

多自由度非駆動関節を有する手術支援用固定マニピュレータの開発 Development of a surgical manipulator with multiple D.O.F passive joints

○ 中村 和史*, 倉持 勇喜*, 湯川 俊浩*, 佐々木 純**
○ K.Nakamura, Y.Kuramochi, T.Yukawa, J.Sasaki

*岩手大学工学部機械システム工学科

*Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Iwate University

**栗原甲状腺クリニック

**Kurihara Thyroid Clinic

キーワード : 開創器 (Retractor), 医療器具 (Medical Device), Denavit-Hartenberg Method

連絡先 : 〒020-8551 岩手県盛岡市上田 4-3-5 岩手大学工学部機械システム工学科 湯川俊浩
TEL : 019-621-6403, Fax : 019-621-6403, E-mail : yukawat@iwate-u.ac.jp

1. 緒言

一般的な開腹・開胸手術は、執刀医の他に執刀助手、鉤引き助手、および手術介助の看護師でおこなわれる。鉤引助手とは開創部を押さえたり、臓器を支える役割を担う医師のことである。この役割を器具で担うことができれば、負担が減少する。とくに、医師不足に悩む地域の病院では、鉤引器具の存在は重要である。

そこで、本研究では鉤引助手の代わりとなる開創器具の開発をおこなう。具体的には、i) 脳筐固定器の固定用ノブの操作力の低減化と電動化、ii) 関節固定機構を取り入れた、六自由度マニピュレータ型固定器具の新規開発をおこなう。

2. 自在脳筐固定器の操作性の向上

2.1. 手動型固定器の操作力の低減化

2.1.1. 操作力の算出

自在脳筐固定器 (瑞穂医科工業製)¹⁾ を Fig. 1 に示す。フレキシブルアームはステンレス製で、複数のボールジョイントが連なった構造になっている。中心を通るステンレスワイヤーを引張ることで、ボールジョイント部の各ジョイント部でシリンダーとボールの間に力が加わり、摩擦力によって固定される構造になっている。この器具の利点はフレキシブルで任意の位置や姿勢

に固定できる点である。従来、固定用のノブを手動で回していたので、非常に大きな力が必要であったため、この点について改良をおこなう。

まず、ノブを回すためのトルクを求めするため、ワイヤーに加わる引張外力 P [N] を求める。 ΔL [m] をワイヤーの伸び、 E [GPa] をヤング率、 d [m] をワイヤーの直径、 A ($=\pi d^2/4$) [m²] をワイヤーの断面積、 L [m] をワイヤーの長さとする、フックの法則より以下のように表される。

$$P = \frac{\Delta L E A}{L} \text{ [N]} \quad (1)$$

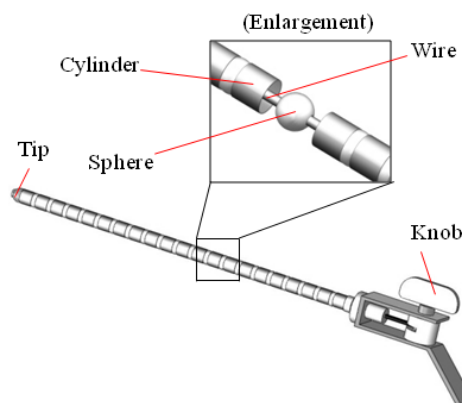


Fig.1 A Free Brain Spatula Fixed Instrument

ただし, $E = 200$ [GPa], $d = 0.0025$ [m], $A = 4.909 \times 10^{-6}$ [m²], $L = 0.370$ [m] である. そして P は

$$P = 2.653 \Delta L \times 10^6 \text{ [N]} \quad (2)$$

と求められる. また, ノブの回転中心軸からワイヤー固定点までの距離を $r = 0.015$ [m] とすると, 固定用のノブを回すために必要なトルク T_0 [Nm] は次式のように求められる.

$$\begin{aligned} T_0 &= Pr = 0.015 P \\ &= 39795 \Delta L \text{ [Nm]} \end{aligned} \quad (3)$$

2. 1. 2. 操作力の低減化

ノブを回すための入力トルクを小さくするために, ねじ機構とウォーム機構を取り入れた減速機構を用いて設計する. ねじ機構は固定器とウォームホイール間に設けられている. 改良部の外観を Fig. 2 に, その内部を Fig. 3 に示す.

ウォームギアの条数を Z_1 , ホイールの歯数を Z_2 とすると, 減速比 n は次式となる.

$$n = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4)$$

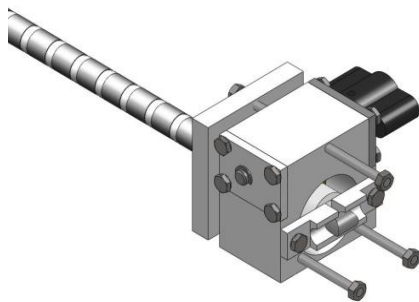


Fig.2 The Fixed Instrument (Improved)

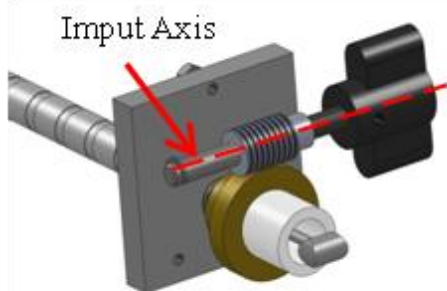


Fig.3 The Structure of the Internal Side

ウォームギアの伝達効率を η とすると, 入力トルク T [Nm] と出力トルク T_H [Nm] の関係は次式で表される²⁾.

$$T_H = \eta n T \text{ [Nm]} \quad (5)$$

つぎに, ウォームホイールに加わるトルク T_H とワイヤーを引張る力(ねじの推力) Q の関係について求める. ねじ機構部のリード角を α , 頂角を β , 摩擦角を θ , 有効径を D とすると, ねじの推力 Q は以下のようになる³⁾.

$$Q = \frac{2 T_H \cos \beta}{D \tan(\alpha + \theta)} \text{ [N]} \quad (6)$$

ここで, 摩擦角 θ は動摩擦係数 μ を用いて次のように求められる⁴⁾.

$$\theta = \tan^{-1} \mu \text{ [rad]} \quad (7)$$

(2)式の引張外力 P と(6)式のねじの推力 Q は

$$P = Q \quad (8)$$

で等しいので, (2), (5), (6), (7)式より

$$T = \frac{D \tan(\alpha + \tan^{-1} \mu)}{2 n \eta \cos \beta} P \text{ [Nm]} \quad (9)$$

の関係が導かれる. ここで, $D = 0.010$ [m], $\alpha = 1^\circ 57'$ ($= 13\pi/1200$ [rad]), $\beta = \pi/6$ [rad], $\mu = 0.21$, $n = 50$, $\eta = 0.4$ より, 入力トルク T は

$$T = 188.25 \Delta L \text{ [Nm]} \quad (10)$$

となる. よって, (3)式と(9)式より

$$T = 0.00473 T_0 \quad (11)$$

の関係が導かれ, 理論上, 改良後の必要トルクは, 改良前の必要トルクの 0.473 [%] になることがわかる.

2. 1. 3. カ・トルク伝達実験

固定時の必要入力トルク T を測定し, 実際の使用感を確かめる. ここで「自在固定器を

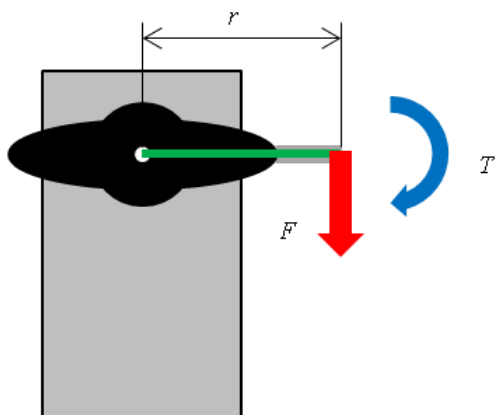


Fig.4 Torque Measurement Experiment

水平にし、先端に 5.0 [kgf] の錘を付けても動かない状態」を「固定」と定義する。

ワイヤーの伸びが $\Delta L = 6.5$ [mm] のとき自在固定器は固定された。つぎにノブの先端に取り付けた鉤に少しずつ荷重を加えてノブが回りだしたときの荷重 F と、中心軸から荷重点までの距離 r からトルクを算出する。

$F = 5.0$ [kgf] = 49.0 [N], $r = 0.020$ [m] より

$$T = F r = 0.980 \text{ [Nm]} \quad (12)$$

であるとわかる。理論値は(9)式より $T = 1.224$ [Nm]であるので、実測値と理論値では約 20[%]の差があるが、これはスライド部の摩擦により必要な推力が増えたなどの要因が挙げられる。

実際の使用感としては、軽く回せて手が疲れにくい印象を持つことができた。しかし、固定させたり緩めるために必要な回転数が多くなってしまい、操作に時間がかかった。そこで、モーターを取り付けてトルク制御をおこなうことにする。

2. 2. 自動固定器の開発

2. 2. 1. 設計

搭載する DC モーターは RS-385PH-17120 (マブチモーター製、減速比 100)である。モーターの出力トルクを入力軸 (Fig. 3 参照) に伝達する機構を Fig. 5 に示す。

モーターの出力トルクを T_M , ギヤードモーターの効率を η_r , ギヤードモーターの減速比を n_r , 平歯車の伝達効率を η_g , 平歯車の減速比を n_g , 出力トルクを T とすると

$$T = \eta_r \eta_g n_r n_g T_M \text{ [Nm]} \quad (13)$$



Fig.5 Fixed Instrument with Motor Drive

と表すことができる。よって(11)式より固定時に必要なモーターの出力トルクは

$$T_M = \frac{T}{\eta_r \eta_g n_r n_g} \text{ [Nm]} \quad (14)$$

ここで、 $n_r = 100$, $\eta_r = 0.60$, $n_g = 1$, $\eta_g = 0.98$, そして(11)式より $T = 0.980$ [Nm]であるので、これらを(14)式に代入して

$$T_M = 0.0167 \text{ [Nm]} \quad (15)$$

を得る。Fig.6 のモーター特性表より、固定時に流れる電流は約 0.7 [A] と読み取れるので、この値を用いてモーター制御をおこなう。

2. 2. 2. モーター制御

DC モーターを制御するために、H8 3052F マイコン(ルネサステクノロジ製)と、オペアンプ LM358N (HTC 製), モータードライバ STK681-210-E (SANYO 製)を用いる。システム構成図を Fig. 7 に示す。

制御の流れは、制御基板上のプッシュスイッチ 1 を押し続けると正転して固定され、プッシュスイッチ 2 を押し続けると逆転してワイヤーが緩み、両方のスイッチの ON か OFF で停まる。正転時の DC モーターの負極側にシャント抵抗として 0.1 [Ω] の抵抗を設けて、抵抗の両端の電圧をオペアンプで増幅し、H8 マイコンで A/D 変換をおこなって値を読み取り、モーターが消費する電流の値を求める (Fig.8)。その電流値が 0.7 [A] を超えたときにはブレーキをかけるようにする (最大電流 $I_s = 3.05$ [A])。シリアルコミュニケーションインターフェイス (SCI) 機能を用いて、PC にデータを送ることが可能である。

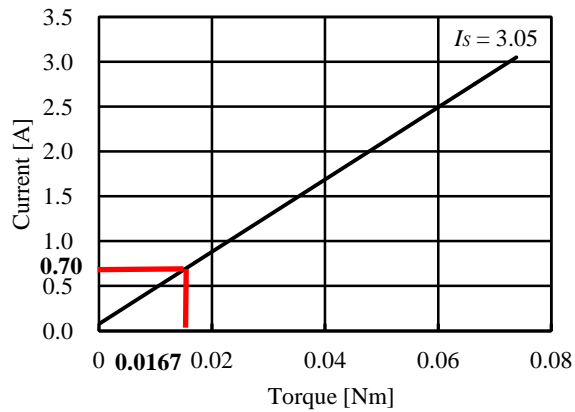


Fig.6 Torque - Current Curve

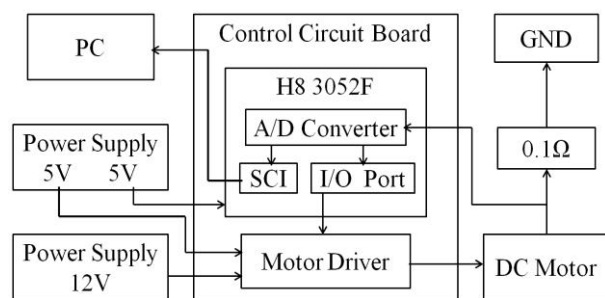


Fig.7 DC Motor Control System Configuration

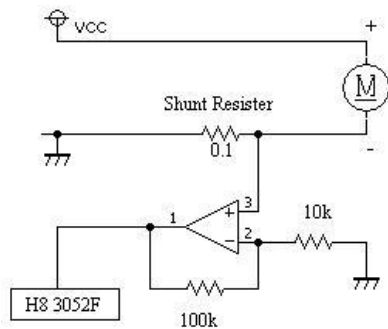


Fig.8 Voltage Measurement Circuit

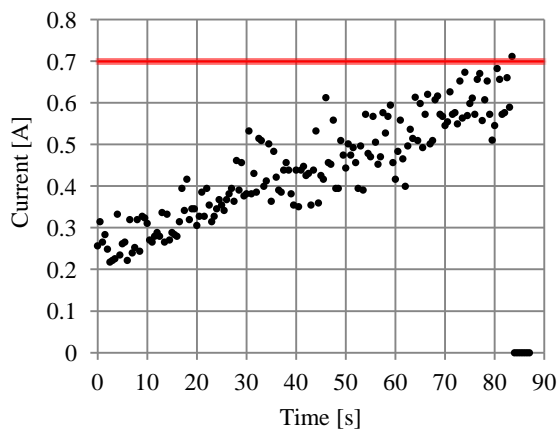


Fig.9 The Response of Current Generating in the Motor



Fig.10 Multiple D.O.F Fixed Instrument

2. 2. 3. 自動トルク制御実験

ワイヤーの伸び $\Delta L = 3.0$ [mm] を初期位置として、スイッチ 1 を押し続け、制御プログラムによって止まった時のワイヤーの伸びを調べる。同時に、SCI によってパソコンへ 0.5 [s] ごとに電流値のデータを送り、グラフ化する。

停止後のワイヤーの伸びは $\Delta L = 6.4$ [mm] であった。その時の電流値の変化を Fig.9 に示す。

3. 六自由度固定マニピュレータの開発

3. 1. 機構

一般的な多自由度型固定器は数か所にブレーキ用のノブが分かれているため、固定するための操作に時間がかかる。そのため本研究では、一つのノブのみを動かすことで、すべての関節を固定できる機器を設計する。先端は自在に動かすため六自由度とし、リンク数は四本にする。

「どんな姿勢でも固定するためのノブの動力を伝達できる」という目的の達成のためにユニバーサルジョイントを用いる。また、関節部にはかさ歯車式差動歯車機構を用いる。ユニバーサルジョイントは、二軸間の相対的な位置や角度が変化しても回転の伝動に影響を生じない継手である。差動歯車機構とは、二つ以上の歯車の運動の差または和を一つの運動にして出力する機構である。本研究では三つの傘歯車を組み合わせた機構を用いる。この機構では左右の歯車が同方向に回転すると、左右の歯

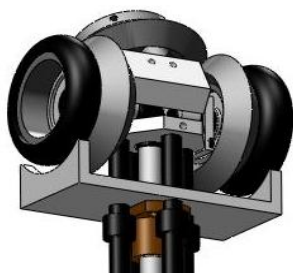


Fig.11 The Brake Mechanism

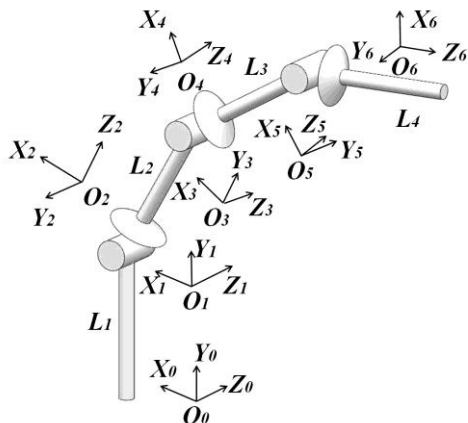


Fig.14 Coordinate System Of Each Joints

Table1 Link Parameters

i	a_{i-1}	α_{i-1}	d_i	θ_i
1	0	0°	0	θ_1
2	0	-90°	L_2	θ_2
3	0	90°	0	θ_3
4	0	-90°	L_3	θ_4
5	0	90°	0	θ_5
6	0	-90°	0	θ_6
E	0	0°	L_4	0°



Fig.15 Six-D.O.F Fixed Manipulator

車の軸周りに関節全体が曲がり、逆方向に回転させると上の歯車のみが回転する。そして、左右の歯車を固定するとその関節は完全に固定される。この特性から、二自由度を持ち、固定可能な関節としてこの機構を利用する。

差動歯車の固定方法は、台形ねじを使用したスライド機構によって左右の傘歯車に取り付けられたゴム製のホイールにブレーキ面を押し当て、摩擦による固定を行う。Fig.12 に一つの関節部を示す。これを三段取り付けて、台形ねじの軸の回転をユニバーサルジョイントによって各関節へ伝達させ、全ての関節を固定させる。

ユニバーサルジョイントの許容作動角は $\pi/6$ [rad] であるため、第一、二回転角の可動域が $\pi/6$ [rad] になるよう設計した。また、設計段階で台形ねじと第一、第二回転関節が干渉し、ブレーキ板の位置がそれぞれ θ_2/π , $(\theta_2+\theta_4)/\pi$ [mm] 移動することが分かった。 θ_2 , θ_4 の通常使用範囲を $\pm\pi$ [rad] とすると、ブレーキ板は最大 2 [mm] 移動する。しかし、ゴムホイールを用いているため、通常使用範囲内であれば、全ての関節を固定できる。

3. 2. Denavit-Hartenberg 法による順運動学の解法

Denavit-Hartenberg 法(DH 法)に基づいて同時変換行列を求め、順運動学を解き、先端位置の座標を求める。

各関節($i=1\sim 6$)について Fig.13 に示すように座標系を設定する。リンクパラメータを Table 1 に示す。リンクパラメータは、i) X_i 軸に沿って a_{i-1} だけ並進、ii) X_{i-1} 軸回りに α_{i-1} だけ回転、iii) Z_i 軸に沿って d_i だけ並進、iv) Z_i 軸に沿って θ_i だけ回転、で表され、同次変換行列は

$${}^{i-1}T_i = \begin{bmatrix} C_i & -S_i & 0 & a_{i-1} \\ C_\alpha S_i & C_\alpha C_i & -S_\alpha & -S_\alpha d_i \\ S_\alpha S_i & S_\alpha C_i & C_\alpha & -C_\alpha d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

となる (ここで $C_i=\cos\theta_i$, $S_i=\sin\theta_i$, $C_\alpha=\cos\alpha_{i-1}$, $S_\alpha=\sin\alpha_{i-1}$ とする)。先端の位置姿勢を表すローカル座標系 Σ_E はグローバル座標系 Σ_R に対し、 ${}^R T_E$ を用いて

$$\begin{aligned}
 {}^R T_E &= {}^R T_0 {}^0 T_1 {}^1 T_2 {}^2 T_3 {}^3 T_4 {}^4 T_5 {}^5 T_6 {}^6 T_E \\
 &= \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & R_{13} & p_X \\ R_{21} & R_{22} & R_{23} & p_Y \\ R_{31} & R_{32} & R_{33} & p_Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17) \\
 &= \frac{\mu \Delta b (r - \Delta b) EA}{b} \text{ [Nm]} \quad (22)
 \end{aligned}$$

と表される. ここで R_{11} から R_{33} は回転行列を表し, p_X , p_Y , p_Z はそれぞれ先端位置の X, Y, Z 座標を表す.

3. 3. 先端力と関節トルクの関係

六自由度固定マニピュレータのヤコビ行列 $J(\theta)$ は

$$J(\theta) = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} & J_{13} & J_{14} & J_{15} & J_{16} \\ J_{21} & J_{22} & J_{23} & J_{24} & J_{25} & J_{26} \\ J_{31} & J_{32} & J_{33} & J_{34} & J_{35} & J_{36} \end{bmatrix} \quad (18)$$

であり, 次式の関係が成り立つ.

$$\frac{dP}{dt} = J(\theta) \frac{d\theta}{dt} \quad (19)$$

ここで, $P = [p_X, p_Y, p_Z]^T$, $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6]^T$ である. また, トルク τ と f の関係は

$$\tau = J^T f \quad (20)$$

となる²⁾. これによって先端における力を各関節トルクに変換できる.

3. 4. 静止トルク

ブレーキで抑えることができる静止トルクを求める. まず, ブレーキ板によって Δb [m] だけゴムが変形した時の荷重 P [N] を求める. ゴムのヤング率を E [Pa], ゴムホイールの厚さを b [m], ブレーキ板とゴムホイールの接触面積を A [m²] とすると, フックの法則より

$$P = \frac{\Delta b E A}{b} \text{ [Nm]} \quad (21)$$

となる. 静止摩擦係数を μ とすると, ゴムホイールの半径が r [mm] のときの最大静止トルク T は,

$$T = \mu P (r - \delta)$$

となる.

3. 5. 実験

第一回転関節角度 $\theta_2 = \pi$ [rad], 第二回転関節角度 $\theta_4 = \pi$ [rad] の状態で固定可能かを実際に確かめると, 通常使用範囲内において, 各関節が固定されることが確認できた.

固定マニピュレータを直立させた ($\theta_1, \dots, \theta_6 = 0$) 状態で先端位置に X 方向に荷重をかけていく. 第一関節に最も大きなトルクが発生するので, 第一関節が動き出した瞬間に働いたトルクをマニピュレータ全体の最大静止トルクとする.

手動で可能な限りブレーキをかけたときのゴムの変位量 δ は 0.002 [m] であった. $\mu = 0.75$, $r = 0.029$ [m], $E = 14.2$ [MPa], $A = 225 \times 10^{-6}$ [m²], $b = 0.006$ [m] であるので, (25) 式より理論値は, $T = 21.566$ [Nm] となる.

第一関節が動き出した瞬間の荷重は 3.3 [kgf] だったので, $L_2 = L_3 = L_4 = 0.200$ [m] とすると, 実際の最大静止トルク T_f は, $T_f = 3.3 \times 9.8 \times 0.6 = 19.404$ [Nm] となった.

理論値と実験で求めた値には 2.162 [Nm] の差があった. これはゴムが変質し, 硬化してヤング率が低下したなど要因が挙げられる.

4. 結言

本論文では, 従来使用されてきた自在脳籠固定器の固定用ノブの操作力の低減化と電動化, および関節固定機構を取り入れた六自由度マニピュレータ型固定器具の新規開発をおこない, 評価した.

参考文献

- 1) 瑞穂医科工業(株)HP, <http://www.mizuho.co.jp/index2.html>
- 2) 松日楽信人ら, わかりやすいロボットシステム入門—メカニズムから制御, システムまで—, 改訂第二版, (2010), 30, 104-109, 112-115, (株)オーム社
- 3) 和田稲苗ら, 精説機械製図—三訂版—, (1986), 190, 実教出版(株)
- 4) 株)ミスミ, FA 用メカニカル標準部品カタログ, Vol. 1, (2009), 668, (株)ミスミ