試験対象とする。

(2) 試験手順

ワイヤロープの両端を回転拘束した状態で 100kN 引張試験機に接続し、引張荷重を繰り返し負荷する。この時の伸びの挙動およびロープ径の変化を計測する。引張荷重は 0.24~4.80kN の範囲で 20 サイクル連続してかける。1 サイクルあたりの時間は 60 秒である。ロープの伸びについては開始時の間隔が 100mm の 2 点間の長さの変化を、伸び計を使用して計測している。ロープ径については外径測定器(キーエンス TM-3000)を使用して計測した。

4.4.2 試験結果

引張荷重を負荷した時のロープの伸びの推移を Fig. 4-20 に、ロープ径の変化を Fig. 4-21 に示す。また、伸び率を減径率の関係を Fig. 4-22 に示す。

Fig. 4-20 から、ロープの伸びはサイクル数を重ねるごとに徐々に増加していることが確認できる。サイクル数が増えるほどサイクル間での伸びの増加量は小さくなっており、20 サイクル目で収束しつつあった。そしてロープ径についても伸びと同様にサイクルを繰り返すごとに収束する傾向を示しており、サイクル数が増えるほど細くなっていくことが確認できる。また、ロープの伸びと減径率は比例関係にあり、減径が大きくなると伸びも大きくなる関係にあることが確認できる。

以上の結果は張力を繰り返し複数回負荷することで、素線間およびストランド間、心綱などとの間の隙間が締まることで、徐々に収束したと考えられる。

また、Fig. 4-20 を見るとワイヤロープは軸方向の引張荷重に対してもヒステリシスを持つことが確認できる。これについては素線間の摩擦の影響、および引張荷重によってロープが締まる際に心綱に径方向の荷重が加わり、心綱が持つヒステリシスの性質が本実験の結果にも影響したと考察される。

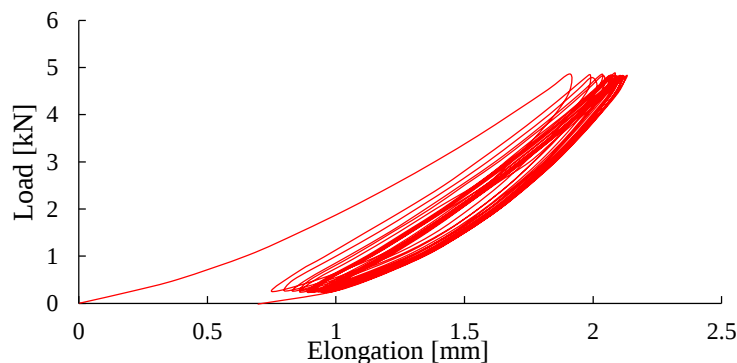


Fig. 4-20 Relationship between tension load and elongation

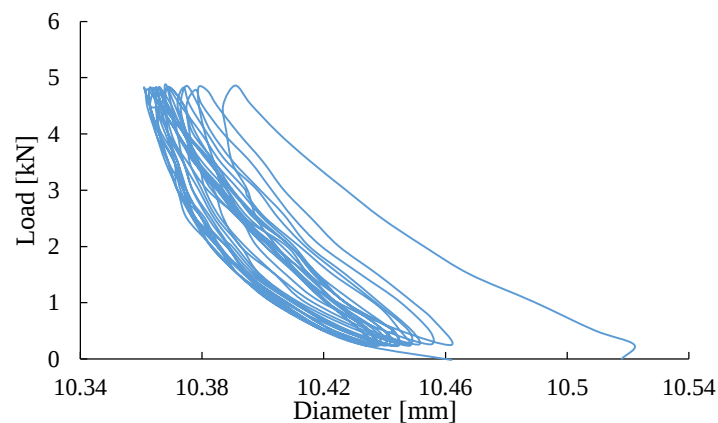


Fig. 4-21 Relationship between tension load and rope diameter

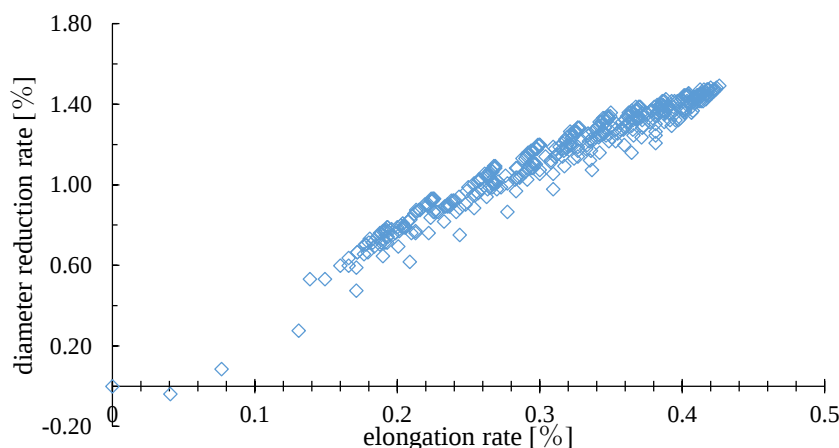


Fig. 4-22 Relation between elongation rate and diameter reduction rate

4.4.3 解析結果および理論値との比較

本試験で得られたワイヤロープの軸方向の応答について、ワイヤロープのモデルに引張荷重を与えたときの解析結果と比較し、モデルの軸方向特性の妥当性について検証する。また、参考のため Costello の理論[8]によって求まる理論値も併せて記載する。

解析結果、実験結果、理論値それぞれによって求まったワイヤロープ軸方向の見かけのヤング率を Table 4-3 に示す。まず、実験と理論値を比較する。理論値と比べて 8% 程度小さい値となっている。実験では荷重・変位曲線が非線形性を持つため、考慮する荷重域によって異なるヤング率が導出され、本試験では 0.24~4.80kN の範囲で評価している。Fig. 4-20 のグラフ形状から、この最大荷重をより大きくすると導出されるヤング率は大きくなり、理論値に近づくと考えられる。

次に詳細モデルの結果について確認する。理論値、実験値と比べて小さい値となっており、これはストランドでの考察同様に、素線間の隙間が実際のロープより存在していたこと、そして外層素線が描く螺旋の半径がやや大きいため素線が伸びやすくなっていたことによる影響と考えられる。

簡易モデルも剛性は小さくなっている。これは簡易ストランドのねじり剛性にはソリッド要素の材料特性の定義が反映されており、実際の値と比べて小さく定義されていた影響で、簡易ストランドがロープ軸方向に変形しやすかったことが原因と考えられる。

Table 4-3 The axial Young's modulus of the wire rope obtained by each method [GPa]

analysis	detailed model	50.9
	simplified model	41.4
experiment		55
theoretical value		60.48

第5章 引張曲げ解析

5.1 緒言

本章では、第4章で作成したワイヤロープの詳細モデル、簡略化モデルそれぞれについてシーブに巻き付ける解析を行う。シーブに巻き付けた際の両モデルの結果を比較することで、曲げ変形に対するモデルの挙動の妥当性を確認する。

5.2 解析モデル

本解析の解析モデルを Fig. 5-1, ワイヤロープの詳細モデルと簡易モデルの形状を Fig. 5-2, 解析規模を Table 5-1 に示す。ワイヤロープ 2 ピッチ分とシーブの上半分をモデリングしている。初期状態のロープ軸方向と z 軸が一致し, x 軸はシーブ側面に垂直になるように座標軸を設定した。そして座標系の原点はシーブ頂点に位置しているロープ断面の中心点に一致している。

本解析でモデリングしたシーブはワイヤロープの曲げの厳しさを表す D/d (シーブ径/ロープ径) が運用上最も厳しくなる 40 となるように, 径が 400mm のシーブとしている。モデリングしたシーブの断面図を Fig. 5-3 に示す。

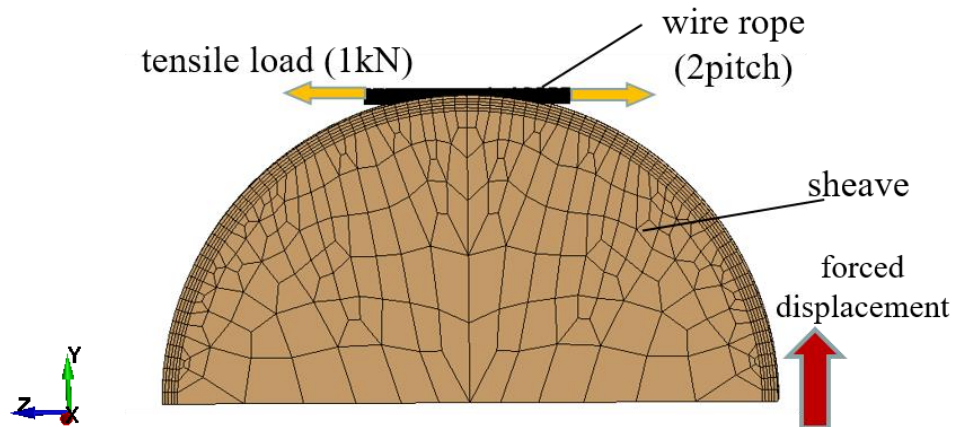


Fig. 5-1 FE model of wire-rope bending analysis

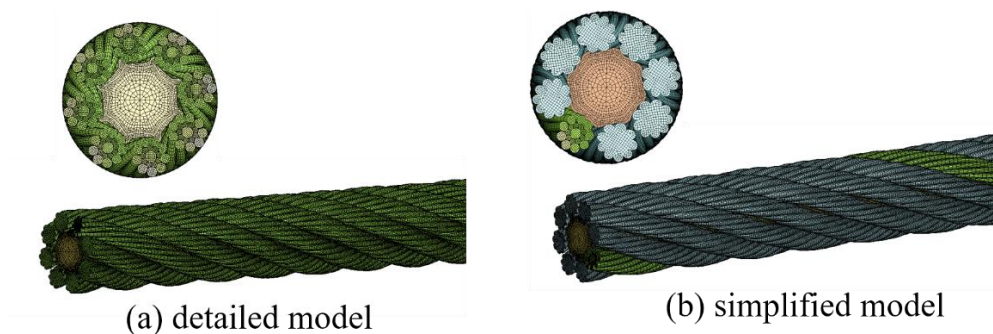
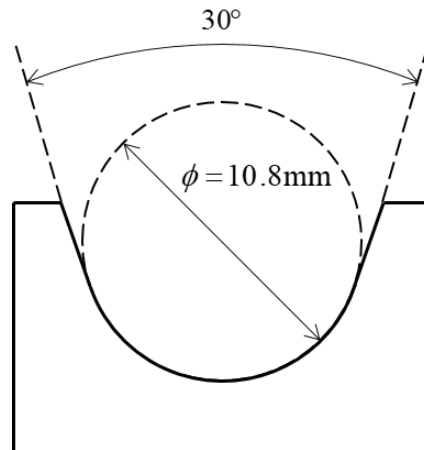


Fig. 5-2 FE model of the wire rope((a):detailed model (b):simplified model)

Table 5-1 Analysis scale of the wire rope bending analysis

Detailed model	nodes	2463132
	elements	1886432
Simplified model	nodes	2078422
	elements	1680380

**Fig. 5-3 Cross section of the sheave**

5.3 解析条件

各材料特性は第2章, 第3章, 第4章の内容をふまえて Table 5-2 のように設定している. また, シーブは一般的な炭素鋼であると想定して, 材料特性を設定している.

次に境界条件, 荷重条件について説明する. シーブは全節点を x, z 方向に拘束している. ワイヤロープは心綱の中心線上の点に x 方向の移動の拘束を与え, シーブの溝からずれないようにしている. また, 両端部 2mm 程度に含まれる節点を剛体接続し, z 軸(ロープ軸)周りの回転を拘束した. この状態でロープ両端の断面の中心に 1kN の引張荷重を与えている. 両端部の剛体接続に関しては, 実際のロープの末端処理においても端部を鋳込むことではおつれないように処理する例があることを参考にしている. 端部に与える引張荷重はロープ端面とともに動く局所座標を両端に定義し, その z 方向に引張荷重を与えることで, シーブに沿ってロープが曲げられても, 引張荷重が常に端面に垂直に働くようにしている. 以上のようにロープに引張荷重を与えた状態で, シーブをロープ方向に上昇させるように, y 軸方向に強制変位を与えることで, ロープがシーブに巻き付けられる挙動を再現している.

Table 5-2 Material property of the wire rope bending analysis

wire (detailed strand)		Young's modulus[GPa]	188
		Poisson's ratio	0.3
		Density [ton/mm ³]	8×10 ⁻⁷
simplified strand	solid element	Young's modulus[GPa]	20
		Poisson's ratio	0.3
		Density [ton/mm ³]	8×10 ⁻⁷
	beam element	Young's modulus[GPa]	125
		Cross-sectional area[mm ²]	5.7227
		Second moment of area[mm ⁴]	2.6074
core		Young's modulus [MPa]	300
		Poisson's ratio	0.4
		Density [ton/mm ³]	2 × 10 ⁻⁶
sheave		Young's modulus [GPa]	200
		Poisson's ratio	0.3
		Density [ton/mm ³]	8 × 10 ⁻⁷

5.4 解析結果

5.4.1 詳細モデル

ワイヤロープ詳細モデルをシーブに沿って曲げ切った状態について、素線にかかる引張応力や素線の接触状態の可視化と、これについての考察を行う。

(1) 引張応力，圧縮応力

シーブ頂点部分の断面 A(Fig. 5-4)でのロープ断面の z 方向応力コンター図を Fig. 5-5 に示す。この断面において z 方向とロープ軸方向は一致しているので、このコンター図はワイヤロープがシーブに沿って曲げられた際に素線に働く引張応力，圧縮応力を表していることになる。また，以下ではそれぞれのストランドを断面 A での位置で区別して Fig. 5-5 に示すように①から⑧までの番号をつける。

シーブ側の 3 本のストランド①，②，⑧を構成する素線に注目すると，シーブ側に圧縮応力，心綱側に引張応力が発生する傾向が確認できる。これはシーブに沿って曲げられている

ストランドの内側が圧縮、外側が引張になっており、ワイヤロープがシーブに沿って曲げられていることによる応力分布ととらえることができる。ストランド③、⑦もシーブに沿って曲げられている外側の素線ほど大きな引張応力が生じるという傾向を示している。

一方でシーブと反対側に位置するストランド④、⑤、⑥では曲げの外側の素線ではなく、ストランドの中心素線で最も大きな引張応力が生じている。これはストランド中心素線は一重螺旋の形状をしているのに対し、そのほかの素線は二重螺旋構造をしており、一重螺旋のほうが二重螺旋に比べて全体の長さが短くなるため、ロープが引張荷重を受けた際に負荷される引張応力が他の素線に比べて大きくなることによる分布だと考えられる。

つまり、シーブに近い側のストランド断面の引張応力分布はシーブに沿ってロープが曲げられることに起因する応力分布になっており、シーブと離れているストランドではロープに働く引張荷重に起因する応力分布になっていると考えられる。

また、本解析でストランド⑤のシーブと反対側の最外層素線に生じている引張応力は250MPa程度となっているが、実際のエレベータ用ワイヤロープで生じる引張応力もこれと近い結果が得られており、このモデルの妥当性がある一つの根拠と言える。

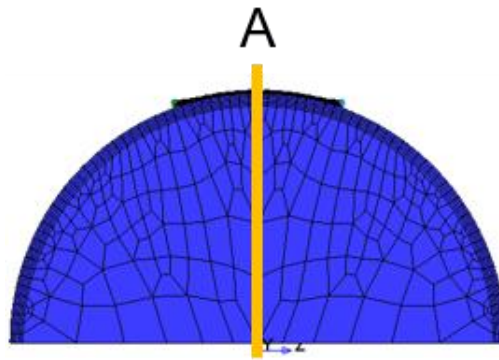


Fig. 5-4 Cross section A

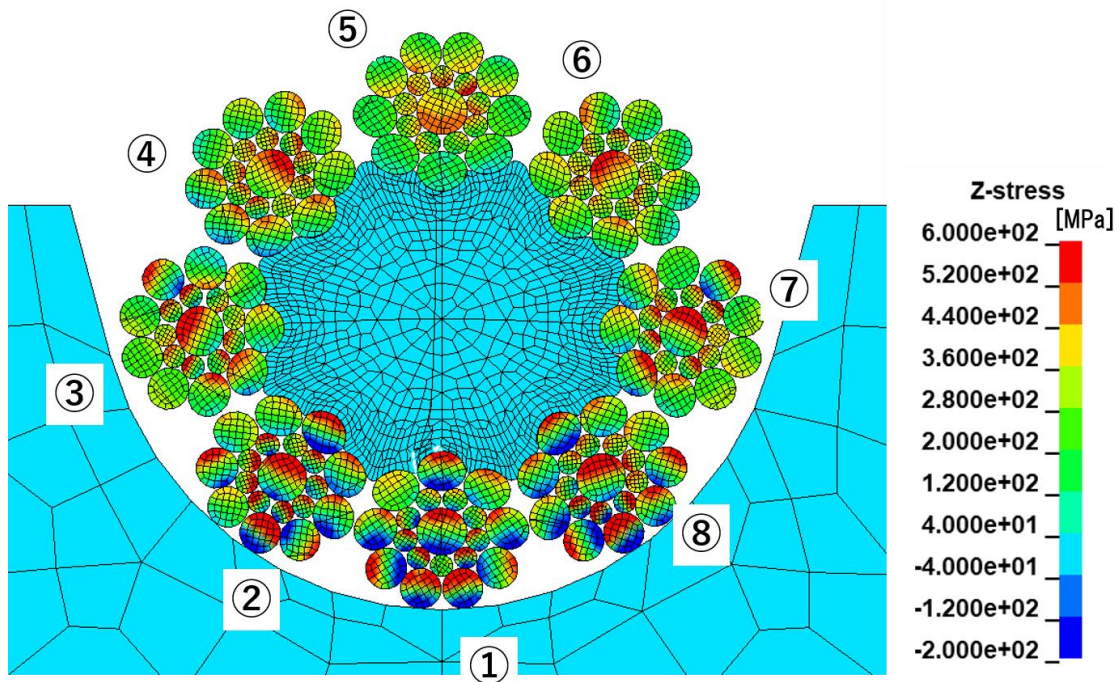


Fig. 5-5 Contour diagram of z-direction stress (tensile stress) at $z=0$ (cross section A)

(2) ミーゼス応力

続いて断面のミーゼス応力について考察する。ミーゼス応力はシーブ頂点部分の断面 A に加えてシーブに巻き付いているロープの端付近の断面 B(Fig. 5-6)についても確認する。断面 A, B それぞれでのミーゼス応力コンター図を Fig. 5-7, Fig. 5-8 に示す。

まず, Fig. 5-7 と Fig. 5-5 を比べるとシーブ頂点付近の断面でのミーゼス応力の分布と z 方向応力の絶対値の分布のおおまかな傾向が一致している。このことから素線に働いている応力はおおよそ素線長手方向の成分が支配的であると考えられる。ただし、シーブと素線の接触部分におけるミーゼス応力については、同じ位置の z 方向応力の絶対値よりも大きな値となっており、シーブとの接触が素線の応力状態に与える影響は考慮すべき大きさであると言える。

続いて Fig. 5-8 と Fig. 5-7 を比較する。シーブと接触しているストランドに注目する。Fig. 5-7 の断面 A におけるシーブと接触しているストランド①, ②, ⑧に比べて、Fig. 5-8 の断面 B におけるシーブと接触しているストランド①', ⑦', ⑧'のほうが、シーブと接触している素線に生じているミーゼス応力が明らかに大きくなっている。これは実際のワイヤロープにおいても確認されている現象である、巻き付け端部のほうがロープとシーブ間の接触応力が大きくなる現象に起因するものだと考えられる。つまり、ワイヤロープがシーブに沿って

通過する際、シーブに巻き付け始められる瞬間と通過し終わってまっすぐな状態に戻る瞬間にシーブ間との接触応力を最も大きく受けるということが言える。

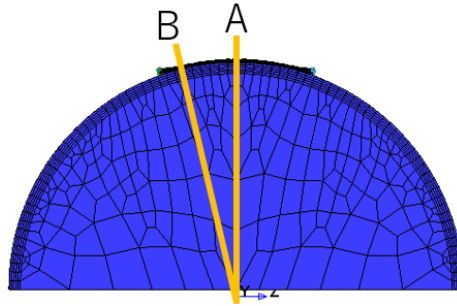


Fig. 5-6 Cross section A and B

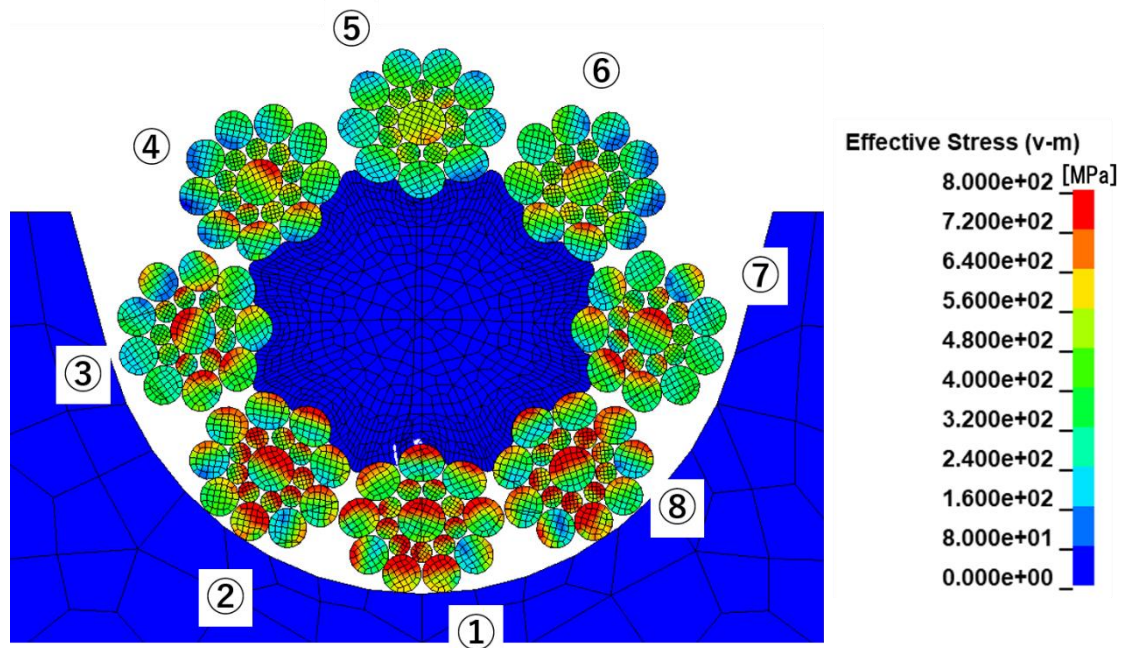


Fig. 5-7 Contour diagram of the von-mises stress at cross section A

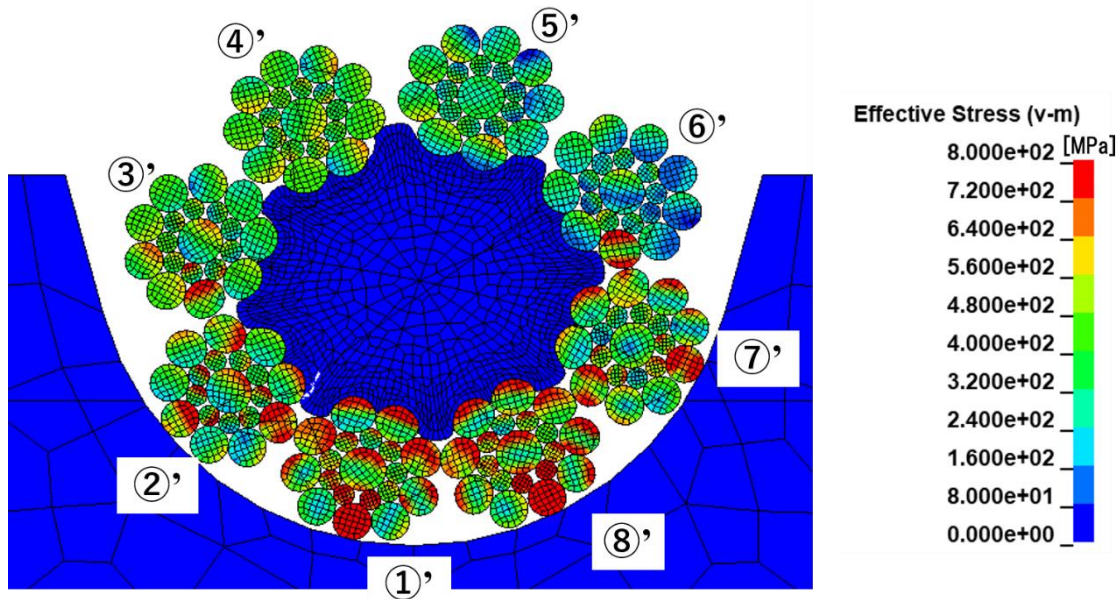


Fig. 5-8 Contour diagram of the von-mises stress at cross section B

5.4.2 簡易モデル

(1) 引張応力, 圧縮応力

シーブ頂点部分の断面 A(Fig. 5-4)でのロープ断面の z 方向応力コンター図を Fig. 5-9 に示す. 簡易モデルの中で素線すべてを再現しているストランドについて, 詳細モデルの解析結果と比較し, 簡易モデルの妥当性を確認する. 簡易モデル, 詳細モデルそれぞれのストランド②の断面を拡大して比較したものを Fig. 5-10 に示す. ストランド①, ③についても同様にそれぞれ Fig. 5-11, Fig. 5-12 に示す.

Fig. 5-10, Fig. 5-11 を見ると, ストランド②と①の z 方向応力の絶対値は簡易モデルと詳細モデルで近い値を示していることが分かる. しかし, 中心素線で特に顕著に表れているように, 引張応力と圧縮応力の生じている向きが二つのモデルで若干異なっている. どちらのストランドにおいても簡易モデルのほうでは詳細モデルと比べてコンターが右に傾いている. これは中心素線に着目すると, 詳細モデルではストランドがシーブとの接触面に沿って曲げられることによる応力分布が現れる傾向があるのに対して, 簡易モデルではストランドの軸方向に沿って曲げられることによる応力分布が現れていると見ることができる. これはストランドが軸に沿って伸ばされている, つまりロープに対して緩められる変形を受けている影響と言える. その原因として, 簡易モデルのねじり剛性が実際のものよりも小さく定義されており, ゆるむ変形を受けやすかったためと考えられる.

次に Fig. 5-12 を見ると、ストランド③においては詳細モデルで生じている圧縮応力が簡易モデルでは生じていないことが確認できる。詳細モデルの圧縮応力はシーブに沿って曲げられることによって発生しているものである。一方で簡易モデルでは上で述べたように簡易ストランドのねじり剛性が小さく、ストランドがロープからゆるむ変形を受けやすかった。そのため詳細ストランドもゆるみ、そして軸方向に延ばされたことで引張応力が大きく生じ、シーブに沿って曲げられることによる圧縮応力の影響を上回ったため、このような結果が得られたと考えられる。

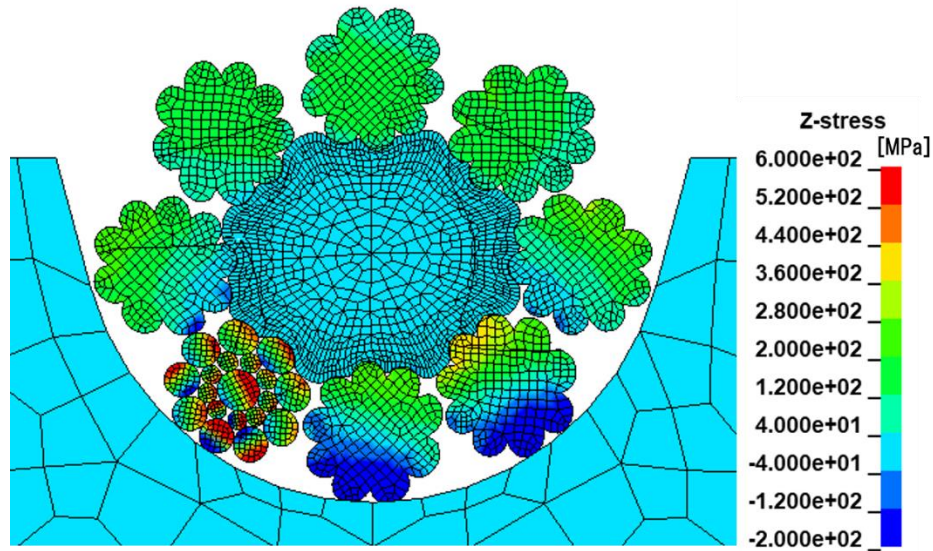


Fig. 5-9 Contour diagram of z-direction stress (tensile stress) of the simplified model at cross section A

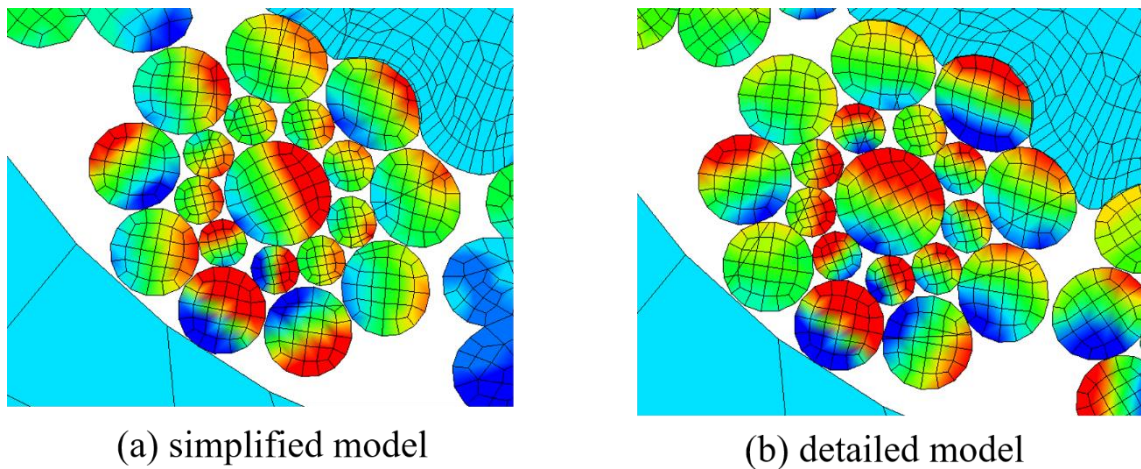


Fig. 5-10 Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ②)

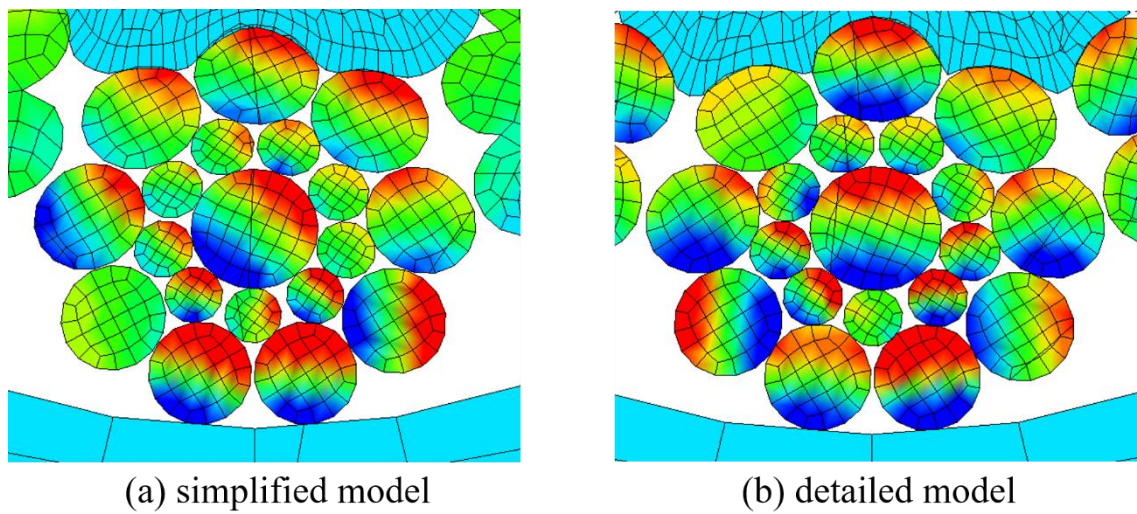


Fig. 5-11 Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ①)

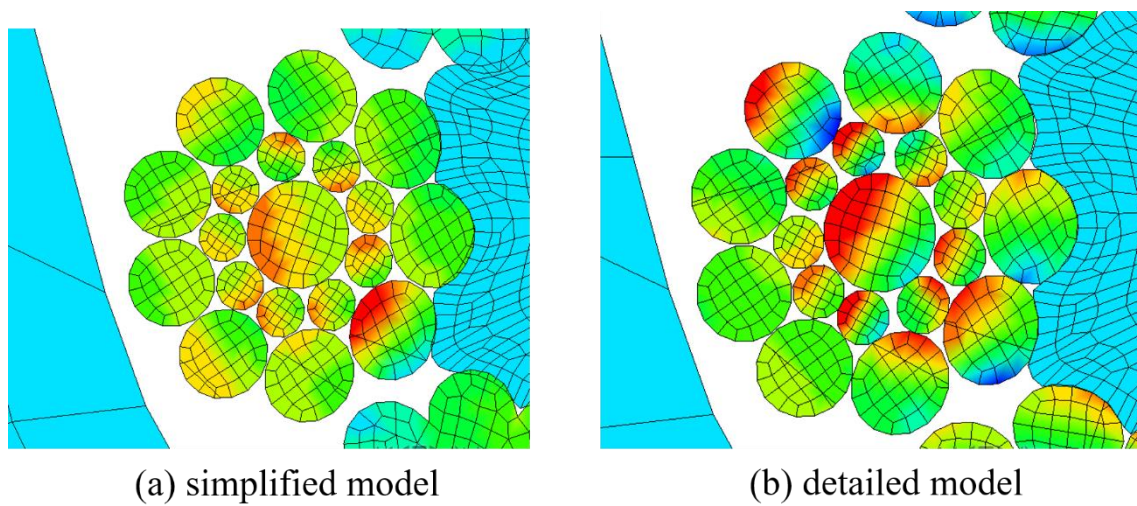


Fig. 5-12 Comparison of analysis results between (a)simplified model and (b)detailed model (strand ③)

(2) 解析時間の短縮

詳細モデル、簡易モデルそれぞれの本解析にかかった時間は Table 5-3 のとおりである。どちらも 20 コアで計算を行っている。このことから簡易モデルでは計算負荷がおおよそ 3 分の 1 になっており、計算負荷の低減が為されているということが言える。

計算負荷が減少した要因としてはまず、モデル内の接触点が減ったことが挙げられる。もともと詳細モデルにおいては一つのストランドにつき素線同士の接触箇所は 36 か所あった。そしてストランドは 8 本あるため合計 $36 \times 8 = 288$ 箇所あったが、簡易モデルでは 1 つのストランドを除き計 7 本のストランドを連続体としてモデリングしたことで $36 \times 7 = 252$ 箇所の接触箇所をなくすことができている。これにより接触点での振動が発生しなくなり計算負荷の低減につながった。

また、節点数が減ったことも計算負荷減少につながっていると言える。Table 5-1 に示したように簡易モデルでは詳細モデルにくらべて節点数がおおよそ 16% 減少しており、これによりモデルの自由度が減少している。

Table 5-3 Analysis time (number of CPU's = 20)

Detailed model	115 hours 28 minutes
Simplified model	38 hours 12 minutes

第6章 結論

6.1 結論

本研究では、エレベータ用ワイヤロープ $8 \times S(19)$ ロープについて、計算負荷の低い簡易解析手法を開発することを目的とし、ストランド、心綱、ワイヤロープの順にモデリングと妥当性確認を行った。また、詳細モデルの妥当性確認も合わせて行った。そして実際のワイヤロープの使用状況を模して、シーブに沿って曲げる解析を行い、詳細モデルと簡易モデルを構成する素線の引張応力について比較した。

妥当性については、詳細モデルは初期状態における素線間の隙間の影響、そして素線同士がずれやすい影響で剛性が実際のロープより低い傾向があることが分かった。簡易モデルはねじり剛性が実際のロープより小さく定義される影響で軸方向の引張に関して剛性が小さくなることが確認された。

引張曲げ解析を行った結果、詳細モデルではシーブに沿って曲げられることによる断面の引張応力の分布を再現することができることが確認された。簡易モデルについては上で述べたように引張方向の剛性が小さくなる影響を受ける分布となるものの素線に生じる引張応力の絶対値は詳細モデルと近い結果を得ることができ、計算負荷は約 3 分の 1 にまで低減された。

6.2 今後の展望

6.2.1 ストランドのねじり剛性

本研究では、先行研究においてモデリングの際に反映できていなかったストランドの異方性を、軸方向の力学特性を再現するビーム要素と径方向の力学特性を再現するソリッド要素をカップリングさせる拘束を与えることで再現した。しかし、その一方でねじり剛性の再現が十分ではなく、張力を与えながらシーブに沿って曲げる変形を与えたときに詳細モデルと挙動の違いが確認された。さらなる精度向上のため、このストランドのねじり剛性の定義を再検証する必要がある。

6.2.2 より大規模なワイヤロープモデルの作成

本研究で作成された簡易モデルは、素線すべてを再現した詳細モデルと比べて計算負荷がおおよそ 3 分の 1 となった。この簡易モデルを一部に利用することで、より長いロープモデルの解析が可能になると考えられる。現在のモデルの長さは 2 ピッチであるが、シーブに沿わせる解析を 20 コアで 38 時間で行うことができる。よって今以上に長いロープモデル

についての解析も十分可能と考えられ、さらに端部にメッシュサイズを粗くしたモデルも結合することで、シーブ半周に完全に沿わせる状態も再現できるのではないかと予想される。これにより、シーブとロープとの間の接触圧力の分布の全体像を解析によりつかむことも可能となる。シーブとロープ間の接触圧力は、ロープ損傷の主要な原因のひとつであり、この分布を解析により得ることは疲労損傷現象の解明につながると考えられる。

謝辞

本研究は、著者が泉・波田野研究室在籍中に泉聡志教授のご指導のもと行なったものです。泉教授には学部生時代から3年間に渡って大変お世話になりました。なかなか研究で進捗をうめない私に、研究方針について丁寧にご助言をしていただきました。研究以外の面でも就職活動や将来のことについて親身に話をしてくださり、心より感謝しています。この研究室で泉先生の下で3年間お世話になることができて本当によかったです。

波田野先生には研究会などの場において、自分の考えが不足している点などについての確にご指導いただき、研究を進めるうえで非常に勉強になりました。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も、学部時代から3年間実験設備の提供をしていただき、お忙しい中数々の実験にご協力いただきました。自分が実験を行おうとすると機械が不具合を起こすことが何度かあり、そのたびにご対応いただいていたありがとうございました。

三菱電機株式会社の角谷様には研究を進めるにあたってのご助言をいただいたほか、貴社のインターンに参加させていただき機会を設けていただき実際に現場での実験と解析を経験させていただきました。この2週間のインターンで得られた経験は研究を進めるうえで非常に参考になりました。ありがとうございました。インターン中に連れて行っていただいた大阪観光もとても楽しかったです。

JSOL 株式会社には、本研究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、貴社でアルバイトもさせていただきました。同社の千代延様には、この研究の要であるワイヤロープ簡易モデル作成にご協力いただいたほか、解析の疑問点について毎回迅速に対応してくださいました。深く感謝いたします。

東京製綱株式会社様には実験用のワイヤロープ、ストランドを提供していただいただけでなく、工場見学の機会を設けていただきました。ワイヤロープが製造される様子を直接見ることができ、構造や製造方法をより深く理解することができました。また、引張試験のデータも提供していただきました。ありがとうございました。

また、同期の平能君、浅川君や同じテーマだった太田さんをはじめとした研究室の皆様にもお世話になりました。皆さんのおかげで充実した研究室生活を送ることができました。社会に出てもこの3年間の研究室生活で学んだことを活かしていきたいと思います。

最後に修士課程まで私を支えてくださった家族に感謝し、以上を謝辞とさせていただきます。

参考文献

- [1] 昇降機等事故調査部会, 平和台駅エレベーター主索破断事故調査報告書,
<http://www.mlit.go.jp/common/000188107.pdf>, 2012.
- [2] 昇降機等事故調査部会, 東京都内エレベーター事故調査報告書,
<http://www.mlit.go.jp/common/001058725.pdf>, 2014.
- [3] 東京製綱株式会社. ワイヤロープの概要.
<http://www.tokyorope.co.jp/product/wirerope/outline.html>.
- [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] Mohammed Raoof and Ivana Kraincanic. Analysis of large diameter steel ropes. Journal of engineering mechanics, Vol. 121, No. 6, pp. 667–675, 1995.
- [10] 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.
- [11] 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: IWRC 6 Fi (29) の場合. 材料, Vol. 44, No. 503, pp. 1086-1091, 1995.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.

- [17] 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.
- [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] 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.
- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] Dagang 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.
- [24] 出口明雄, 小笠原和也, 蜂須賀俊次. エレベータ式立体駐車場用ワイヤロープの疲労損傷機構と寿命評価. *日本機械学会論文集 A 編*, Vol. 79, No. 801, pp. 672–681, 2013.
- [25] V Fontanari, MBenedetti, and BD Monelli. Elasto-plastic behavior of a warrington-scale rope: Experimental analysis and finite element modeling. *Engineering Structures*, Vol. 82, pp. 113–120, 2015.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] WS Utting and N Jones. The response of wire rope strands to axial tensile loads—part I. experimental results and theoretical predictions. *International journal of mechanical sciences*, Vol. 29, No. 9, pp. 605–619, 1987.
- [29] WS Utting and N Jones. The response of wire rope strands to axial tensile loads—part II. comparison of experimental results and theoretical predictions. *International journal of mechanical sciences*, Vol. 29, No. 9, pp. 621–636, 1987.
- [30] Manuel Munoz Hardy. Geometric transformation for double helical wire rods. PhD thesis,

University of Hawaii, 2004.

- [31] 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”, 東京大学工学部機械工学科, 修士論文, 2015.
- [32] 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.
- [33] 末益 博志. 入門 複合材料の力学. pp59-64. 2009
- [34] “ワイヤロープ No.20”, 東京製綱, 2013.
- [35] 労働安全衛生総合研究所特別研究報告 JNIOSHI-SRR-NO.44(2014),
<https://www.jniosh.go.jp/publication/doc/srr/SRR-No44-1-1.pdf#search=%27%E3%83%AF%E3%82%A4%E3%83%A4%E3%83%AD%E3%83%BC%E3%83%97+%E7%96%B2%E5%8A%B4%E8%A9%A6%E9%A8%93%27>
- [36] 栗田 基, 久保山 武, 岡田 章, 斉藤 公夫, 宮里 直也, “構造用ケーブルの降伏後の材料特性の把握と評価について”, 日本建築学会 学術講演梗概集 C-1 分冊, pp.667-670, 2011.
- [37] 鈴村 恵太, 中村 俊一, Roger Q. HAIGHT, “77 年間併用された吊橋ハンガーロープの引張強度および腐食調査”, 土木学会論文集, No.728, pp.67-77, 2003.
- [38] 大沼亥久三, 薄墨正, 徳永邦雄, 中寫正志. 繊維 [3 訂版] . 東京電機大学出版局, 1987.