腱駆動機構における小型非線形バネ弾性要素の開発

登坂博和 [1]・兵頭和人 [2]・小林博明 [3]

[1] 神奈川工科大学ハイテクリサーチセンター
[2] 神奈川工科大学工学部
[3] 明治大学理工学部

Development of Small Nonlinear Spring Tensioning Device on Tendon-Driven Mechanism

Hirokazu NOBORISAKA[1], Kazuhito HYOUDOU[2], Hiroaki KOBAYASHI[3]

Abstract

When a robot moves flexibly similar to humans do, the robot must be equipped adjustable joint stiffness. This adjustment is difficult for almost robotic mechanisms because they do not have enough back-drivability nor can adjust their elasticity. On the other hand, tendon-driven mechanism has some nonlinear spring tensioning devices (NST) at end of the tendons which are necessary to implement the elasticity adjustability. However the conventional coil spring type NSTs has complicated structure.

For these reasons, we develop a new smaller and simpler NST using leaf spring instead of coil spring, which is called "lNST". In this paper, first, we show structures of conventional NST and lNST for comparison. Next, calculation of its property using algebraic solution and measurement results of this device are shown. Finally we conclude the results of measurements of lNST and future works.

Key words: Nonlinear Spring Tensioning Device, Tendon-Driven Mechanism

1 緒言

より人間に近いロボットの実現には，人間の筋骨格系の持つ特性が非常に参考になる．人間の関節には一つの関節に対して必ず二つ以上の筋肉が接続されている．関節を曲げる側を屈筋，伸ばす側を伸筋と呼び，通常屈筋のみを作用させると運動が実現される [13]．ところがこれらが同時に作用しても全く同じ運動が実現され，互いに引き合う拮抗力により関節が堅くなる．すなわち筋の関節数に対する冗長性は，関節剛性の制御に使うことができる．このような関節剛性調節による柔らかい動きや堅い動きの実現は，より人間に近いロボットを実現するには必要不可欠であり，いかにして関節剛性を調節し，調節範囲を広くできる機構の設計が重要な鍵となる．

このような機械的剛性 (コンプライアンス) を持つ機構には様々なものが存在する．まず古くから用いられてきた機構に，物体に対するコンプライアンス中心を設定できる Remote Compliance Center(RCC) Device[6] がある．RCC は操作する物体の先端にコンプライアンス中心を移動できるが，剛性が機械的に実装されるために，大きさや形の違うものを扱うことが難しい．また花房らは先端にバネ付きのアクチュエータを取り付けた弾性指 [2] を開発した．弾性指による把握は RCC に比べ把握物体の形状などに依存しない．また把握物体の仮想的弾性ポテンシャルの平衡点の移動が可能であり，コンプライアンス中心を自由に移動できる．一方機械的剛性は調整することができない．これらに対して機械的剛性を調整できる機構として，森田・菅野は機械インピーダンス機構 (MIA)[11, 12] を開発した．これは板バネが歪む長さをスライダにより調整し受動コンプライアンス値を変化させるものであるが，コンプライアンス値は実験で確認されているのみであり，設計には至っていない．岡田・中村は肩関節の複雑な動きをするショルダー機構として弾性要素を内包したジンバル機構を持つサイバネティック・ショルダ [8] を開発した．人間の複雑な肩関節の動きを実現し，パッシブなコンプライアンスを持つが，非線形性が強く調整が難しい．これらの機構の他にも小金澤らの開発した非線形弾性機構 (Non-Linear Elastic Module/NLEM)[10] がある．NLEM はねじりコイルバネのなかにテーパがある案内棒が差し込まれており，コイルバネをねじることで案内棒に沿ってコイルバネが巻き付き，有効展開長さが減少しバネ弾性係数が見かけ上非線形に変化する．しかし NLEM も内部案内棒の設計手法は示されていない．これらの機械的剛性を実現する機構に対して，ソフトウェア的に剛性を調節する制御システムとして，アクティブ・インピーダンス制御 [5, 3] がある．これは手先効果器の位置や速度，外力などを測定し，適当なフィードバック制御則によってアクチュエータを駆動し，見かけ上機械的インピーダンスを変更する手法である．この制御法では外力のフィードバックを必要とし，高減速比の場合には，接触時に発生する衝撃力に対して不安定になる恐れがある上に力フィードバックは高性能なセンサーを必要とする．またハイブリッド制御 [4] や動的ハイブリッド制御 [9] も同様な力フィードバックが必要となる．

以上の議論より，関節剛性を調節可能なロボットの実現には次の 2 つの要素が必要である．

1) 力フィードバックが不要な受動的な弾性を持つ．

2）関節剛性が調節可能である．

一方腱駆動機構 [1] は，このような関節の機械的剛性を調節することができるロボットを目指し開発された．一般的なワイヤー駆動との相違点は，アクチュエータと関節プーリーとの間に非線形バネ弾性要素を挿入し，この歪みをワイヤーの拮抗張力により制御することで，ワイヤーに見かけ上の非線形可変弾性特性を持たせることができる点である．この非線形バネ弾性要素を NST（Nonlinear Spring Tensioning) Device [1]と呼ぶ．NST は兵頭・小林らにより 1993 年に設計 [15] され，後の 1996 年に大鐘らにより現在の形状に改良 [14] された．これらを Fig.2 に示す．この NST では用いられる線形コイルバネのバネ定数 k に対して，NST 全体の弾性を理論上 $k/2$ から無限大まで変えることができる．またこのワイヤー弾性は，張力制御がロボットの位置・力制御よりも十分に速い速度で制御されているならば，見かけ上受動的な剛性を達成できるので，バックドライバビリティを確保できる．したがって従来のロボットに比べ，人とぶつかっても怪我をさせたりする心配が少ない．

さて，Fig.2 に示した一般的な NST は形状が複雑で，用いられる機械要素数が多くなりがちである．この NST に対して，今後自律型のヒューマノイド・ロボットの実現に向けて性能の向上や形状の単純化と縮小は重要な課題であった．そこで本研究では板バネを用いた NST の開発を行っている．これを以後 lNST(Leaf spring type NST) と呼ぶ．板バネは歪みが非常に大きいため，一般的な歪みの式をそのまま適応することはできない．本論文ではできるだけ簡略な近似式を用いた NST の設計手法について提案し，最後に実験結果によりこの設計手法の有効性について検討する．

2 腱駆動機構の概要

Fig.1 は 2 関節を持ち，5 本のワイヤーで駆動される腱駆動機構を示している．関節トルクベクトル $\boldsymbol{\tau}$ はワイヤー張力

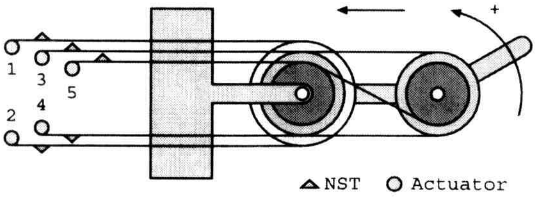

Figure 1: Tendon-driven mechanism with 2 joints and 5 tendons

ベクトル $\boldsymbol{f}_t$ により発生し，次のような関係が存在する．

$$\boldsymbol{\tau} = -\begin{bmatrix} R_{11} & -R_{12} & R_{13} & -R_{14} & R_{15} \\ 0 & 0 & R_{23} & -R_{24} & -R_{25} \end{bmatrix} \boldsymbol{f}_t \quad (1)$$

$$= -J_t^T \boldsymbol{f}_t \quad (2)$$

ここで R_{ij} は第 i 関節プーリーの半径であり第 j 腱により駆動される．張力空間を関節トルク空間へと写像する行列 J_t^T を腱制御ヤコビ行列と呼ぶ．これより $\boldsymbol{f}_t$ の一般解は次のようになる．

$$\boldsymbol{f}_t = -J_t^{+}\boldsymbol{\tau} + \boldsymbol{f}_b, \quad \boldsymbol{f}_b = J_t^{\perp}\boldsymbol{\beta} \quad (3)$$

ここで J_t^+ は J_t^T の擬似逆行列であり，$J_t^\perp$ は J_t^T の零化空間への写像行列であり，駆動ワイヤーの本数が M で関節数が N である場合には，$\boldsymbol{\beta}$ は $\boldsymbol{\beta} \in \Re^{M-N}$ であるような任意のベクトルであり $J_t^T \boldsymbol{f}_b = \boldsymbol{0}$ が成立する．この $\boldsymbol{f}_b$ は関節トルクに依存しない拮抗張力であり，この拮抗張力により関節剛性を調節することができる．

ワイヤー自体の弾性は大きな幅で変化させることはできないため，見かけ上のワイヤー弾性係数を NST を用いて大幅に変化させる．Fig.2 は従来のコイルバネを用いた NST と本論文で提案する lNST の構造を模式的に示したものである．各 NST の三角形 ABC がワイヤー張力により変化すること

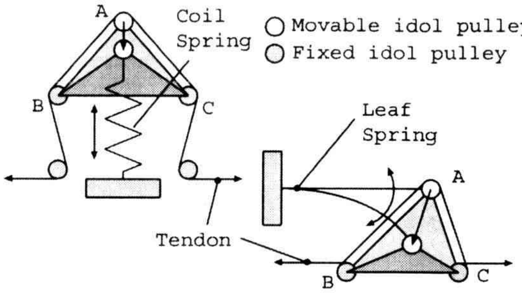

Figure 2: Structures of general NST and leaf spring type NST(lNST)

で非線形な弾性特性 [14] を実現する．例として Fig.3 に従来型の NST のワイヤー弾性特性を示す．制御の際には通常式

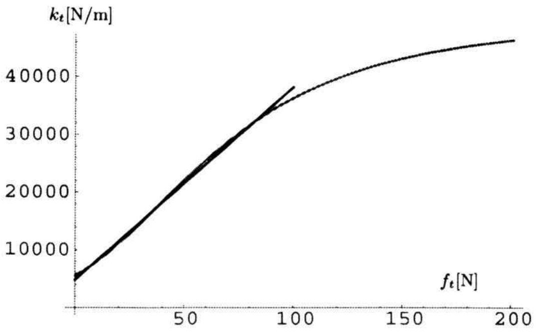

Figure 3: Stiffness property of conventional NST

(4) のような 1 次近似式を用いる．

$$k_t = cf_t + d \quad (4)$$

ここで $c, d > 0$ は NST の構造により得られる正の定数であり，k_t は見かけ上のワイヤー弾性特性を示す．Fig.3 の直線が式 (4) を示している．

ワイヤーの微小変位ベクトル $\delta\boldsymbol{\ell}$ に対するワイヤー張力の微小変位ベクトル $\delta\boldsymbol{f}_t$ は $\delta\boldsymbol{f}_t = k_t\delta\boldsymbol{\ell}, K_t = \mathrm{diag}.\{k_{t1}, k_{t2}, \cdots, k_{tM}\}$ の関係があり，$\delta\boldsymbol{\ell}$ と関節の微小変位ベクトル $\delta\boldsymbol{q}$ との間には

[1]この原型は SWS(Spring Wire System)[7] と呼ばれていた．

$\delta \boldsymbol{\ell} = J_t \boldsymbol{q}$ なる関係があるので，関節剛性行列 K_q は次のようになる．

$$\delta \boldsymbol{\tau} = -J_t^T K_t J_t \delta \boldsymbol{q} \quad (5)$$

$$= -K_q \delta \boldsymbol{q} \quad (6)$$

ここで $\delta \boldsymbol{q}$ は微小関節角度ベクトルであり，k_{tm} はワイヤーに接続される NST により決まるワイヤー弾性係数である．したがって K_q の張る空間を大きくするために，k_t を大きく変化できる設計が重要となる．

3 板バネ式 NST の設計

腱駆動機構では多くの腱を使用するため，NST の小型化は重要な課題であった．コイルバネを用いた NST はバネ変位を計るためにスライドポテンショメータか，ラックギアにロータリーポテンショメータを取り付けていたが，形状が複雑で，コイルバネの大きさに依存するために小型化が困難である．そこで本論文では板バネと歪みゲージを用いた lNST を提案する．

Fig.2 に示される lNST の板バネは片持ち梁の形式で固定されており，自由端側に可動空転プーリーを取り付ける．その可動空転プーリーと板バネに近設された固定空転プーリーとの間にワイヤーを張ることにより形成される．板バネに取り付けられた可動空転プーリーがワイヤー張力により移動することで，ワイヤーに非線形弾性特性を与えることができる．

3.1 板バネの撓み式

はじめに板バネの撓み量を計算する．Fig.4 の M は板バネに加えられるモーメントであり，また $d\omega$ は ω 方向の微小撓み量，φ は撓み角，ρ は微小区間 AB における曲率半径，$d\varphi$ は微小区間 AB が形成する弧の中心角度を示している．

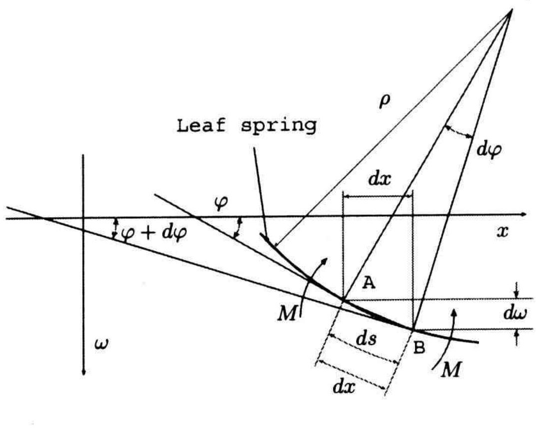

Figure 4: Bending curve of leaf spring

まず板バネのバネ定数 k を求める．一般的な撓み曲線は梁の縦弾性係数 E と断面 2 次モーメント I を用いて次のように表される．

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} = -\frac{d^2\omega}{dx^2} \quad (7)$$

次に板バネの自由端に鉛直下向きの力 F が働くとすると，板バネの自由端からの距離 x の位置に発生するモーメントは $M = -Fx$ であることから，撓み角は次のようになる．

$$\varphi = \frac{d\omega}{dx} = \frac{F}{2EI}x^2 - \frac{Fl^2}{2EI} \quad (8)$$

ここで l は板バネの長さである．撓み曲線は次のようになる．

$$\omega = \frac{F}{6EI}x^3 - \frac{Fl^2}{2EI}x + \frac{Fl^3}{3EI} \quad (9)$$

したがって自由端での鉛直下向き変位 ξ は

$$\xi = \omega|_{x=0} = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (10)$$

となる．これは板バネのコンプライアンスであるから，結局板バネのバネ定数は

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (11)$$

となる．これより ω 方向の撓み量が得られる．

板バネは建築構造物であるような梁とは違い，大変位する．通常梁の撓み問題では x 方向の撓みを無視するが，実際の板バネでは無視できない値となる．一方で梁の大変位問題は解析が難しいため，ここでは微小区間 AB における円弧に注目し，近似式を用いることにする．

まず弧 AB に対する微小中心角 $d\psi$ は $d\psi = dx/\rho$ であるから，弦 ds は次のようになる．

$$ds = 2\rho \sin(\frac{dx}{2\rho}) \quad (12)$$

dx の値は一般に ρ に比べ微小であるので，$dx = ds$ と仮定すれば撓み角 φ を用いて Fig.6 の固定端からの水平距離 l_c の長さは

$$l_c = \int_0^l \cos\left(\frac{F}{2EI}x^2 - \frac{Fl^2}{2EI}\right)dx \quad (13)$$

となる．これより鉛直下向きの力 F に対する鉛直下向き変位 ω と水平方向変位 l_c を得ることができる．

3.2 ワイヤー弾性特性

次に lNST の形状変化に対するワイヤー弾性特性の計算をする．まず lNST の形状と計算に使用する記号を Fig.5，6 に示す． 図の板バネ長を l[m]，バネ変位を ξ[m]，ワイヤー経

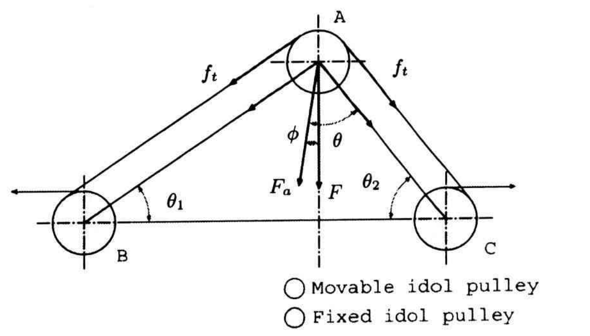

Figure 5: Wire tensile forces and bending force of leaf spring

路中のプーリー A，B，C で形成される三角形において，距離 $\overline{AB} = a$[m]，A から BC までの初期高さ h[m]，変位後

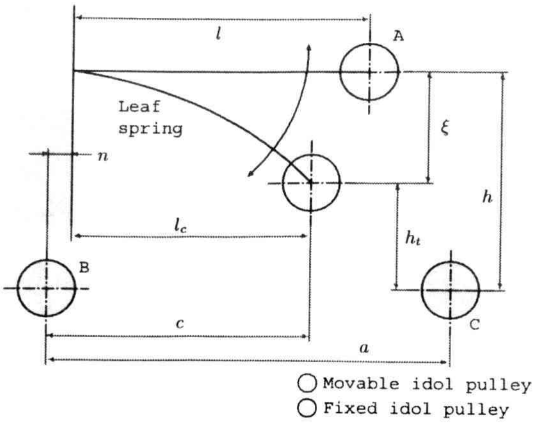

Figure 6: Structure of lNST

の距離を h_t[m]，板バネの固定端から B までの距離を n[m]，板バネの固定端から板バネの変位後の可動プーリー A までの水平距離を l_c[m] とする．また三角形 ABC の底角 B，C をそれぞれ θ_1, θ_2 とし頂角の 1/2 を θ とする．また鉛直下向き方向とワイヤー張力 f_t の合力のなす角度を ϕ とする．板バネのバネ定数 k はフックの法則により $F = k\xi$ の関係がある．また lNST は構造上次の関係を持つ．

$$\begin{aligned} h_t &= h - \xi, \quad c = l_c + n \\ \theta_1 &= \arctan\frac{h_t}{c}, \quad \theta_2 = \arctan\frac{h_t}{a-c} \\ \theta &= \frac{\pi - \theta_1 - \theta_2}{2}, \quad \phi = \theta = (\frac{\pi}{2} - \theta_2) \end{aligned} \tag{14}$$

したがって f_t の合力 F_a は

$$F_a = \frac{F}{\cos\phi} \tag{15}$$

であり，ワイヤー張力は

$$f_t = \frac{F_a}{2\cos\theta} \tag{16}$$

である．次にワイヤー自身の弾性係数を E_t とするとワイヤー経路中のワイヤー長の変化量 l_t は

$$l_t = l_0 + \frac{f_t}{E_t} \tag{17}$$

$$\begin{aligned} l_0 = &\left\{\sqrt{(l+n)^2 + h^2} + \sqrt{(a-l-n)^2 + h^2}\right\} \\ &- \left\{\sqrt{c^2 + h_t^2} + \sqrt{(a-c)^2 + h_t^2}\right\} \end{aligned} \tag{18}$$

で求めることができる．ただし l_0 は初期位置における経路長である．ワイヤー張力 f_t を加えた場合のワイヤー経路長の変化量 l_t を求めることで lNST 全体での弾性係数を k_t を求めることができる．以上の式を用いて弾性係数を求め，これを 1 次近似した式を導く．

4 lNST の設計と実験結果

4.1 lNST の設計

本節では lNST の設計を行う．設計に当たり次のような仮定をしている．ただし b は板バネの幅，t は厚さであり，E は縦弾性係数である．また用いたケブラーワイヤーの弾性係数 E_t は 17080[N/m] である．

1）アクチュエータ出力より得られる最大張力は 50[N] である．

2）機構の大きさを制限するために a, h, n の値はあらかじめ Table 1 のように与えておく．

3）板バネのパラメータ t, b, E は変更が困難であるために，あらかじめ Table 1 のように与えておく．

Table 1: Initial parameters

a	0.046	[m]	t	0.0005	[m]
h	0.0170	[m]	b	0.0100	[m]
n	0.003	[m]	E	207859×10^6	[N/m^2]

次に設計指標としてワイヤー弾性調整範囲が大きなもので，かつ関節剛性を柔らかくできるように十分に低い弾性係数を達成できるものを設計する．次の Table 2 は板バネ長 l をいくつか変化させたときのワイヤー弾性特性 k_t を 1 次近似した結果である．また理論上の最大ワイヤー弾性係数 $k_{t\max}$ と，最小値 $k_{t\min}$ も併せて掲載する．ただし弾性係数の最大値はアクチュエータの最大出力より得られるものであり，最小値は 1 次近似した式の k_t 軸に対する切片である．この結果より，最小ワイヤー弾性係数が十分低く，最大値と最小値との差が大きい $l = 0.030$[m] を採用する．

Table 2: The relation between the length of a leaf spring and approximeted wire stiffness (unit of wire stiffness $k_t, k_{t\max}, k_{t\min}$ is N/m)

l[m]	k_t	$k_{t\max}$	$k_{t\min}$	$k_{t\max} - k_{t\min}$
0.025	$35.67f_t$+2521	4305	2521	1784
0.030	$44.67f_t$+1327	3561	1327	2234
0.035	$44.29f_t$+722.6	2937	722.6	2214
0.040	$30.34f_t$+469.3	1986	469.3	1516

4.2 弾性特性計測実験

本節では $l = 0.030$[m], $a = 0.046$[m], $b = 0.010$[m], $t = 0.0005$[m] の板バネを使って実際に 6 個の試作品を製作し，弾性特性の計測実験を行う．Fig.7 に制作した lNST の外観図を示す．

実験は一端を固定した張力計に接続し，ワイヤーを lNST に巻き付け，もう一端をアクチュエータに接続する．次にワイヤー張力を張力計で計測しながらワイヤーを巻き取り，板バネの歪みを歪みゲージにより測定する．またワイヤー巻き取り量はエンコーダーで計測する．アクチュエータと lNST との間には減速比 1/50 のウォームギアを取り付けているので，アクチュエータ側のワイヤーが引き出されることはない．計測は $f_t = 5.0, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50$[N] の 10 点で行った．この計測結果を Fig.8,9,10,11,12,13 に示す．図のラインが理論特性でドットラインが計測値である．

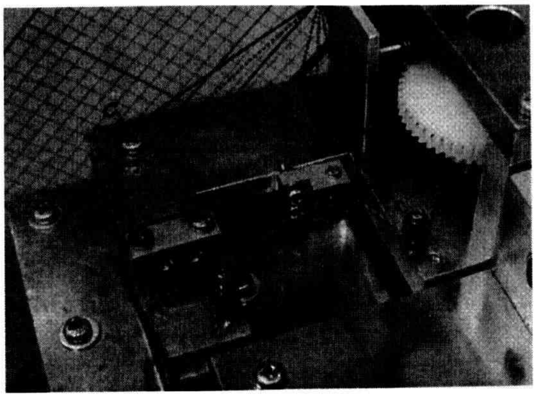

Figure 7: Experimental lNST structure

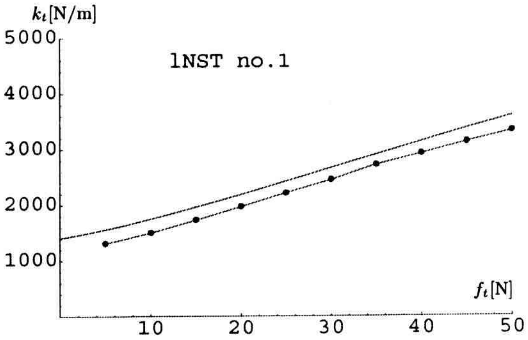

Figure 8: Wire stiffness of lNST no.1

次に理論値と平均値との比較を Fig.14 に示す．また平均値から得られるワイヤー弾性係数の近似式と理論上の近似式は次のようになった．

$$\begin{array}{ll} \text{desired wire stiffness} & k_t = 44.67f_t + 1327 \\ \text{measured wire stiffness} & k_t = 47.79f_t + 1069 \end{array} \quad (19)$$

最後に計測結果を Table 3 にまとめる．

Table 3: Experimant results

Maximum Error	260.7 [N/m]
Minimum Error	114.9 [N/m]
Average of Error	172.5 [N/m]
Volatility	0.84523
Standard Deviation	50.90

以上の結果より実測値は理論値に十分近いといえる．試作品の理論上のワイヤー弾性係数の傾きと実測値の傾きは非常に近いので，これらの間に存在するオフセットは入力 0[N] のときのワイヤーの弛みが原因であると思われる．またプーリーに巻き付いている部分のワイヤーの摩擦などが考えられるが，理論式は十分な精度があり lNST の設計に有効であると言える．

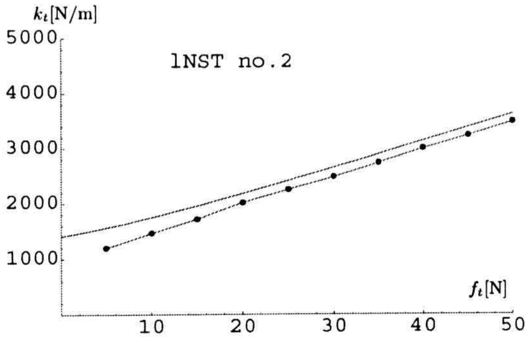

Figure 9: Wire stiffness of lNST no.2

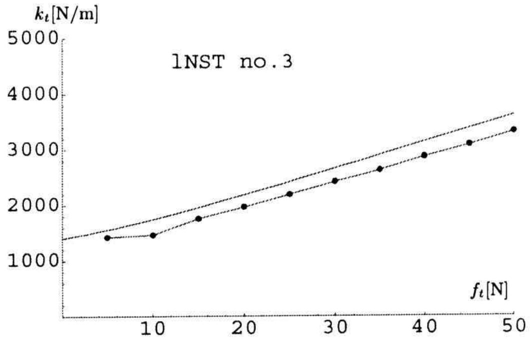

Figure 10: Wire stiffness of lNST no.3

5 結言

本論文では小型の非線形バネ弾性要素を開発するために，従来のコイルバネに代わり，板バネを採用した NST の開発を行った．開発に際し通常解析的に解く大変位問題を簡単な近似により計算した．次にこのバネの撓み量計算を NST に適用し，NST の設計を行った．

6 個の試作品を製作し計測実験を行った結果，理論値との誤差は最大でも 260.7[N/m] であった．これは 26.54[gf/mm] であるので，十分小さいと言える．したがって lNST によるワイヤー弾性特性の計算手法の有効性を示すことができた．また制作した lNST は全長で約 5[cm] ほどであり総部品点数が約 16 個であった．従来型 NST は全長 10cm，総部品点数が約 25 個であることから，NST の小型化と簡略化を実現することができた．

Acknowledgment

この研究は現在株式会社ソニー・ミュージック・マニュファクチュアリング勤務橋本祥一君と明治大学大学院理工学研究科福山脩務君，笹木健一君の協力によりまとめることができました．深い感謝の意を表します．

References

[1] Kobayashi. H., Hyodo. K., and Ogane. D. On tendon-driven robotic mechanisms with redundant tendons. *RR*, 17(5):561–571, May 1998.

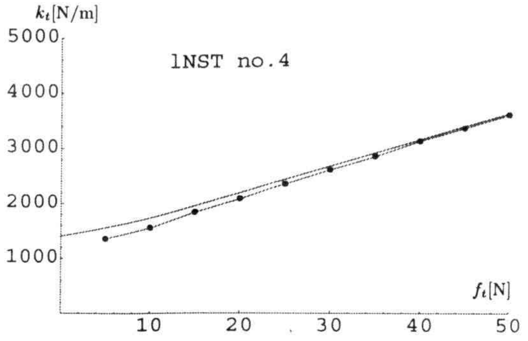

Figure 11: Wire stiffness of lNST no.4

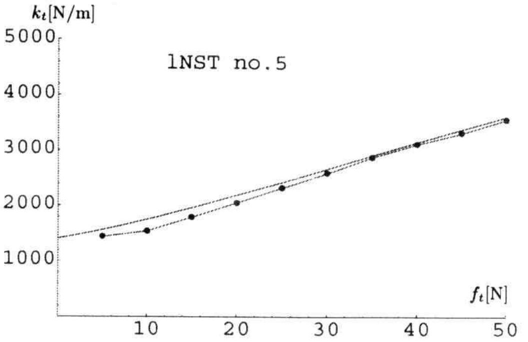

Figure 12: Wire stiffness of lNST no.5

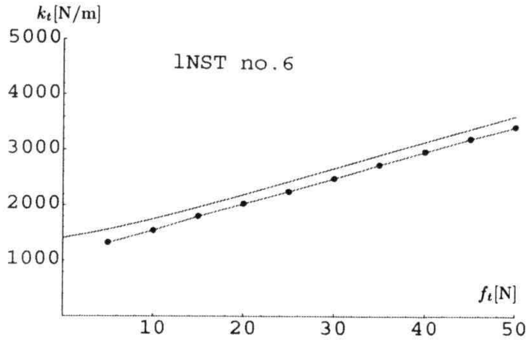

Figure 13: Wire stiffness of lNST no.6

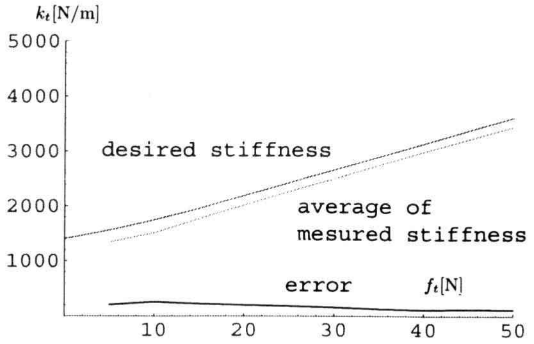

Figure 14: Average of wire stiffness of lNST and error between desired stiffness and average of stiffness

[2] H. Hanafusa and H. Asada. Stable pretension of objects by the robot hand with elastic fingers. In *Proc. 7th, International Symposium. Industrial Robots*, pages 361–368, Tokyo, 10 1977.

[3] N. Hogan. Impedance control: an approach to manipulation. *ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control*, 107:1–7, 1985.

[4] H. Reibert, M and J. Craig, J. Hybrid position/force control of manipulators. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 103(2):126–133, 1981.

[5] K. Salisbury, J. Active stiffness control of a manipulator in certesian coordinates. *Proc. 19th IEEE Conf. on Decision and Control*, pages 95–100, 1980.

[6] E. Whitney, J. Nevins, and CSDL-staff. What is the romote compliance and what can it do? In *International Symposium on Industrial Robots, CSDL Report*, page 728, Washington D.C., 1979.

[7] 伊藤健太郎. 非線形弾性機構を用いた腱制御マニピュレータに関する研究. Master's thesis, 明治大学工学研究科, 1991.

[8] 岡田昌史 and 中村仁彦. サイバネティック・ショルダの開発. *Robotic Society of Japan*, 18(5):690–698, 2000.

[9] 吉川恒夫. ロボットアームの位置と力の動的ハイブリッド制御. *Robotic Society of Japan*, 3(6):531–537, 1985.

[10] 小金澤鋼一, 山崎政道, and 石川夏男. 剛性可変機能を有する拮抗型腱駆動システムとその制御. *Robotic Society of Japan*, 18(7):1003–1010, 2000.

[11] 森田寿郎 and 菅野重樹. メカニカルインピーダンス調節機構による関節制御. *Robotic Society of Japan*, 14(1):131–136, 1996.

[12] 森田寿郎, 富田信義, 植田武男, and 菅野重樹. 関節の機械インピーダンスを調節可能な力制御ロボットアームの開発. *Robotic Society of Japan*, 16(7):1001–1006, 1999.

[13] 川人光男. 随意運動制御における適応と学習. *Robotics Society of Japan*, 4(2):110–119, 1985.

[14] 大鐘大介, 兵頭和人, and 小林博明. 非線形バネ要素を持つ7自由度腱制御アームの機構と制御. *Robotic Society of Japan*, 14(8):1152–1159, 1996.

[15] 兵頭和人 and 小林博明. 非線形バネ要素を持つ腱駆動手首機構の研究. *Robotic Society of Japan*, 11(8):1244–1251, 1993.