

宇宙構造物の伸展部材用コンベックステープの展開挙動

Development Behavior of Convex Tapes as Extension Booms of Space Structure

指導教授 宮崎康行

M2024 村田亮

1. 序論

1.1. 背景

近年、大型展開宇宙構造物に関する研究が盛んに行われている。これらは、搬送コストの観点から高収納・可展開・軽量であることが望ましく、膜面構造の利用が注目されている。2010年に、宇宙航空研究開発機構(JAXA)により小型ソーラー電力セイル実証機「IKAROS」が打ち上げられ、遠心力による膜面展開の実証に世界で初めて成功した。2010年代後半には直径50m級膜面を有する中型ソーラー電力セイルによる木星トロヤ群小惑星探査ミッションが検討されている。

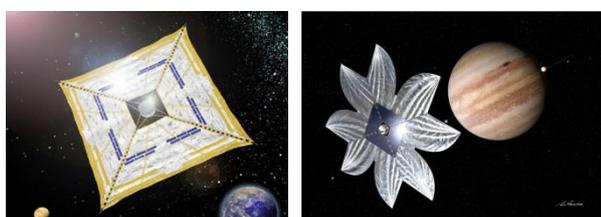


Fig.1 小型ソーラー電力セイル実証機「IKAROS」と中型ソーラー電力セイルによる木星探査計画

膜面を宇宙で展開する方法にはこの他にも、伸展部材としてインフレータブルチューブを用いる方法や、ばね性を有する弾性素材を用いる方法が提案されている。特に、コンベックステープを用いた方式では、伸展にテープ自身のばね性を利用することができ、また伸展完了後に高い剛性を保ち形状維持することが可能である。実際に、NASAが開発したNanosail-D2^[1]や次世代宇宙技術システム研究組合で現在開発されている50kg級の小型人工衛星“RISESAT”では膜の伸展部材としてコンベックステープが用いられている。

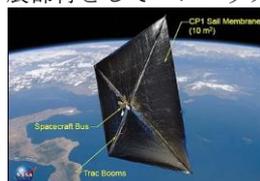


Fig.2 NanoSail-D2

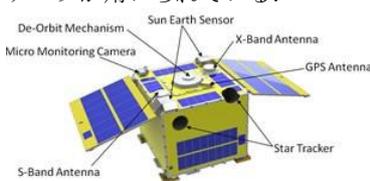


Fig.3 RISESAT

1.2. コンベックステープによる自己伸展システム

コンベックステープとは、市販のスチールメジャーに代表されるような、バネ性を有する弾性素材を、断面が凸型になるように成形されたテープである。

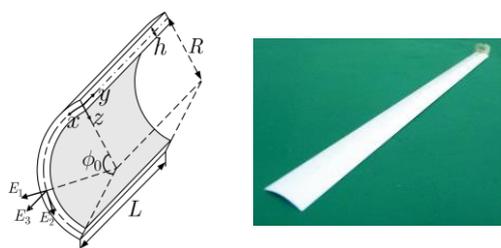
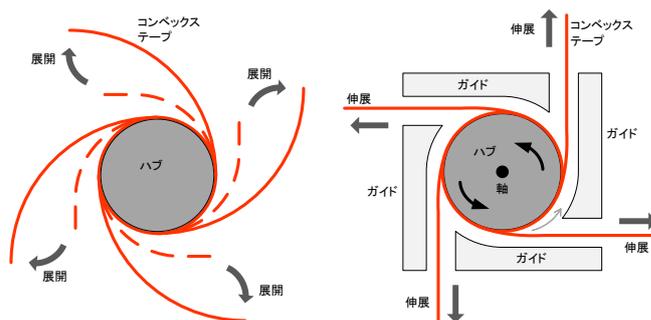


Fig.4 コンベックステープ

コンベックステープを円筒状のハブに巻きつけて収納しておき、この拘束を解放することによって、テープが元の形状に戻ろうとすることで、Fig.5のように中心ハブから解けていく。さらに、中心ハブを1軸自由の状態にしておき、周囲にガイドを設置することによって、テープを特定方向に伸展させることができる。



(a) ガイドレール無し (b) ガイドレール有り
Fig.5 自己伸展システム

1.3. 問題点

コンベックステープの自己伸展に関する研究は相浦によって行われており^[2]、コンベックステープが伸展中に中心ハブから剥離する現象が、ガイド内での展開挙動に大きく影響することがわかっている。剥離したコンベックステープはガイド内の壁で折り目を生じて複雑にぶつかり合い、スムーズな展開の妨げとなる。

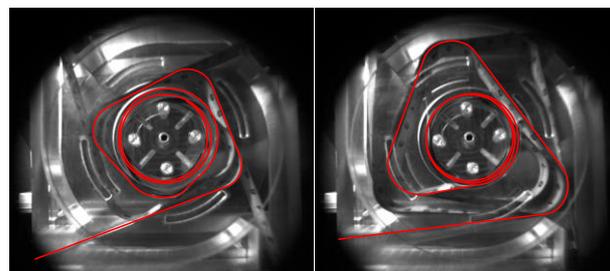


Fig.6 コンベックステープの剥離現象

1.4. 本研究の目的

コンベックステープを伸展部材に用いた展開機構の信頼性を向上させるためには、この剥離現象が生じないよう設計を行う必要がある。

本研究では、コンベックステープの展開挙動を把握し、剥離現象の要因を明らかにすることで自己伸展システムの信頼性向上に寄与することを目的とする。

1.5. 本研究でのアプローチ

この自己伸展システムの構成要素は主に、伸展部材となるコンベックステープ、コンベックステープを巻きつける中心ハブ、及びコンベックステープの伸展方向を誘導するガイドである。本研究では、コンベックステープ、ハブ、ガイドから成る自己伸展システムのモックアップを製作した。展開中の挙動を高速度カメラで撮影し、その結果を基に、コンベッ

クステープの展開挙動を考察する。この研究では、テープの剥離現象に注目しているため、ガイドにはルールを使用せずにローラの1点のみで、伸展方向を導くものとする。また、ハブの回転速度を制御するため、ロータリダンパをハブの回転軸に設置し、その影響についても考察する。

2. 理論^[3]

コンバックステープが円筒状のハブに巻きつけられた際の変形を解く。これにより、収納時に蓄えられる歪エネルギーや伸展力を理論的に評価できるようになる。ここでは特に、巻きつけるハブの曲率 κ を用いて、長手方向の単位長さ当たりの歪エネルギー及び曲げモーメントの解を導出する。

2.1. コンバックステープの変形理論^[4]

コンバックステープの座標系とモーメント、せん断、引張を下図のように定義する。

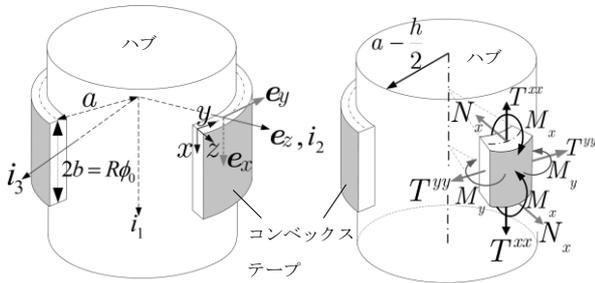


Fig.7 座標系, せん断, 引張, モーメントの定義

x, y, z 方向のたわみを $u(x), v(y), w(x)$ とする。このとき、変形前, 変形後のテープの位置はそれぞれ

$$\begin{cases} \mathbf{X} = (R-z)\mathbf{E}_1 - y\mathbf{i}_3 \\ \mathbf{x} = [x + u(x)]\mathbf{i}_1 + v(y)\mathbf{e}_2 + [a + w(x)]\mathbf{e}_3 \\ \quad + z\left[\mathbf{e}_3 + \frac{v(y)}{a}\mathbf{e}_2 - w'\mathbf{i}_1\right] \end{cases} \quad (1)$$

となる。これより変形前, 変形後の共変基底ベクトルは

$$\mathbf{G}_x = \frac{R-z}{R}\mathbf{E}_2, \quad \mathbf{G}_y = -\mathbf{i}_3, \quad \mathbf{G}_z = -\mathbf{E}_1 \quad (2)$$

$$\begin{cases} \mathbf{g}_x = (1+u')\mathbf{i}_1 + w'\mathbf{e}_3 - zw''\mathbf{i}_1 \\ \mathbf{g}_y = \left(1 + \frac{w}{a} + \dot{v}\right)\mathbf{e}_2 + \frac{z}{a}\mathbf{e}_2 - \frac{v}{a}\mathbf{e}_3 \\ \mathbf{g}_z = \mathbf{e}_3 + \frac{v}{a}\mathbf{e}_2 - w'\mathbf{i}_1 \end{cases} \quad (3)$$

となる。正規直交座標系での Green-Lagrange 歪成分は,

$$\begin{cases} E_{xx} = \frac{1}{2}(\mathbf{g}_x \cdot \mathbf{g}_x - \mathbf{G}_x \cdot \mathbf{G}_x) \\ E_{yy} = \frac{1}{2}(\mathbf{g}_y \cdot \mathbf{g}_y - \mathbf{G}_y \cdot \mathbf{G}_y) \end{cases} \quad (4)$$

で定義されるため、埋め込み座標系では

$$\begin{cases} e_{xx} = \frac{1}{(1-z/R)^2} E_{xx} \approx u' + z\left(\frac{1}{R} - w''\right) \\ E_{yy} = \dot{v} + \frac{w}{a} + \frac{z}{a} \end{cases} \quad (5)$$

テープのポアソン比を ν , ヤング率を E と置くと, 第二 Piola-Kirchhoff 応力

$$\begin{cases} s^{xx} = S^{xx}(1-z/R)^2 = \frac{E}{1-\nu^2}[e_{xx} + \nu E_{yy}] \\ S^{yy} = \frac{E}{1-\nu^2}[E_{yy} + \nu e_{xx}] \end{cases} \quad (6)$$

変形後の y 方向単位長さ当たりの歪エネルギー π は

$$\begin{aligned} \pi &= \int_{-b}^b dx \int_{-h/2}^{h/2} \frac{1}{2} s^{xx} e_{xx} + S^{yy} E_{yy} \frac{R-z}{R} dz \\ &= \frac{1}{2R} \int_{-b}^b m_x dx + \frac{1}{2a} \int_{-b}^b m_y dx \\ &= \frac{A_0}{2} \left[(1-\nu^2)\kappa^2 + \left(\frac{1}{R} + \nu\kappa\right)^2 (1-A_1) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

ただし

$$\begin{cases} A_0 \equiv 2bD \left(1 - \frac{h^2}{12R^2}\right) = 2b \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left(1 - \frac{h^2}{12R^2}\right) \\ A_1 = \frac{2(\cosh \eta - \cos \eta)}{\eta \sinh \eta + \sin \eta} \end{cases} \quad (8)$$

$$\kappa = \frac{1}{a}, p = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{1-\frac{h^2}{12R^2}}} \frac{\sqrt{2b}}{\sqrt{h}}, \eta = \sqrt{2p}\sqrt{\kappa} \quad (9)$$

ここにおいて, π はテープの伸展力に相当する。また, 円筒の周に沿った曲げモーメントは

$$\begin{aligned} M = \frac{\partial \pi}{\partial \kappa} &= A_0 \left[(1-\nu^2)\kappa + \nu \left(\frac{1}{R} + \nu\kappa\right) (1-A_1) \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R} + \nu\kappa\right)^2 \frac{\partial A_1}{\partial \kappa} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

である。

2.2. ハブの回転運動方程式

回転するハブの運動に関して記述する。ハブの慣性モーメントを I , 伸展力を P , ダンパによる反トルクを Td , ガイドによる摩擦力を F とすると, ハブの回転運動は以下の式で表せる。

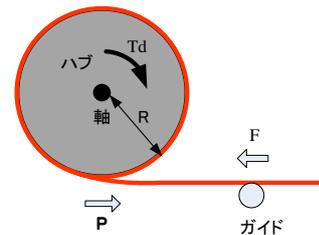


Fig.8 ハブの回転運動のモデル

ダンパによる反トルク Td は, ハブの回転速度に比例し,

$$Td = A\omega + T_0 \quad (11)$$

で表現される。また, 摩擦力 F が伸展力 P を超えるとテープが, ハブから解けて剥離してしまうため, 常に

$$P > F \quad (12)$$

を満たす必要がある。回転運動中に, 剥離現象が起こる要因として, ハブの回転速度の増加と共に, 摩擦力 F も増加していると考えられる。そこで, ダンパと同様にモデル化のため,

$$F = C\omega + f_0 \quad (13)$$

と表す。

これらを考慮して、ハブの回転運動の方程式を立てると

$$I\dot{\omega} = (P - f_0 - C\omega)R - (A\omega + T_0) \quad (14)$$

となる。これを解くと

$$\omega = \frac{(P - f)R - T_0}{CR + A} \left(1 - e^{-\frac{CR+A}{I}t}\right) \quad (15)$$

となる。この回転運動は $t = \infty$ を代入することで

$$\omega_{\infty} = \frac{(P - f_0)R - T_0}{CR + A} \quad (16)$$

に収束することがわかる。

3. 実験

3.1. 製作した展開機構

以下のような展開機構を製作した。

Table.1 展開機構の諸元

| | |
|---------|-----------|
| ローラ径 | 8[mm] |
| ハブ径 | 44[mm] |
| テープ曲率半径 | 13.5[mm] |
| テープ中心角 | 80.4[deg] |

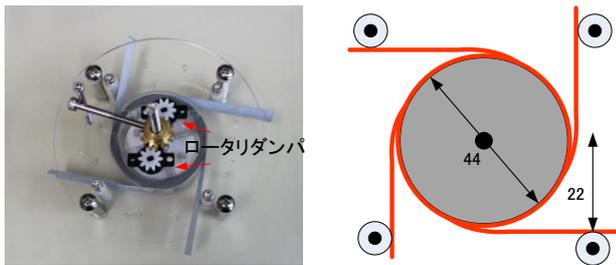


Fig.9 展開機構のモックアップ (左) と概念図(右)

このモックアップでは、ロータリダンパを任意に取り外しできるようになっている。ダンパは、以下の二種類を用意した。

Table.2. ダンパの仕様表

| 型式 | 定格トルク |
|------------|--|
| FRT-G2-200 | $(2 \pm 0.7) \times 10^{-3} [\text{N} \cdot \text{m}]$ |
| FRT-G2-101 | $(10 \pm 2) \times 10^{-3} [\text{N} \cdot \text{m}]$ |

また、ダンパが回転方向に対して働く反トルクは、ダンパの回転速度に比例することがわかっており、以下の式が与えられる。

$$Td_{200} = 0.0104n + 0.158[cN \cdot m] \quad (17)$$

$$Td_{101} = 0.026n + 0.35[cN \cdot m] \quad (18)$$

3.2. 実験結果

ダンパを取り付けた場合となしの場合について、展開試験を行った。今回は、本数による影響を見るため、コンバックステープが1本の場合と4本の場合についてそれぞれ実験を行った。ダンパは、1本の場合が FRT-G2-200、4本の場合はテープによる伸展力が4倍になるため、FRT-G2-101を使用した。

以下に、実験の様子と回転速度の時間履歴を示す。

実験①

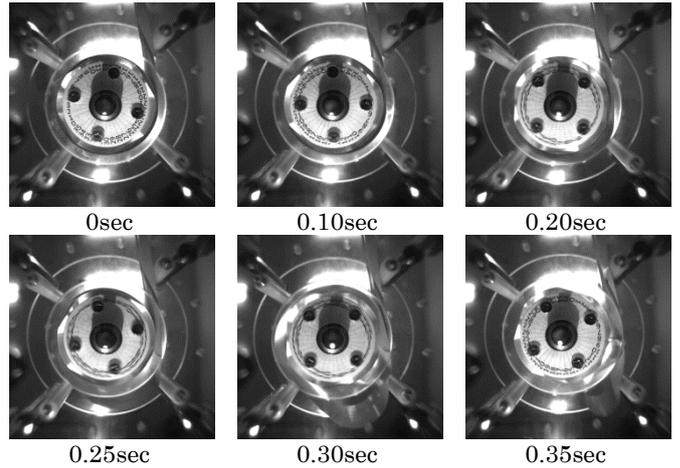


Fig.10 テープ1本(ダンパ無)の場合の展開挙動,

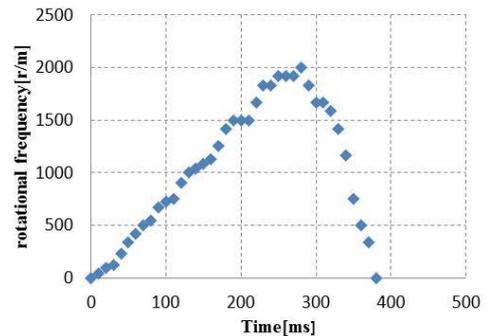


Fig.11 テープ1本(ダンパ無)の場合の回転速度

0~0.2[sec]までは、剥離せずに展開しているが、0.2[sec]を過ぎたあたりから剥離現象が始まっている。剥離すると同時に、ハブの回転速度も減少している。0.35[sec]で完全に剥離し、展開が途中で止まっている。

実験②

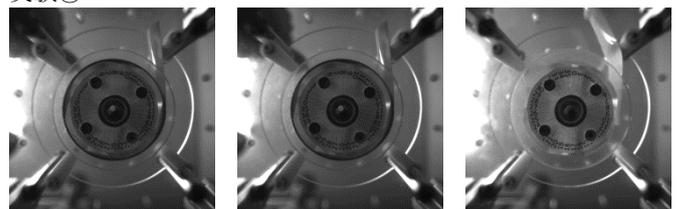


Fig.12 テープ1本(ダンパ有)の場合の展開挙動

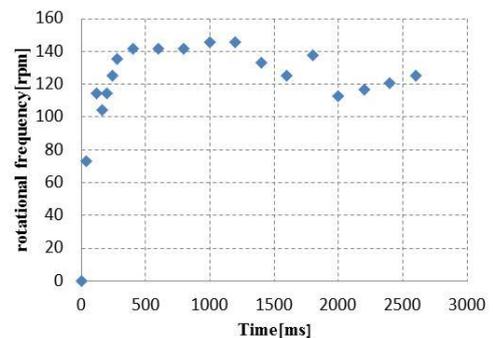


Fig.13 テープ1本(ダンパ有)の回転速度

0.4[sec]で、回転速度が収束し、一度も剥離が起こることなく、2.5[sec]程度で展開が完了した。

実験③

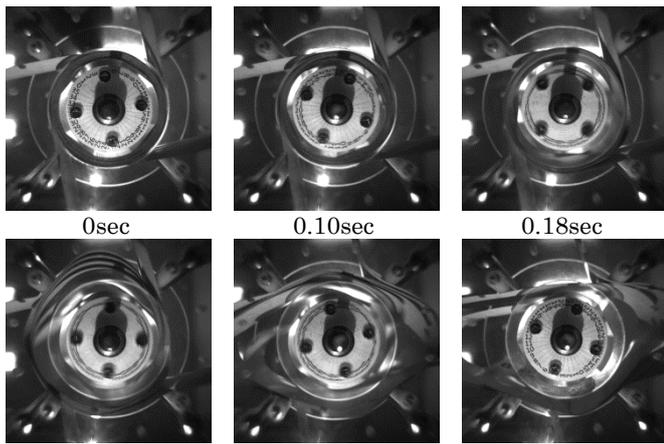


Fig.14 テープ4本(ダンパ無)の場合の展開挙動,

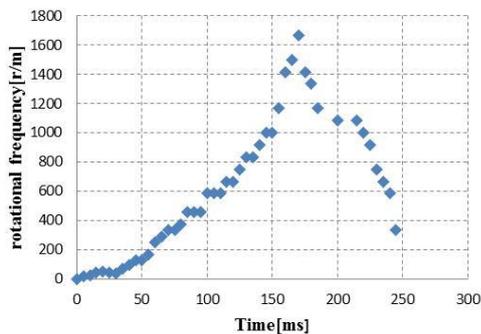


Fig.15 テープ4本(ダンパ無)の場合の回転速度

0~0.15[sec]までは、剥離は起こっていない。0.18[sec]あたりから、4本ともテープの剥離が始まっている。ハブの回転速度も0.18[sec]を過ぎると減速していることが確認できる。

実験④

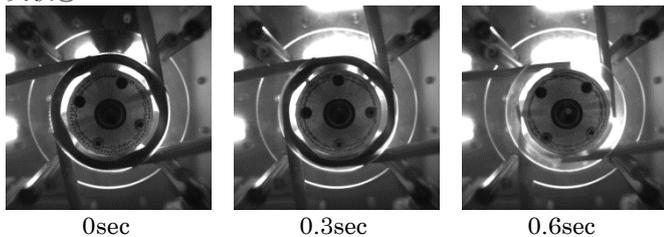


Fig.16 テープ4本(ダンパ有)の場合の展開挙動

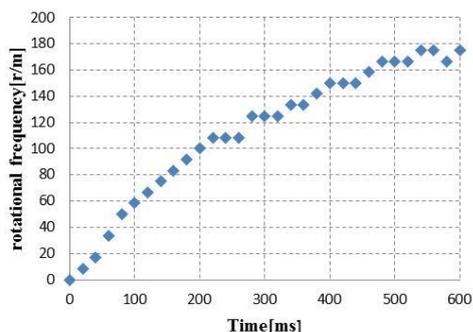


Fig.17 テープ4本(ダンパ有)の場合の回転速度

実験②と同様に、展開終了まで、ハブからテープが剥離することはなかった。しかし、実験②と違いハブの回転速度は収束する前に、展開が終了した。

4. 考察

実験①, ③でのテープの剥離の瞬間に着目する。それぞれ、Fig.18 に示す時刻で剥離が発生し、その後展開の妨げになっている。

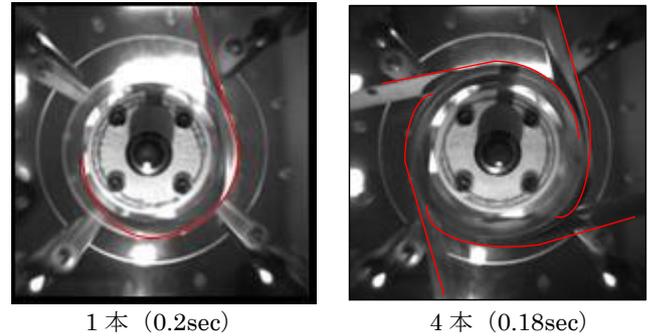


Fig.18 テープの剥離の瞬間

それぞれの時刻におけるハブの回転速度を調べると共に約1500[rpm]を超えたあたりであることがわかった。つまり、回転速度が

$$\omega > 50\pi [\text{rad} / \text{s}] \quad (19)$$

になったとき、式(12)の範囲外になり、本展開機構でテープがハブから剥離する条件である。したがって、式(16)で求めた終端角速度が式(19)を満たさないように、ロータリダンパのパラメータを設計することで、剥離せずに展開できると考えられる。

5. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

- コンバックステープの展開のモデルを定式化した (式(13))
- コンバックステープの自己伸展機構の運動を高速度カメラにより撮影し、テープから剥離する条件を明らかにすることで、展開が成功する場合の条件式 (式(17)) を求めた

本実験では、伸展システムの内部的な運動についてののみ言及しているが、実際に伸展部材として使用する際には、外力を考慮した運動を考える必要がある。

今後は、ダンパやガイドローラの設計パラメータを変えた実験を行い、更なる展開信頼性の向上に努めることが望ましいと考える。

6. 参考文献・出典

- [1] Grant.M.Thomas, Prototype Development And Dynamic Characterization Of Deployable Cubesat Booms ,March 2010
- [2] 相浦啓司:膜面宇宙構造物の伸展部材用コンバックステープの展開挙動に関する研究,平成24年度日本大学大学院修士論文,2013
- [3] 小林繁夫,近藤恭平:弾性力学,培風館,1987
- [4] K.A. Seffen and S. Pellegrino, Deployment Dynamics of Tape Springs, Proc. R. Soc. Lond. A 1999 455, pp.1-47, March 1999.