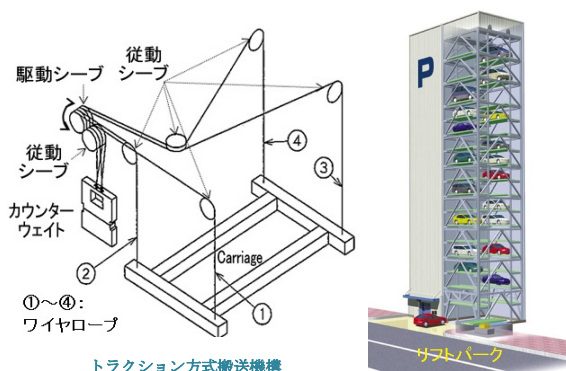


低騒音型リフトパーク用ワイヤロープの疲労損傷機構と寿命評価

Fatigue Life Estimation of Wire Rope in Low-Noise Elevator-type Lift Park



小笠原和也*1
Kazuya Ogasawara

出口明雄*2
Akio Deguchi

蜂須賀俊次*3
Shunji Hachisuka

低騒音型機械式立体駐車場リフトパークにおいて、搬送機構で用いているワイヤロープは主要部品であり、定期点検により安全性を確保している。基本設計上、その寿命推定は重要項目の一つである。今回、交換基準に到達したワイヤロープの損傷状況を詳細に調査し、その力学挙動を改めて見直すとともに、実機を模擬したS曲げ疲労試験結果に基づいて、損傷メカニズムに立脚したワイヤロープの疲労寿命評価法を提案した⁽¹⁾。今後の製品信頼性向上に活用していく。

1. はじめに

低騒音型のエレベータ式機械立体駐車場リフトパークでは、搬送機構として、アンダーカット (UC) 溝を設けた駆動シーブとワイヤロープで構成されるトラクション方式を採用している。機械式立体駐車場は稼動部が多く、点検で各部の健全性を確保している。特に、ワイヤロープは、車搬送の重要部品であり、素線断線、摩耗、伸び、腐食などの観点から定期点検している。通常、屋内雰囲気、定常的な荷重変動で使われるため、素線断線で交換されることが多い。

ワイヤロープの素線断線寿命は、基本設計時、広く使われている G.Niemann の式を用いて推定してきた。この式は、日本機械学会 P-SC46 分科会におけるワイヤロープの寿命推定に関する成果報告書の中でも著名な式とされ⁽²⁾、疲労試験結果と予測値との対比から有効性が示される⁽³⁾など、今日でも使われることが多い。異なるシーブ溝形状、ロープ構成などに対し、実験的に係数を修正して使用してきた。

しかし、Niemann の式は、式(1)に示すように、シーブ径とワイヤロープ径の比 D/d 及び素線の引張応力 σ_t を評価パラメータとして構成している。

$$N_f = 170000 \{ a \cdot b(D/d - 9/a) / (\sigma_t + 4) \}^2 \quad (1)$$

ここで、 a :シーブ形状による係数、 b :ロープ構成による係数、 σ_t :素線の引張応力 (kgf/mm^2)

D :シーブ径 (mm)、 d :ワイヤロープ径 (mm)

すなわち、損傷の要因が、シーブ通過時の屈曲による素線の曲げ疲労破壊であるにもかかわらず、その曲げ応力を表す素線とシーブ径の比 δ/D が評価パラメータに含まれず、素線の強度も含まれていないなどの問題がある。また、前述した成果報告書で提案された 6×37 クラスのロープ構成に対する寿命推定式においても、 D/d 及び引張応力相当の安全係数だけが評価パラメータであり⁽²⁾、同様な問題がある。いずれも素線断線の疲労寿命推定式として、力学挙動を十分に

*1 三菱重工パーキング(株)設計部 主務

*2 MHIソリューションテクノロジーズ(株) 横浜技術部 技師長 工博

*3 東京製綱(株) 技術本部研究所 所長 工博

反映しているとは言えず、適用範囲が限定されることが予測される。

そこで、本報では、素線断線を対象としたワイヤロープの疲労寿命評価パラメータを検討するため、まず、実機で素線断線 10%の交換基準に到達したワイヤロープを供試し、損傷メカニズムを検討した。次いで、ワイヤロープの力学挙動を検討し、損傷部の作用応力を明らかにし、実機を模擬したS曲げ疲労試験及び素線の曲げ疲労試験結果に基づいて、損傷部の力学挙動に立脚したワイヤロープの疲労寿命評価法を提案した。

2. 実機ワイヤロープの損傷メカニズム

ワイヤロープは、どのように損傷しているのか？

6年間使用し、素線断線 10%に到達した実機ワイヤロープ(ロープ構成 8×S(19), 16φ, E種)を供試し、損傷部の観察及び損傷分布の調査を行い、損傷メカニズムを検討した。

素線断線部の外観状況を図1, 断線部の表面・破面の走査型電子顕微鏡観察結果を図2, 断線部近傍の断面マクロ及びマイクロ組織を図3, 素線と UC 溝の接触面のレプリカ詳細観察結果を図4に示す。これらの結果から、次のことが明らかになった。

- (1) 断線は、ワイヤロープの長手方向直線上に断続的に発生している。ストランド外周でかつワイヤロープ最外周の素線が、各ストランドでほぼ2本断線している。
- (2) 一直線の断線位置は、ワイヤロープ円周の特定角の2ラインに限定され、駆動シーブのアンダーカット(UC)溝との接触位置と対応している。
- (3) 断線部は、いずれも接触による塑性変形で圧痕状に潰れ、そのほぼ中心位置で断線している。
- (4) 破面は疲労破壊の様相を呈し、圧痕端の応力集中を起点として対角側に向かって進展し、最終的に延性破断している。
- (5) 圧痕部の円周方向断面では圧痕端にバリや欠損が認められ、長手方向断面では表面塑性変形部から亀裂が進展しているのが認められる。
- (6) 素線の圧痕表面には長手直角方向に摺動傷が生じ、シーブの UC 溝は対応する半径方向に鱗(うろこ)状に塑性変形している。くさび力による高い面圧が作用していることがうかがえる。

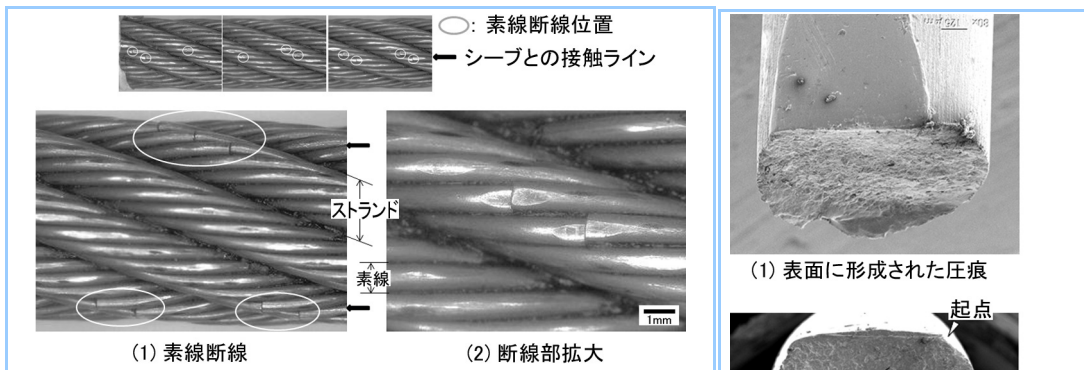


図1 実機ワイヤロープの損傷状況

素線はワイヤロープの長手方向の同一ラインで、ストランド毎にほぼ2本が断線している。

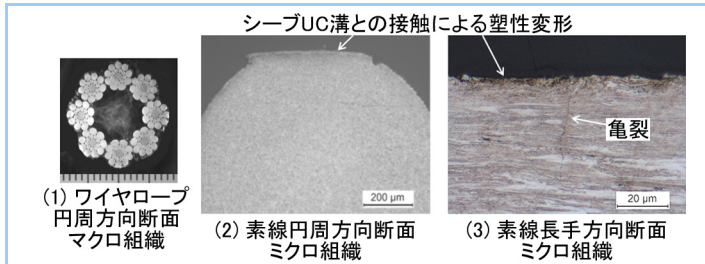


図3 素線断線部近傍のマクロ及びマイクロ組織

素線圧痕部近傍に塑性変形によるバリや欠損が認められ、圧痕直下から亀裂の発生が認められる。

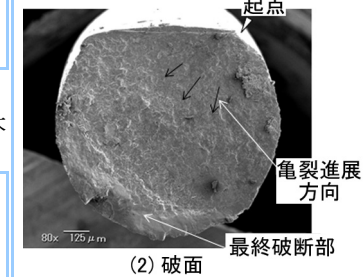


図2 素線断線部の表面と破面

素線は、圧痕端部の応力集中部を起点に対角方向に疲労破壊している。

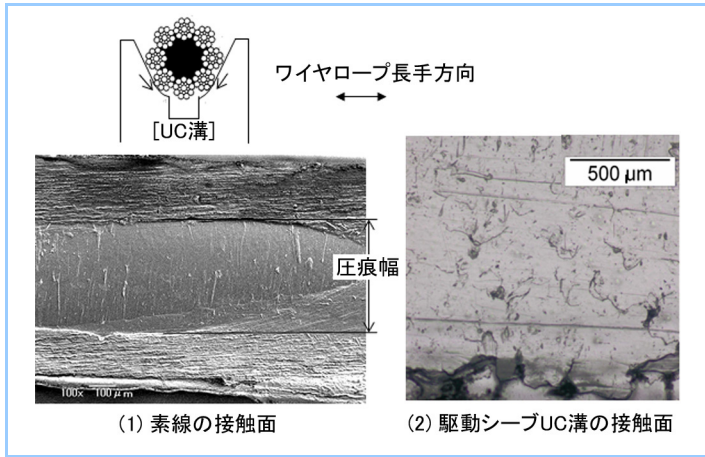


図4 素線と駆動シーブ UC 溝のレプリカ観察

素線にはワイヤロープ長手直角方向に摺動傷が見られ、駆動シーブ UC 溝には対応する半径方向に鱗片状の塑性変形が認められる。

以上の断線状況は、UC 溝との接触で形成された圧痕が引き金になり、繰返し応力により素線が疲労破壊したことを示唆している。このような圧痕が生じる要因を明らかにするため、駆動シーブ UC 溝とワイヤロープ／ストランド／素線の幾何学形状と位置関係を図5に示す。また、損傷ワイヤロープの最外周に位置する素線の圧痕幅の円周方向分布を実測した結果を図6に示す。

断線位置は、明らかに、UC 溝とワイヤロープ素線との接触位置に一致し、駆動シーブ UC 溝との接触力による圧痕状の潰れが、損傷の大きな要因となっていることを裏付けている。

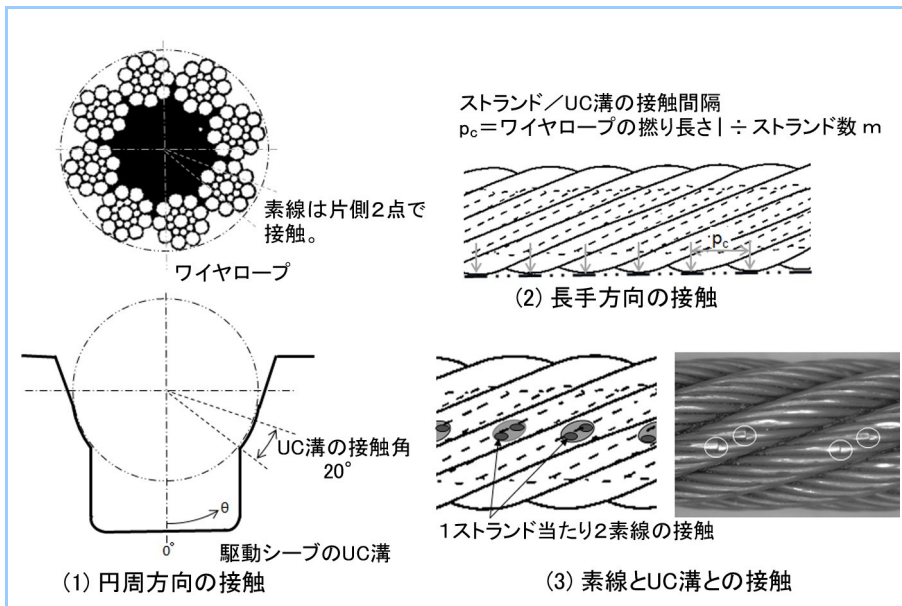


図5 ワイヤロープと駆動シーブ UC 溝との接触(模式図)

駆動シーブの UC 溝とワイヤロープの素線とは、1ストランド当たり片側2点程度で接触する。

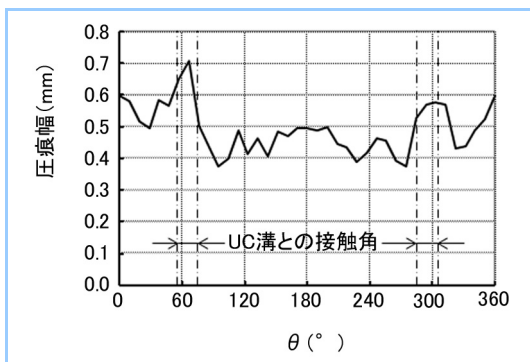


図6 損傷ワイヤロープの圧痕幅の円周方向分布

ワイヤロープの円周方向の素線圧痕幅分布を調べると、UC 溝接触部の圧痕幅が大きく、強当たりしていることを示している。

3. 実機ワイヤロープの力学挙動と作用応力

実機のワイヤロープはどのように動き、作用する応力レベルはどの程度か？

3.1. 損傷起点の作用応力

ワイヤロープに作用する力は、①搬器、パレット、車両、カウンターウェイトなどの自重に駆動シーブの駆動力を加えた張力、②駆動シーブ、従動シーブによる曲げ、③張力に対するシーブ反力として発生する接触圧、の3種類に大別される。搬器の昇降に伴って作用点が移動し、ワイヤロープ各部に繰返し作用する。1本のワイヤロープに着目した荷重要因と作用位置の関係を図7に示し、損傷起点に着目した作用応力の要因図を図8に示す。

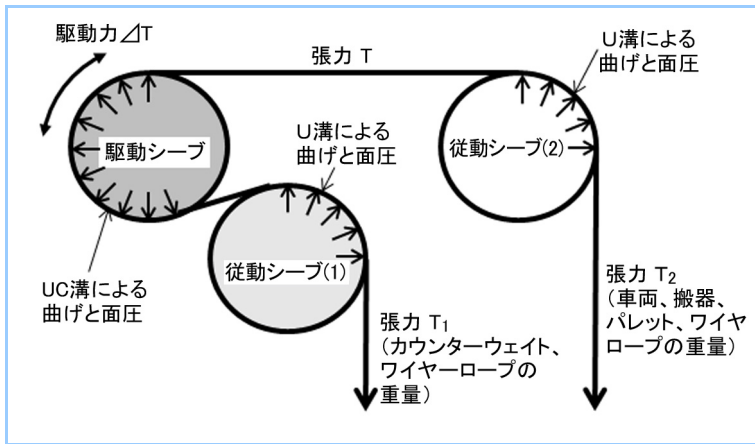


図7 リフトパークにおけるワイヤロープの作用荷重
ワイヤロープ1本に着目した荷重の作用位置と要因の関係を示す。

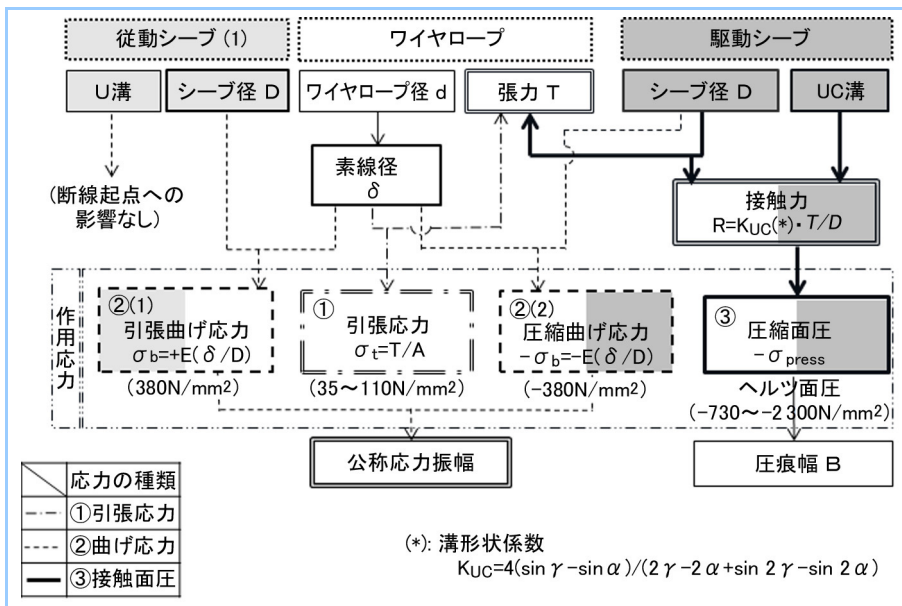


図8 損傷起点の作用応力
素線断線起点位置の作用応力と要因との関係を示す。

これらの応力が、ワイヤロープ全長に対してどのように作用し、素線断線とどのようにかかわっているかを明らかにするため、車両入出庫に伴う張力変化、各シーブとの接触範囲及び前述した実機損傷調査での素線断線数の長手方向分布を対比して図9に整理した。これらの結果から、次のことが明らかである。

- (1) 素線に圧痕が形成される駆動シーブと接触する範囲は [3] ~ [5] のゾーンであるが、断線が認められる範囲は、[3] 及び [4] のゾーンだけである。
- (2) すなわち、断線部は、駆動シーブと従動シーブ(1)を通過する、いわゆるS曲げ範囲に限定される。

(3) カウンターウェイト(C/W)側の断線数が多い。図中に、入出庫に伴うS曲げ頻度比を示すが、入出庫が地上階で行われるため、断線位置のS曲げ頻度が高いことが分かる。

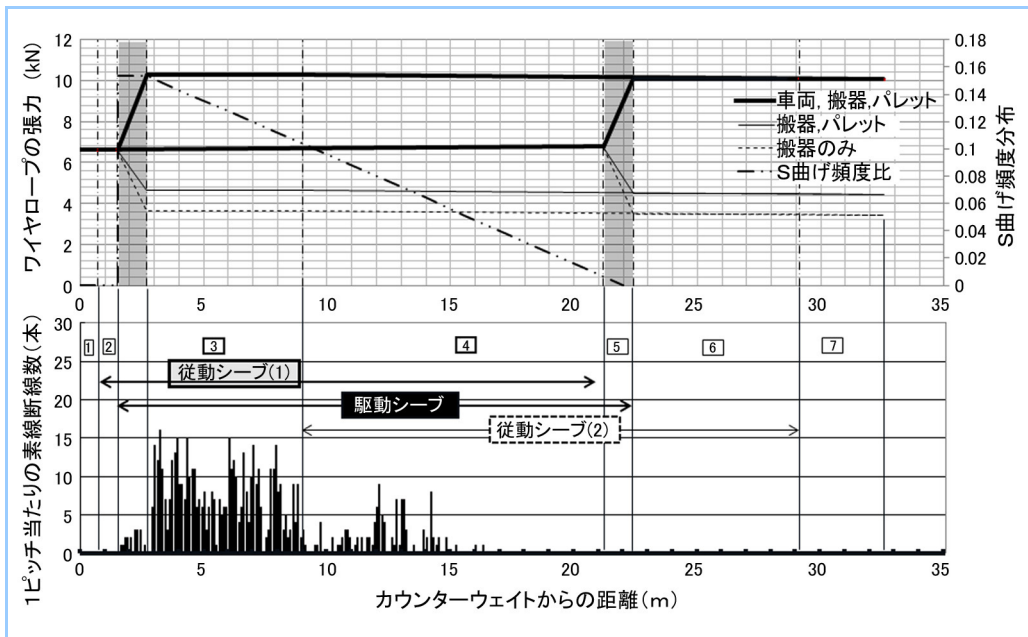


図9 ワイヤロープ長手方向の張力変化、シーブとの接触及び素線断線分布
素線断線位置は、駆動シーブ及び従動シーブ(1)と接触する範囲に限定され、断線数はS曲げ頻度の多いカウンターウェイト側に集中している。

以上の事実は、駆動シーブで曲げ圧縮応力と同時に UC 溝で強い面圧を受けた部分が、従動シーブ(1)で逆曲げの引張応力を受け、そのS曲げ頻度が高い部分が疲労損傷に至ったことを示している。ワイヤロープの素線損傷起点の応力は、位置の移動に伴い、図 10 のように変動する。すなわち、①の引張応力、②の曲げ応力、そして③の面圧が作用応力である。特に、UC 溝を有する駆動シーブから受ける面圧は、圧痕ができるほど大きい。

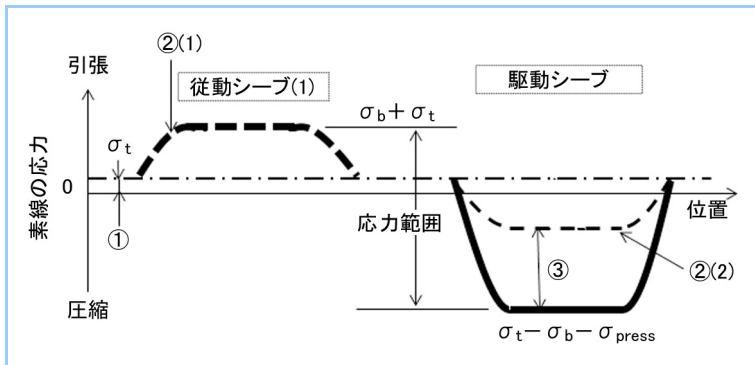


図 10 稼動に伴うワイヤロープ損傷起点の応力変化
素線断線位置起点に作用するS曲げによる応力の変化を示す。ワイヤロープの素線には、①定常的な引張応力、シーブ通過時に②曲げによる交番応力、特に、駆動シーブの UC 溝との接触で③高い面圧が作用する。

3.2. 素線の引張応力と曲げ応力

ワイヤロープの素線に掛かる張力による引張応力とシーブによる曲げ応力は、ストランドの撚り(より)、ロープの撚り、素線間の摩擦などが影響するため、ロープやストランドの撚り角を考慮した応力算出式や近似式が提案されている⁽³⁾。以下の評価では、引張応力及び曲げ応力の算出に、式(2)及び式(3)に示す一次近似式を適用した。

$$\sigma_t = T / \sum A_i = T / A \tag{2}$$

$$\sigma_b = E \cdot \delta / D \tag{3}$$

ここで、 A_i : 素線の断面積、 A : 素線の総断面積、 E : ヤング率

適用に先立ち行った、ワイヤロープの曲率曲げ試験及び三点曲げ試験結果の例を図 11 に示すが、上記近似式適用が妥当であることを示している⁽⁴⁾。リフトパークで用いている構成8×S(19)のエレベーターロープは、潤滑油を含浸させた繊維心の効果で素線間摩擦が小さく、可撓性に富んでいるためと考えられる。

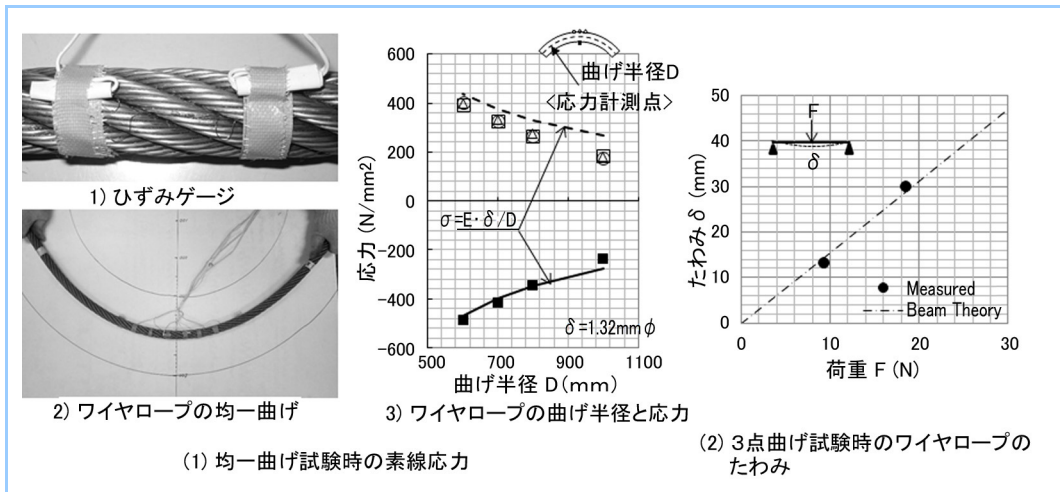


図 11 各種曲げ試験における素線応力とワイヤロープたわみの実測値と理論値との比較
ワイヤロープの素線曲げ応力は、式(3)で示す一次近似式で推定可能である。

3.3. 素線の接触面圧

損傷状況から考え、ワイヤロープの疲労寿命に大きくかわる要因である駆動シーブ UC 溝と素線との接触面圧は、ワイヤロープの撚り角、ストランドの撚り角、素線径、UC 溝の曲率など多くの形状の影響を受けることから複雑である。ここでは、ワイヤロープ／シーブ間、ワイヤロープ／UC 溝間及び UC 溝／素線間の接触について、順次、着眼点を絞り込みながら検討した。

まず、ワイヤロープの張力Tによりシーブに発生する面圧Pを、図 12 のように線と円の接触問題として考える。張力Tにより発生するシーブに対する押付け力Fは、接触角 2θ との関係から式(4)で表せる。

$$F = 2T \cdot \sin \theta \tag{4}$$

一方、ワイヤロープが押し付けられたシーブには、面圧Pが発生し、図のy方向の合力が式(5)に示す反力Rとして作用する。

$$R = 2 \int_0^\theta P \cdot \sin \theta \cdot (D/2) d\theta = PD \cdot \sin \theta \tag{5}$$

力の釣り合いからF=Rであり、作用面圧Pは、式(6)のように、張力Tとシーブ径Dから求まる。

$$P = 2T / D \tag{6}$$

次に、素線やストランドの凹凸は考慮せずに円形断面のワイヤロープと駆動シーブの UC 溝との接触について考える。駆動シーブでは、式(6)の面圧Pを UC 溝で増大させ、摩擦による駆動力を確保している。図 13 に示す UC 溝断面の角度 α と γ に挟まれた二つの曲面に面圧の cos 分布 p(θ)が作用し、そのシーブ半径方向力の総和は上記Pと一致する。UC 溝に作用する面圧の総和 P_{UC} 及び上記の関係は、ワイヤロープ直径 (UC 溝の曲率半径の2倍) dを介して、次のように表せる。

$$p(\theta) = p \cdot \cos \theta \tag{7}$$

$$P_{UC} = 2 \int_\alpha^\gamma p(\theta) \cdot (d/2) d\theta = pd(\sin \gamma - \sin \alpha) \tag{8}$$

$$P = 2 \int_\alpha^\gamma p(\theta) \cdot \cos \theta / (d/2) d\theta = pd \int_\alpha^\gamma \cos^2 \theta d\theta = pd(2\gamma - 2\alpha + \sin 2\gamma - \sin 2\alpha) / 4 \tag{9}$$

したがって、UC 溝に作用する接触力 P_{UC} は、式(10)のように面圧 P との関係として求まる。

$$P_{UC} = K_{UC} \cdot P = 2K_{UC} \cdot T/D \tag{10}$$

ここで、 $K_{UC} = 4(\sin \gamma - \sin \alpha)/(2\gamma - 2\alpha + \sin 2\gamma - \sin 2\alpha)$

すなわち、 P_{UC} は張力 T の関数であり、その絶対値はシーブの溝形状によって決まる。溝係数 K_{UC} は、張力 T による UC 溝での面圧増大率を示す。

実際のワイヤロープと UC 溝とは、図5に示したように、この状態からさらに、素線がストランドに撚られ、ストランドがワイヤロープとして撚られた状態で、素線が UC 溝の曲面と複数点で接触する。

そこで、UC 溝とワイヤロープ素線の幾何学形状で決まる接触点の平均的な面圧を、ヘルツの接触面圧を用いて推定した。接触点一箇所当たりの接触力 P_n は、図5(2)に示した長手方向の接触ピッチ p_c 、ワイヤロープの撚り長さ $l=6.5d$ 、ストランド数 $m (=8本)$ 及び接触素線数 $2n$ から式(11)のように表すことができる。

$$P_n = P_{UC} \cdot l/m/(2n) = P_{UC} \cdot p_c/(2n) \tag{11}$$

接触素線数 n は、図5(3)より2本とした。

したがって、ヘルツの接触面圧 R の最大値 R_{max} は、式(12)のように表せる。計算に当たり、シーブの同一半径位置で平行に接触するものとし、ストランドの撚りによる曲率は無視して接触長さ $b=2.5mm$ を仮定した。

$$R_{max} = [1/\pi \cdot P_n / b \cdot (2/\delta - 2/d) / \{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2\}]^{0.5} \tag{12}$$

ここで、 E :ヤング率 ($E_1=206000N/mm^2$ 、 $E_2=147000 N/mm^2$)

ν :ポアソン比 ($\nu_1 = \nu_2 = 0.3$)、添え字 $i=1$:素線、 $i=2$:シーブ

前節及び本節の式を用い、図8の要因図中に、図9の荷重を受けるワイヤロープの①～③の応力及び面圧を算出した値を示した。引張応力は曲げ応力の9～29%と比較的小さく、面圧は目安の弾性計算ではあるが約2～6倍と大きい。特に、駆動シーブの UC 溝との接触面圧は、素線の降伏応力レベルを大きく上回り、圧痕が形成される。

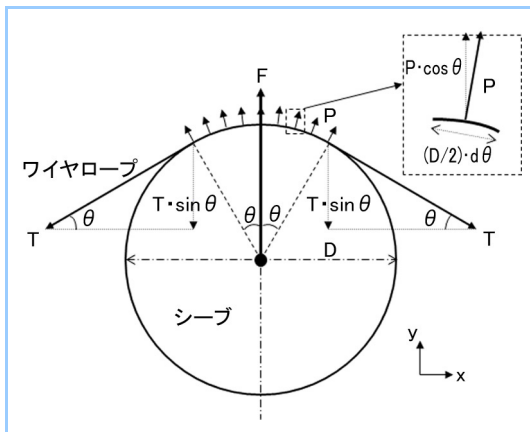


図12 ワイヤロープの張力とシーブの面圧

ワイヤロープとシーブとの間には張力に応じた面圧が作用する。

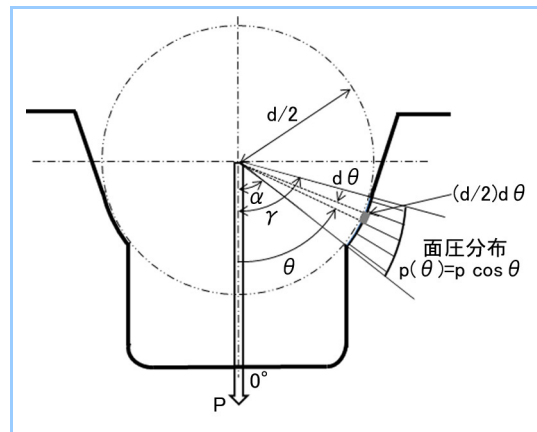


図13 駆動シーブの UC 溝に作用する面圧

UC 溝に作用する面圧増大のメカニズムを示す。

3.4. ワイヤロープとシーブの弾塑性解析

前節では UC 溝とワイヤロープ素線とのヘルツの弾性接触面圧を簡易的に求めたが、三次元的な接触の状況を把握するため、三次元弾塑性解析を実施した。解析モデル及び境界条件を図14に示す。解析モデルは、ワイヤロープの撚り長さ1ピッチとし、繊維心の剛性、駆動シーブ UC 溝の曲面とワイヤロープ素線の表面との接触、素線同士の接触などを考慮した。解析には、汎用解析プログラム MARC を使用した。解析結果を図15に示す。これらの結果から、次のことが明らかになった。

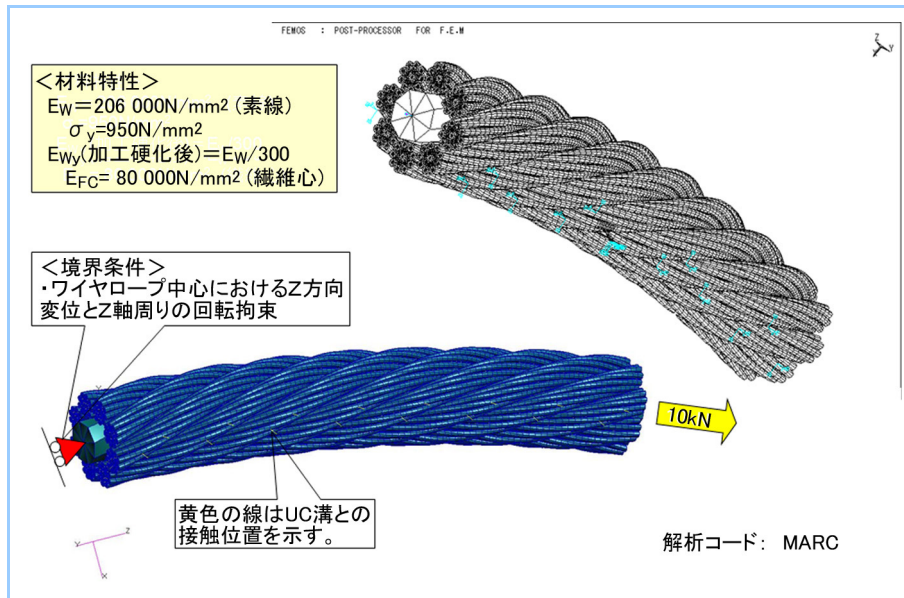


図 14 ワイヤロープの弾塑性解析モデルと境界条件
 弾塑性解析に用いたモデル形状と境界条件を示す。

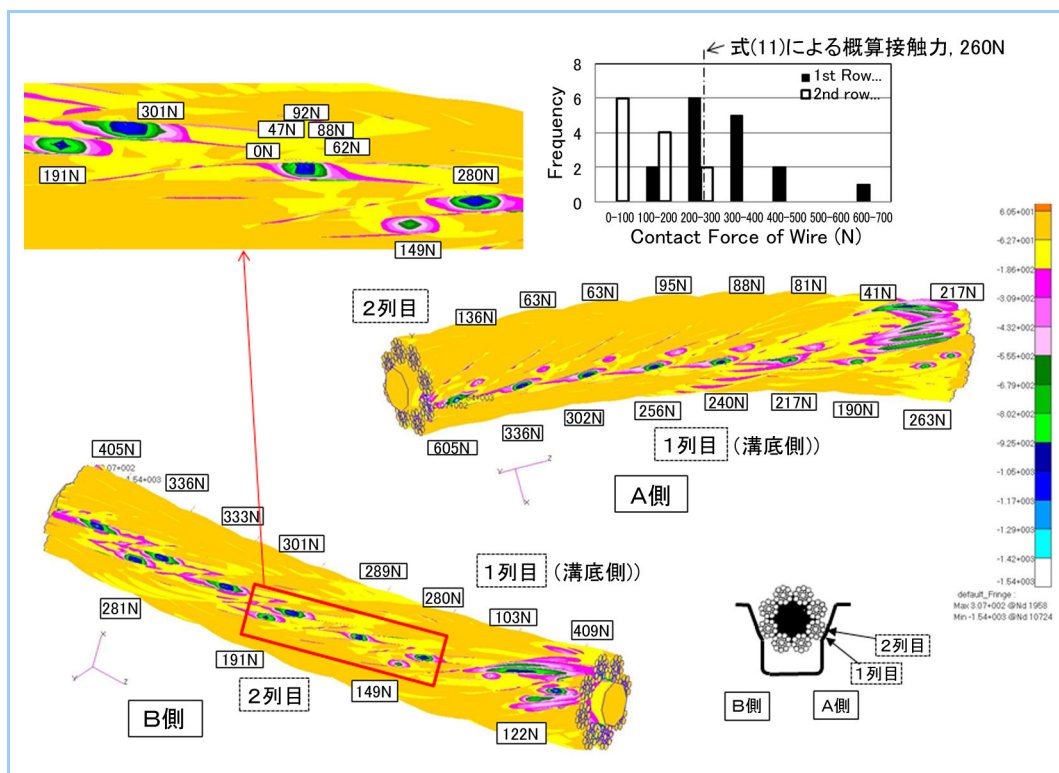


図 15 FEM 弾塑性解析結果における各接触点における接触力と最小主応力分布

素線は UC 溝と1ストランド当たりほぼ2点で接触し、接触面圧は1列目の多くは 1000N/mm^2 を超える。1点当たりの接触力は最大 605N が算定され、平均値は式(11)による概算接触力 260N と一致する。

- (1) ワイヤロープは、ストランド毎にほぼ2本の素線が UC 溝と接触し、接触力は溝底に近い1列目の方が2列目より高く、各接触点の接触力は、前節の式(11)で算出した概算値を中心に広がりを示し、最大 605N の接触力が算定された。
- (2) UC 溝と素線との接触部1列目に、 -1000N/mm^2 を超える圧縮応力が面圧として作用する。先に示したヘルツ応力より低いのは、塑性変形して圧痕が形成されたことで、荷重が再配分されたためと考えられるが、オーダー的に一致している。
- (3) 素線の接触面圧及び各点での接触力は接触状況に大きく依存する。作用位置が移動する実機では、これらの値は変動することが予想される。

4. ワイヤロープのS曲げ疲労試験

実機のワイヤロープには各種応力が作用するが、前章で示したように、その疲労寿命は、張力下の駆動シーブと従動シーブによるS曲げ疲労の繰返しで評価が可能である。そこで、**図16**に示す装置を用い、S曲げ疲労試験を実施した。実験条件は、ワイヤロープの種別E種(引張強さ $\sigma_B = 1320\text{N/mm}^2$)及びA種($\sigma_B = 1620\text{N/mm}^2$)の2種、張力10kN及び20kNの2ケース、計4条件である。

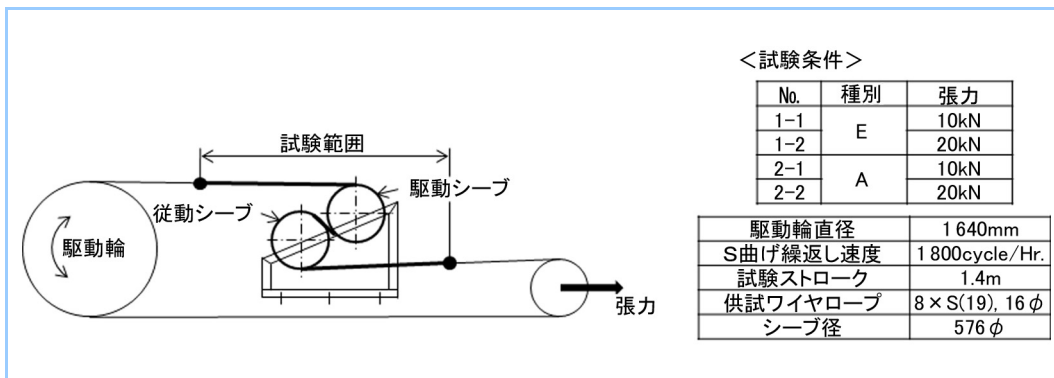


図16 ワイヤロープのS曲げ疲労試験
実施したS曲げ疲労試験の装置模式図と試験条件を示す。

張力10kN時の素線とUC溝との接触状況を感圧紙で観察した後、S曲げ疲労試験を開始した。試験では素線断線の進行状況を観察した。感圧紙による接触状況観察結果を**図17**に示し、繰返し数に伴う素線断線数の推移を**図18**に示す。また、試験後のワイヤロープの損傷状況を**図19**に示す。これらの結果から、次のことが明らかになった。

- (1) 損傷位置、圧痕での割れ、微細な摺動傷など、実機と同等の損傷形態が再現された。
- (2) 交換基準である素線断線数10%で考えると、実機相当張力10kNでは、素線の種別をE種から高強度のA種にすることで3.5倍程度の寿命延長が期待できる。
- (3) 張力が2倍になると15~30%程度まで寿命が短くなる。
- (4) 感圧紙では1ストランド当たり3本の素線接触が認められ、前章で示した弾塑性解析結果の接触数や実機の断線数の1ストランド当たりほぼ2本と異なった。

接触状況に関しては、シーブ通過時のワイヤロープの断面形状の変化、繰返し毎の変化など、今後の挙動解析上の課題であるが、現状では、個々の接触面圧を定量的な評価指標にできないことが明らかとなった。

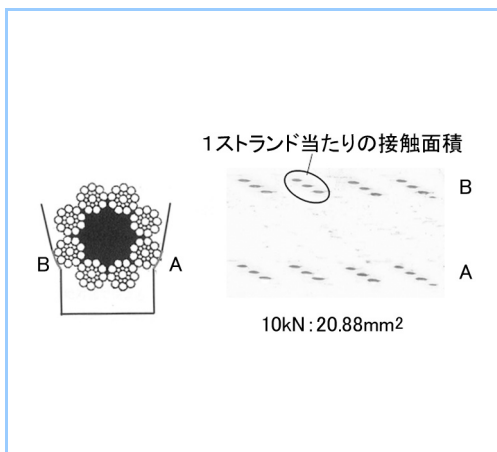


図17 感圧紙による素線とUC溝との接触状況
S曲げ疲労試験時に感圧紙で計測した接触状況を示す。

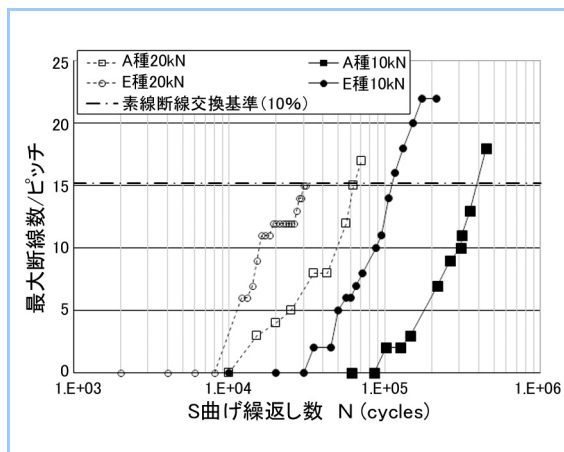


図18 S曲げ疲労試験結果
S曲げ疲労試験におけるワイヤロープの撚り1ピッチ当たりの素線の最大断線数の推移を示した。

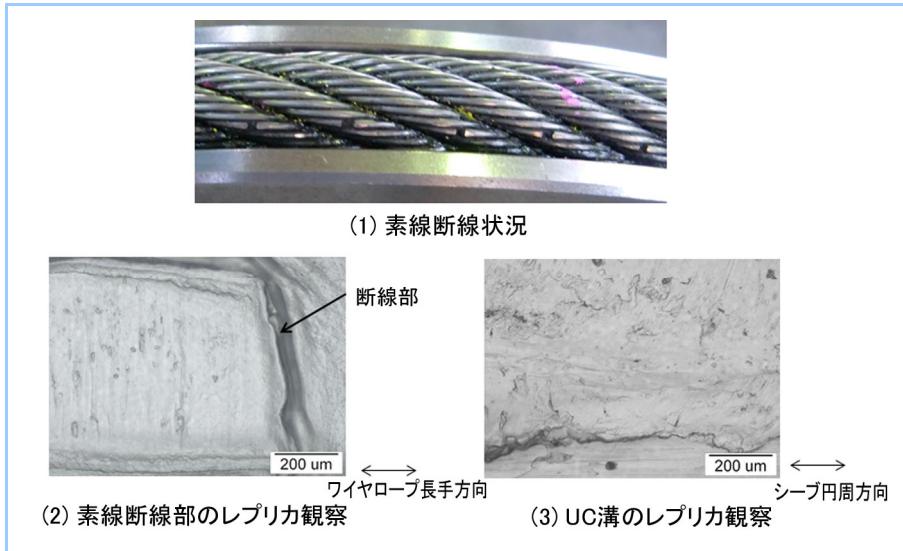


図 19 S 曲げ試験後のワイヤロープ損傷状況

S 曲げ疲労試験後の素線圧痕と駆動シープの UC 溝のレプリカ観察結果より、図4に示した実機の状況を再現していることを確認した。

5. ワイヤロープの疲労寿命評価

損傷起点の力学挙動から考えると、3-1 節で示した張力による引張応力①、シープ通過時に発生するS曲げ(引張圧縮)交番応力②及び UC 溝との接触面圧③に基づいた疲労寿命評価を行うべきである。しかし、接触面圧③は、損傷状況から明らかなように、重要な評価パラメータであるにもかかわらず、3-4 節及び4章で示したように、現状では接触面圧③は、安定な評価指標にはなり得ない。

そこで、平均的な接触面圧を表す、より巨視的な指標として、ワイヤロープと UC 溝との接触力 P_{UC} を導入した。 P_{UC} は、式(10)から明らかなように張力の関数であり、引張応力①の影響をも包含する。そこで、 P_{UC} を影響パラメータとし、シープによる曲げ交番応力②を基準応力として、S 曲げ疲労試験結果を整理した。S 曲げ疲労試験結果の 10%素線断線のデータを、素線単独の回転曲げ疲労 S-N 線図と対比して図 20 に示す。

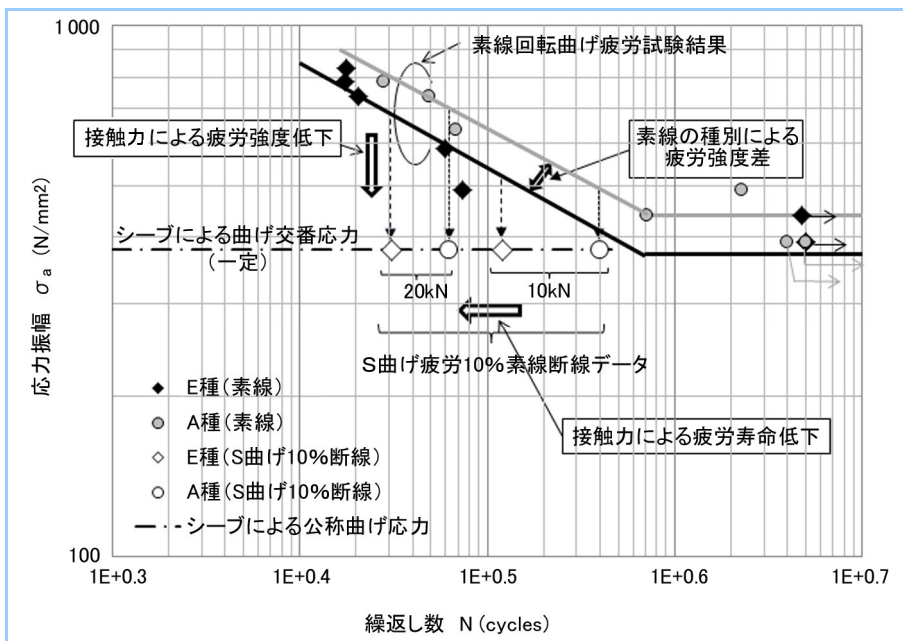


図 20 S 曲げ疲労試験 10%断線寿命と素線の回転曲げ S-N 線図の比較

S 曲げ疲労試験ではシープの曲率と素線径で決まる一定の曲げ応力を受けるが、素線の S-N 線図から圧痕形成の要因である接触力に起因して強度が低下したと考えることができるため、疲労強度減少係数による寿命評価を提案した。

S曲げ疲労試験結果の10%素線断線寿命は、接触力 P_{UC} の効果により、素線の曲げ疲労 S-N 線図から短寿命化したと考えることができ、この強度低下比の逆数を疲労強度減少係数 K_f と設定した。今回実験したE種及びA種の接触力 P_{UC} と K_f との関係を整理した結果を図 21 に示す。

E種及びA種では、素線の種別にかかわらず、ほぼ同等の接触力 P_{UC} と疲労強度減少係数 K_f との関係が求まった。

本評価法では、素線の曲げ疲労 S-N 線図を基準として、UC 溝との接触力 P_{UC} を式(10)より算定して疲労強度減少係数 K_f を求めることで、ワイヤロープの 10%素線断線寿命を推定可能である。第1章で指摘した G.Niemann の式の問題点に対し、(i)材料強度因子を含んだ素線の曲げ疲労 S-N 線図を用いていること、(ii)シーブによる素線の曲げ交番応力を疲労評価の基準応力としていること、(iii)疲労強度低下の主因である接触面圧及び張力を代表する力学量として接触力 P_{UC} を影響パラメータに導入したことなど、より素線断線部の力学挙動に基づいた評価法と行うことができる。

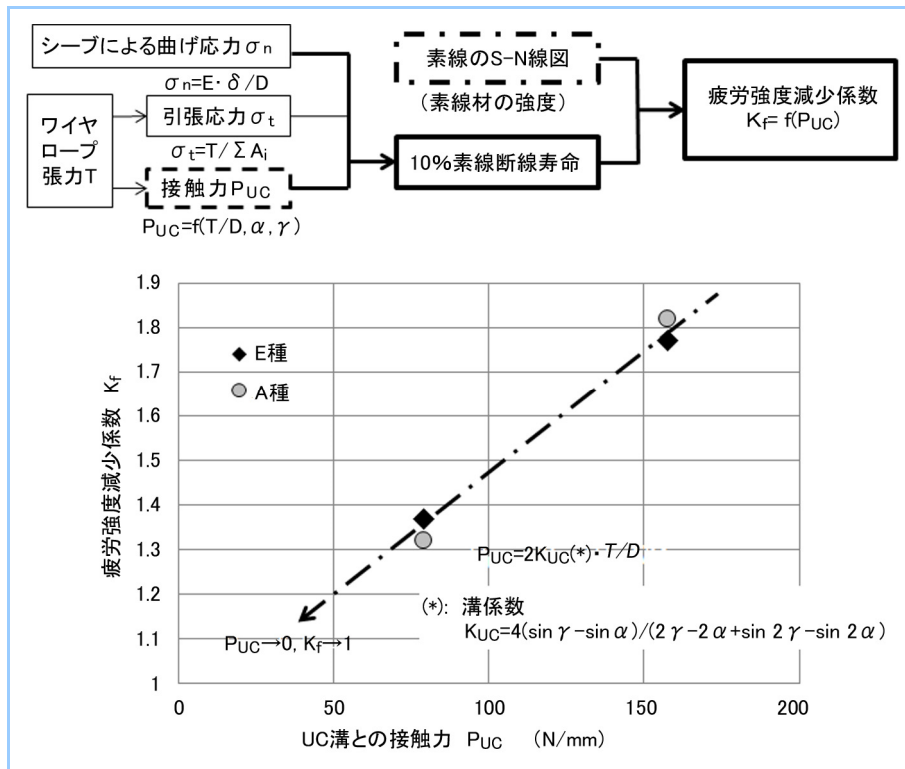


図 21 接触力 P_{UC} と疲労強度減少係数 K_f との関係
ワイヤロープの UC 溝との接触力をパラメータとして、S曲げ疲労の疲労強度減少係数を整理した結果、A種とE種ではほぼ同等であることが明らかになった。

6. まとめ

低騒音型エレベータ式立体駐車場リフトパークで用いられるワイヤロープの損傷機構と疲労寿命評価法を検討し、次の結論を得た。

- (1) ワイヤロープの損傷は素線の疲労破壊による断線であり、すべての損傷の起点に圧痕が観察され、駆動シーブの UC 溝との接触が疲労強度に大きな影響を与えている。
- (2) 素線の疲労強度を評価すべき応力は、損傷部の作用応力であり、駆動シーブと従動シーブによる引張・圧縮の交番曲げ応力、張力に起因した引張応力及び駆動シーブの UC 溝との接触面圧である。
- (3) しかし、接触状況で変化する接触面圧を評価パラメータに組み込むことは妥当ではなく、シーブによる素線のS曲げ交番応力を基準応力とし、張力の関数である UC 溝との接触力 P_{UC} を、引張応力と接触面圧を代表する影響パラメータとした、疲労強度減少係数 K_f による疲

劣寿命評価法を提案した。本評価法では、素線の曲げ疲労 S-N 線図をベースに用いることから、素線強度も考慮されている。

- (4) S曲げ疲労試験結果、実機相当張力 10kN では素線の種別をE種から高強度のA種にすることで 3.5 倍の寿命が期待できることなどを確認した。

本研究は、ワイヤロープの損傷が、素線の曲げ疲労による損傷であるにもかかわらず、その疲労寿命を評価する Niemann の式に素線の曲げ応力がパラメータとして用いられていないことに端を発した。ワイヤロープの挙動は、形状、変形、潤滑などの影響を受けて複雑であり、面圧を含む応力による直接的な疲労寿命評価は困難であったが、張力に起因した接触力を影響パラメータに導入することで、シーブによる曲げ交番応力を基準応力とした、損傷メカニズムに立脚したワイヤロープの疲労寿命評価を可能とした。今後も製品信頼性の向上に努めていく。

参考文献

- (1) 出口明雄ほか，“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,(2013), p.672～p.681
- (2) 日本機械学会 P-SC46 分科会，“クレーン用ロープ及びロープ車などの寿命調査研究分科会成果報告書”，分科会報告 No.319 (1983), pp.1-12.
- (3) 製網活性化研究会，“ワイヤロープのすべて(下)－安全への道－”，貝塚商工会議所(1995), p.157.
- (4) ワイヤロープハンドブック編集委員会，“ワイヤロープハンドブック”，日刊工業新聞社，(1995), p.373～399.
- (5) 本間清明ほか，“エレベータ式機械立体駐車場におけるワイヤロープの寿命”，資源・素材学会講演資料，(2012), p.245～246.