

# BCON ブームを用いた自己展開トラス構造の展開性評価

## Evaluation of Deployment of Self-Deployable Truss Structure Consisting of BCON Booms

指導教授 宮崎康行

M4003 井上翔太

### 1. 序論

#### 1.1 背景

近年, 宇宙構造物において大型構造を必要とするミッションの創出に伴い, 膜やブームの柔軟性を利用したゴッサマー構造用の伸展部材や次世代の大型宇宙構造物の構造部材の研究が盛んに行われている<sup>1)</sup>. 大型構造を構築するには, ロケットでの輸送コスト削減のため軽量でかつ収納性に優れたものにする必要がある.

そんな中, Fig. 1(a)に示す組紐被覆バイコンバックスブーム (BCON ブーム) は比剛性が高く<sup>2)</sup>, 巻尺のように巻き付け収納することで高い収納性, 高自己伸展力を有するため, 大型構造への利用が期待されている. これまで, BCON ブームを用いた概念検討モデルとしては, 7Nodes 12Booms(7N12B)モデルや 19N42B モデル(Fig. 1(b))等が製作されてきた<sup>3)</sup>. BCON ブームを用いたトラス構造の利点は, 展開後は, 軌道上外乱に耐えるだけの剛性を有している点にある. また, 各ノードが非同期でも展開が可能であり<sup>3)</sup>, 展開に関して高いロバスト性を有する.

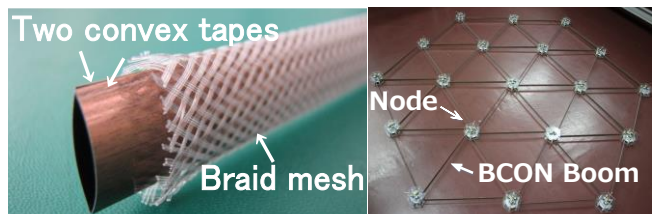


Fig. 1 (a) BCON boom (b) 19N42B model

BCON ブームの適用例として Fig. 2 に示すような宇宙太陽光発電システム(Space Solar Power Systems : SSPS)の反射鏡の構造部材が挙げられているが, 現状 100m 級サイズの実現に向けて設計検討がなされている<sup>4)</sup>.

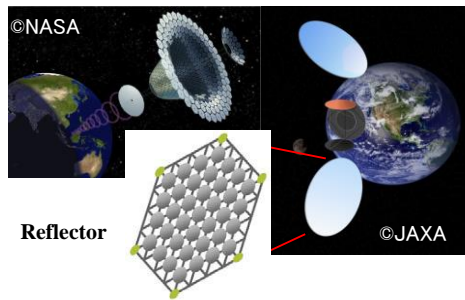


Fig. 2 SSPS

#### 1.2 本研究の目的

1.1 節を踏まえ, 本研究では, BCON ブームを用いた自己展開膜面トラス構造 (以下, BCON トラス) の宇宙での利用可能性を検討する. 具体的には, 以下の点を目的とする.

- BCONトラスを設計・製作し, 解析および実験により展開性を検証し, 解析の妥当性を評価する.
- 展開実験や解析から起こりうる不具合を把握し, その原因となるパラメータを見出す. 不具合に対処できるよう, そのパラメータの設計手法を確立する.

### 2. BCON トラスの諸元と展開原理

#### 2.1 自己展開の原理

BCON ブームの自己展開は円筒状のハブに巻きつけられた

BCON ブームが, 自らがもつ弾性力によりほどけようとする力を利用して, Fig. 3 のようにハブを中心で 1 軸自由状態にしておき, ハブの周囲にガイドローラを設置することによって, BCON ブームを任意の方向に伸展させることができる.

また, 2 枚のコンバックステープのうち, 内側と外側で円筒ハブに巻き付く周長に差が生じるが, 組紐の性質上ブームの伸展方向の締め付けは弱いのでずれることができる. Fig. 3 の右の図に表すように S 字に巻き付けることにより周長の差をキャンセルすることができる. 実際に BCON トラスではこの原理を用いて自己展開している.

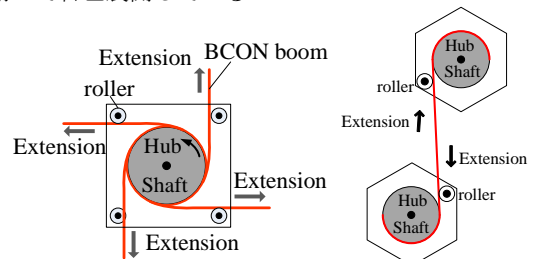


Fig. 3 Principle of self-extension

#### 2.2 BCON トラス諸元

反射鏡などで太陽光をある一面に集めたいときには, フラットな面を構築する必要がある. その際には剛性の確保が必要となる. 軽量で剛性確保に優れた構造としてトラス構造を採用した. 製作した BCON トラスの概念モデルを Fig. 4 に示す.

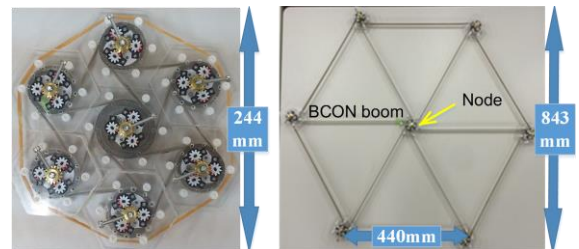


Fig. 4 BCON Truss (left: Stored state, right: Deployed state)

ノードの構成及び諸元を Fig. 5 に示す. Fig. 3 で示したモデルに加え, ハブの回転速度を抑制するダンパーで構成されている. ハブの角速度が大きくなりすぎると, ブームがハブから離れる現象(以下, 剥離)が確認されている<sup>5)</sup>(Fig. 6). 剥離によって, 複雑に折れ曲がったブームがガイド内で不規則な運動をすることによって, スムーズな展開が困難となり, 展開の信頼性の確保ができない. そのためダンパーを取り付けている.

ノード質量 $m$	0.1326 kg
六角形 1 辺 $\eta_{hex}$	$46.9 \times 10^{-3}$ m
ハブ半径 $r$	$18.75 \times 10^{-3}$ m
ブーム長さ $L_B$	0.440 m
線密度 $\rho$	0.0233 kg/m
自己伸展力 $F_B$	1.326 N

Fig. 5 Components of node and parameters

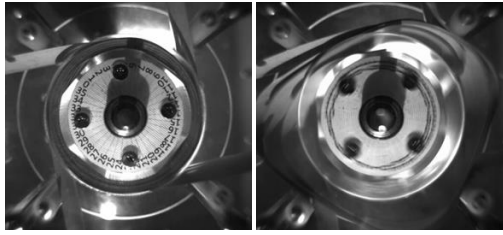


Fig. 6 Comparison of extension behavior of BCON boom in the node (left: Non-separation, right: Separation)

### 2.3 展開のスタックの原因とその対策

BCON トラスの展開時に起こりうる不具合として展開途中で BCON ブームがスタックすることがある。その原因と対策について Table 1 にまとめた。

Table 1 Causes of stuck booms and the approach

原因	要因	要因	対処法
剥離	ハブの 角速度超過	ブームの 伸展力過大	・シャフトに反トルクを負荷し角速度を抑制 (ロータリーダンパー等)
		ハブの慣性モーメント過小	・ブームの伸展力、ハブの慣性モーメントの2つで調整できるのがベストだが、軽量、収納性を考慮するとハブのサイズが決まる
		(シャフト部分の摩擦)	
	ハブの角速度超過	上記記載	
ブーム、ガイドローラ間の 摩擦力大	ガイドローラ取り付け位置がハブに近い	収納性を考慮するとより内側に配置できる方が有利 →伸展力等、その他で調整 →基本的にはコンパクトさを追求する設計方針	
	ブーム、ガイドローラ間の摩擦係数が大きい	材料物性に依存 機構部品選定時に低摩擦の物を選定する	

Table 1 よりスタックを起こさずに展開できるようにするには、BCON ブームの自己伸展力、ハブの角速度を調整する必要があるとわかる。以降の章では自己伸展力、ハブの角速度の設計方法を示し、その設計方法が正しいかどうかを実験で評価する。

### 3. BCON ブームの自己伸展力設計

BCON ブームの自己伸展力の理論は計算コストを下げるために部材をシェル要素等で分割せず解析解を導出したものである。ここではブームを伸展させたときに発生する自己伸展力の計測結果と理論を比較して、理論が正しいものかどうか評価した結果について述べる。

なお、3章以降で用いた記号の定義は以下の通りである。

- $r$  : ハブの半径
- $\nu$  : ブームの材料のポアソン比
- $R$  : コンバックステープの曲率半径
- $\pi$  : コンバックステープの自己伸展力
- $\phi_0$  : 曲率半径間の角度
- $E$  : ヤング率
- $h$  : コンバックステープの厚さ
- $P$  : フォースゲージの出力
- $F$  : BCON ブームの自己伸展力
- $a$  : フォースゲージの計測位置

また、記号の添え字の意味は以下の通りである。

- $in$  : ブームの内側のコンバックステープ
- $out$  : ブームの外側のコンバックステープ

### 3.1 自己伸展力の理論<sup>6)</sup>

理論で表しているのは、2枚のコンバックステープを凹面が向かい合うように重ねた状態で円筒状に巻き付けたときの単位長さあたりのひずみエネルギーである。実物を見ると巻き付けた状態で2枚のコンバックステープはエッジで完全に重なっていないため、エッジで互いにせん断力は作用していないものとする。そのためここで示す自己伸展力は伸展力下限値としている。実際はそれを上回ると考えられるが、下限値がわかればその値に設計値を設定すれば展開すると判断できる。

1枚のコンバックステープが円筒に巻き付けられた状態から伸展するとき生じる自己伸展力は

$$\pi = \frac{A_0}{2} \left[ (1-\nu^2)\kappa^2 + \left( \frac{1}{R} + \nu\kappa \right)^2 (1-A_1) \right] \quad (1)$$

となる。ただし、

$$A_0 = 2bD \left( 1 - \frac{h^2}{12R^2} \right), b = R\phi_0 / 2 \quad (2)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$A_1 = \frac{2(\cosh \eta - \cos \eta)}{\eta(\sinh \eta + \sin \eta)}, \eta = p\sqrt{2\kappa} \quad (3)$$

$$p = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{1 - \frac{h^2}{12R^2}} \frac{\sqrt{2b}}{\sqrt{h}}}, \kappa = \frac{1}{r}$$

テープエッジでのせん断力は作用していないすると、BCON ブームの自己伸展力は以下ようになる。

$$F = \pi_{in} + \pi_{out} \quad (4)$$

内側と外側でコンバックステープの自己伸展力は異なる。テープの円弧を逆に折り曲げて円筒に巻きつけることで、円弧が外側に向くようにしている。この曲げ方を「逆曲げ」と呼ぶことにする。内側のテープは逆曲げとなっていて、外側のテープはその反対の曲げ方(順曲げ)となっているため、自己伸展力の大きさは異なる。Table 2 で表されるコンバックステープの諸元のととき自己伸展力と曲率の関係を図 7 に示す。

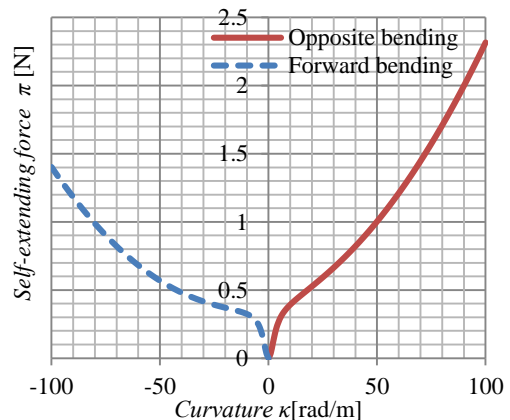


Fig. 7 Self-extending force  $\pi_{in}, \pi_{out}$

### 3.2 自己伸展力の計測

理論が正しいものか評価するため BCON ブームの自己伸展力を計測した(Fig. 8)。計測原理は、フォースゲージを用いてハブが持つ回転トルクを計測し、それをハブの半径  $r$  で割ることで自己伸展力を計測する。式で表すと

$$F = \frac{a}{r} P \quad (5)$$

となる。計測方法は、ハブを 90deg ごとに回転させ、そのときのフォースゲージの出力値を読み取る。

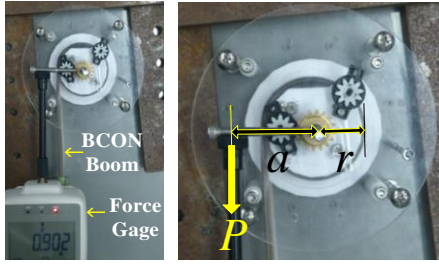


Fig. 8 Measurement devices of the self-extending force

用いた BCON ブーム及びハブの諸元について Table 2 に示す。

Table 2 Parameters of the convex tape and the hub

$v$	0.30	$R(\text{m})$	0.0166
$h(\text{m})$	0.0001	$\phi_o(\text{rad})$	0.9015
$V(\text{m})$	0.01448	$a(\text{m})$	0.038
$t(\text{mm})$	0.00166	$r(\text{m})$	0.02205
$E(\text{Pa})$	$2.06 \times 10^{11}$	$\pi_{out}(\text{N})$	0.5219
$\pi_{in}(\text{N})$	0.9151	$F(\text{N})$	1.434

### 3.3 計測結果と考察

自己伸展力計測結果と理論値の比較を Fig. 9 に示す。

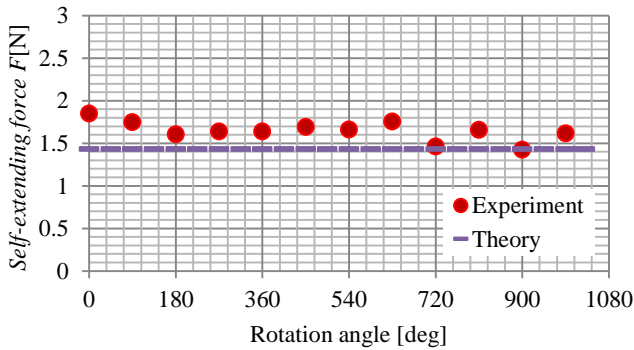


Fig. 9 Measurement result and theoretical value

Fig. 9 を見ると、理論値(つまり伸展力下限値)と実験値は概ね一致した。ハブの回転角度が 0~720deg では、実験モデルには理論で考慮されていない、ほどけていない BCON ブームの組紐との摩擦があるため、摩擦を考慮していない値より小さくなるはずだと考えられる。しかし、ここでは伸展力下限値を設計値とするため、摩擦があってもその値を上回っているため伸展可能かどうかを判断することが可能である。720deg 以降では、ブームをハブに押さえつけるものがないため、巻き付け曲率が小さくなり、自己伸展力が小さくなっていると考えられる。理論では BCON ブームの曲率を一定としているので下限値と実験値に近い値を示していると考えられる。

以上のことから、BCON ブームの伸展力計測により理論的に求めた伸展力下限値を BCON トラスの設計値として定めることが可能であることが示された。

## 4. 7N12B 簡易展開解析

自己伸展力理論で得た伸展力下限値を用いた簡易的な展開解析を行い、時々刻々変化する展開半径を予測できるようにする。解析と実験結果の比較を行い、解析の妥当性も確認する。また、剥離せずに展開ができることを解析より判断できるようにする。

### 4.1 解析モデル

各ノードの位置ベクトルを  $\mathbf{x}_i$ ,  $\mathbf{x}_j$  と置く。独立変数をハブ

の相対回転角を  $\alpha_i$ ,  $\alpha_j$  とする。ノードの回転角  $\theta_i$  の影響は無視する(ノードの慣性モーメントを無視し、かつ、ハブの半径  $r$  は小さいとして、位置ベクトルへの影響を無視する)。

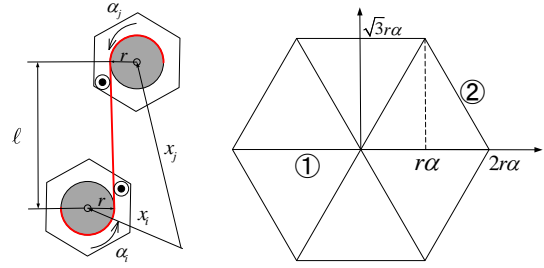


Fig. 10 7N12B analysis model

Fig. 10 ように、中心ハブが  $\alpha$  回転し、それに合わせて全体も  $\alpha$  回転する。ブームの長さおよび、相対回転角は、

$$l = 2r\alpha, \quad \alpha_i = \alpha_j = \alpha \quad (6)$$

ノードの運動エネルギーは、

$$T^n = \frac{1}{2} m(2r\dot{\alpha})^2 \times 6 = 12mr^2\dot{\alpha}^2 \quad (7)$$

ブームの運動エネルギーに関しては

$$T = \rho r \alpha [\dot{\mathbf{x}}_i^2 + \dot{\mathbf{x}}_i \cdot \dot{\mathbf{x}}_j + \dot{\mathbf{x}}_j^2] + \frac{1}{2} \rho \left( \frac{L_B}{2} - r\alpha \right) (\dot{\mathbf{x}}_i^2 + \dot{\mathbf{x}}_j^2) \quad (8)$$

で計算することとする。右辺第 1 項は伸展部の並進運動エネルギーで、第 2 項は巻取収納部の並進運動エネルギーを表している。このとき、中心から伸びるブーム①は

$$\mathbf{x}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x}_j = \begin{bmatrix} 2r\alpha \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

であるので、1 本の運動エネルギーは

$$T_1 = \rho r^2 (L_B + 2r\alpha) \dot{\alpha}^2 \quad (10)$$

部材②は

$$\mathbf{x}_i = \begin{bmatrix} 2r\alpha \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x}_j = \begin{bmatrix} r\alpha \\ \sqrt{3}r\alpha \end{bmatrix} \quad (11)$$

であるから、

$$T_2 = \rho r^2 (L_B + 4r\alpha) \dot{\alpha}^2 \quad (12)$$

よって、運動エネルギーは、

$$T = 12mr^2\dot{\alpha}^2 + 6\rho r^2 (L_B + 2r\alpha) \dot{\alpha}^2 + 6\rho r^2 (L_B + 4r\alpha) \dot{\alpha}^2 = 12r^2(m + \rho L_B + 3\rho r\alpha) \dot{\alpha}^2 \quad (13)$$

歪エネルギーは

$$V = F_B(L_B - 2r\alpha) \times 12 = 12F_B L_B - 24F_B r\alpha \quad (14)$$

ただし、ここでの  $F_B$  は 1 本の BCON ブームが持つ自己伸展力を表しており、(4)式で導ける。ただし、このときのブームの曲率はハブに巻きつけられたブームの厚みを考慮する。したがって、Lagrangian  $L$  は

$$L = f\dot{\alpha}^2 - (12F_B L_B - 24F_B r\alpha) \quad (15)$$

ただし、

$$f = 12r^2(m + \rho L_B + 3\rho r\alpha) \quad (16)$$

ダンパー(減衰力)による仕事は

$$\delta W = -T_r^{in} \delta\alpha - 6T_r^{out} \delta\alpha \quad (17)$$

よって、運動方程式は

$$2f\ddot{\alpha} = -\frac{\partial f}{\partial \alpha} \dot{\alpha}^2 + 24F_B r - T_r^{in} - 6T_r^{out} \quad (18)$$

これより、エネルギー保存則

$$f\dot{\alpha}^2 - (24F_B r - T_r^{in} - 6T_r^{out})(\alpha - \alpha_0) = 0 \quad (19)$$



が導かれる。ここで、 $\alpha_0$  は  $\alpha$  の初期値で、

$$\alpha_0 = \frac{\sqrt{3}r_{hex}}{2r} \quad (20)$$

となる。

#### 4.2 解析結果と実験結果の比較・考察

4次ルンゲクッタ法を用いて、ダンパー(減衰力)がない状態とある状態で解析した。ダンパーは Table 3 のものを使用した。

	Model number	Rated torque (Nm)
①	FRT-G2-600	$(6 \pm 1.2) \times 10^{-3}$
②	FRT-G2-101	$(10 \pm 2) \times 10^{-3}$

ブームを6本収納している中央の7つのノードには②を3個、外側に位置しているノードには①を1個、②を2個取り付け微小重力化で展開実験を行った(Fig. 11)。このダンパーの型番は試行錯誤で決めている。実験、解析で用いた BCON トラスの諸元は Fig. 5 に示したものである。この諸元の場合、1本の BCON ブームではハブの角速度が 73.9rad/sec 以上で剥離が起きることが実験的にわかっており、BCON トラスの場合も、ハブの角速度がこれより小さいなら剥離はしないと考えられる<sup>5)</sup>。展開実験及び解析でのハブの角速度の推移を Fig. 12 に示す。

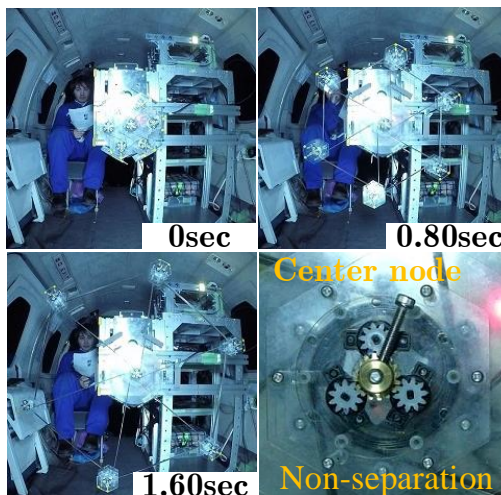


Fig. 11 Deployment behavior of BCON Truss

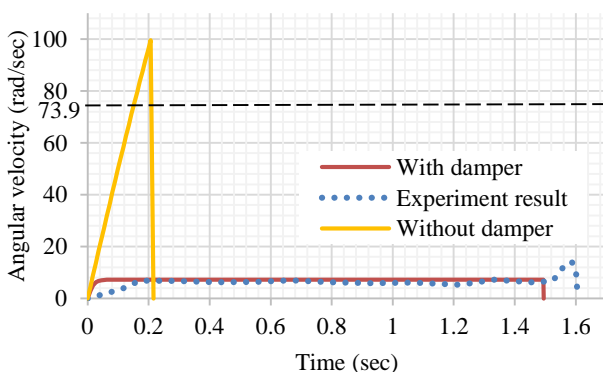


Fig. 12 Change of angular velocity of the hub

ダンパーなしの解析結果を見ると、0.216sec で展開が終了していた。展開が進むにつれ加速していることがわかり、実験結果と比較するとダンパーが展開に対して支配的であることがわかる。ダンパーありでは 1.50sec、実験結果は 1.60sec で展開終了となった。どちらもハブの角速度はほぼ一定で、結果もほ

ぼ一致した。具体的なハブの角速度はダンパーありの解析で平均して 7.22rad/sec あり、実験で 6.37rad/sec あった。解析結果より実験結果の方がハブの角速度が若干下回った原因は、ノード内で発生する摩擦が原因であると考えられる。また、Fig. 11 より、実験では剥離は見られなかった。これは解析結果が剥離するハブの角速度より下回っていたため予想通りであった。

ハブ角速度の実験結果が摩擦により解析結果より下回ると考えられるため、解析結果が剥離する角速度よりも小さいとなれば、そのとき解析に用いたダンパー値なら剥離せずに展開が可能であると考えられる。

上記の結果と考察を踏まえ、ダンパー値の設定は以下の方法で行える。

1. BCON トラスで用いるブーム 1 本で展開実験を行い、ノード内部のブームの挙動を撮影する。撮影動画から剥離が起きた時点のハブの角速度を把握する。
2. BCON トラスの簡易展開解析を行う。このとき、解析上でダンパーを与えるが、剥離するハブの角速度を常に下回るように与える。与えるときは、製品として存在するダンパー値で最も小さいものから与えていき、剥離するハブの角速度を下回るかつ解析結果の角速度が一定値に収束するダンパー値が適切なものとなる。

最も小さいダンパーから与えていくのは、ダンパー値は小さい方が望ましいからである。それは、ダンパー値がブームの伸展ができないほど大きくなってしまえば、BCON トラスの展開完了ができないためである。また、ハブ角速度が一定値に収束したときのダンパーを用いるのは、加速して展開が行われるより、一定速度の展開の方が安定した展開であり、高い展開信頼性があるといえるからである。

上記の方法でダンパー値の設定を行えば、地上実験の難しい大型モデルの場合でも剥離なく展開できることが予測できると考えられる。

以上のことから、展開解析を用いれば、ハブの角速度の推移を把握でき、剥離せずに展開できるダンパー値の設定が行えることが示された。

#### 5. 結論

- BCON ブームの自己伸展力の理論式は計測結果と一致し、理論式が妥当であることが示された。大型化、複数のモジュール化した場合においてもこの理論を使えば自己伸展力を評価することができる。
- 7N12B BCON トラスの設計・製作を行った。ダンパーを用いて剥離なく、展開速度一定で自己展開できることを確認できた。その評価を簡易的な展開解析で行えることを示した。また、展開解析を用いたダンパー値の設定方法を示した。今後は膜面の展開時の影響を考慮し、大型化、複数のモジュール化の際の展開、維持可能な設計手法を構築していく。

#### 参考文献・出典

- 1) Block J., et al., *Ultralight Deployable Booms for Solar Sail and Other Large Gossamer Structures in Space*, Acta Astronautica, Vo.68, (2011), pp.984-992.
- 2) Watanabe A., et al., *Study of Extensible Structure Which Coated a Braid*, Conference on Space Science and Technology (2012), JSASS-2012-4496.
- 3) Inoue S., et al., *Dynamic Characteristics of Self-Deployable Structure Consisting of Tape Springs*, 30<sup>th</sup> ISTS, 2015-c-21
- 4) John C. Mankins, et al., *SPS-ALPHA: The First Practical Solar Power Satellite via Arbitrarily Large Phased Array*, AIAA 2012-3978, 2012
- 5) Murata R., et al., *Development behavior of Convex Tapes as Extension Booms of Space Structure*, Proceedings of the JSASS/JSME/JAXA Structures Conference (2014), pp.45-47.
- 6) Miyazaki Y., et al., *Analytical solution of the bending of a bi-convex boom*, Mechanical Engineering Journal Vol.2(2015) No.6 p.15 -00465
- 7) 不二ラテックス FRT-G2 シリーズ ローターダンパー  
http://www.fujilatex.co.jp/wp-content/uploads/FRT-G2.pdf