拮抗型ワイヤ駆動機構における内力の回転剛性に及ぼす影響*

黎 子 椰^{*1}, 川 村 貞 夫^{*2}Effect of Internal Force on Rotational Stiffness
of Antagonized Wire Drive MechanismZiye LI^{*3} and Sadao KAWAMURA^{*3} Department of Technology Education, Joetsu University of Education,
1 Yamayashiki-cho, Joetsu-shi, Niigata, 943-8512 Japan

This study aims at clarifying the effects of internal force on the structural rotational stiffness of antagonized wire drive mechanism. First, we use the wire drive model to analyze the structural stiffness due to internal force, and measure the structural stiffness as a function of the internal force. Through numerical calculation and experiment results, it is revealed that the tensile internal forces can effectively change the structural rotational stiffness of the antagonized wire drive mechanism. Moreover, it is clarified that the structural stiffness due to internal force is strongly affected by the mechanical parameters such as the length of arm and the position of actuators. Next, the effective ways to generate structural stiffness of antagonized wire drive mechanism by using internal force are proposed in this paper.

Key Words: Dynamics of Machinery, Rotary Machinery, Feeding Drive, Internal Force, Antagonized Wire Drive Mechanism, Stiffness Analysis

1. 緒 論

従来のロボットの能力を超える次世代のロボットを創造するための一つの要求は、運動部分の質量や慣性モーメントをできる限り小さくすることである。運動部分の慣性を小さくすることによって以下の性能が達成される。(1)超高速運動。(2)相対的に小型なアクチュエータでロボット運動を実現できる。(3)人間に対する安全性の確保。質量や慣性を小さくする方法として、ワイヤ駆動が提案されている。例えば、巧みな多指ハンドの動力伝達系として、ワイヤ駆動が用いられている⁽¹⁾。柔らかい機械技術の基礎研究として、脊椎構造の体幹、四肢を含む81自由度を96本のワイヤで駆動する全身腱駆動型ヒューマイドロボットが開発されている⁽²⁾。

ワイヤ駆動においても張力を伝達する力の方向が運動とともに変化する場合と、変化しない場合に分けられる。各関節にプーリーでワイヤの張力を伝達する方法

では、張力の方向は変化しない。一方、図1に見られるような場合には、張力の方向が運動とともに変化する。図1の例では、拮抗型駆動システムとなっている。このような場合、内力の変化から生じる剛性すなわち機構剛性が知られている。花房らは、閉じた機構の内力による機構剛性のメカニズムを解明し、機構剛性が内力によって影響される原理を報告した⁽³⁾。金子らは指先接触点における内力が、多指ハンドによる把握系の機構特性に影響することを示した。彼らの論文では、把握系の安定性の観点から、内力の効果を検討し、内力が圧縮力のとき把握系が不安定になることを明らかにしている⁽⁴⁾。しかしながら、従来、拮抗型ワイヤ駆動では、内力から生じる機構剛性は考慮されていなかった。

そこで、本研究では、拮抗型ワイヤ駆動における機構剛性に及ぼす内力の効果を明らかにすることを目的とした。まず、幾何学的な力の釣合関係を用い、内力によって機構剛性を生じる原理を説明し、内力による剛性の解析を試みる。次に、種々の条件における内力による剛性を数値計算によって明らかにし、内力を有効に利用できることを示す。最後に、実験により拮抗型ワイヤ駆動機構における内力による剛性を確認する。

* 原稿受付 2002年9月9日。

^{*1} 正員, 上越教育大学学校教育学部(☎943-8512 上越市山屋敷町1)。^{*2} 正員, 立命館大学理工学部(☎525-8577 草津市野路東1-1)。

E-mail: liziye@juen.ac.jp

Fig. 1 Model (1) of the antagonized wire drive mechanism

2. 内力による機構剛性の解析

ここで想定する拮抗型ワイヤ駆動機構は図1に示したものである。空間に固定された回転中心Oのまわりに左右の長さ r_1, r_2 のアームが回転する。両アーム間の角度は $180^\circ - \beta$ である。本研究では、内力剛性の効果を明確にするため、アームにかかっている力、力のモーメントがすべて釣合っている平衡状態のみ考えるとする。そこで、次のように仮定しておく。(1)回転アームとワイヤ自体の伸びは無視できるほど小さい。(2)回転アームの自重および回転軸の摩擦トルクは無視できるほど小さい。(3)回転アームに外乱トルクを加えた瞬間、アクチュエータの駆動力の大きさは平衡状態のまま変化しない。

平衡状態において、アームの回転角度を θ_0 とし、アクチュエータより発生する張力 f_{01}, f_{02} が内力として両アームに作用している。 f_{01}, f_{02} のアームのモーメントを生み出す方向の分力を $f_{\tau 01}, f_{\tau 02}$ と、 f_{01}, f_{02} よりY軸へ測った角度を α_{01} と α_{02} とすると、力のモーメントの釣合いにより次式が成り立つ。

$$r_1 f_{\tau 01} = r_2 f_{\tau 02} \quad \dots \quad (1)$$

ただし、

$$f_{\tau 01} = \begin{cases} f_{01} \cos(\theta_0 + k_1 \alpha_{01}) & (0 \leq \theta_0 + k_1 \alpha_{01} \leq \frac{\pi}{2}) \\ -f_{01} \cos(\theta_0 + k_1 \alpha_{01}) & (\frac{\pi}{2} < \theta_0 + k_1 \alpha_{01} \leq \pi) \end{cases}$$

$$f_{\tau 02} = \begin{cases} f_{02} \cos(\theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta) \\ -f_{02} \cos(\theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta) \end{cases}$$

$$(0 \leq \theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta \leq \frac{\pi}{2})$$

$$(\frac{\pi}{2} < \theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta \leq \pi)$$

k_1, k_2 は符号係数である。これらの値は回転アームとアクチュエータとの位置関係によって決める。

外乱トルク Q が作用すると、アームの回転角度 θ_0 は θ となり、内力は f_{01}, f_{02} から f_1, f_2 へ変化する。図1に示したように、 f_1, f_2 よりY軸へ測った角度は α_1 と α_2 となる。ただし、このときのアクチュエータの駆動力は変化せず、 f_1, f_2 の大きさは初期状態の f_{01}, f_{02} の大きさと同じとする。外乱 Q と釣合うのは、 f_1, f_2 のモーメントを生み出す方向の分力 $f_{\tau 1}, f_{\tau 2}$ によるトルクである。したがって、 Q は次式で与える。

$$Q = r_2 f_{\tau 2} - r_1 f_{\tau 1}$$

$$= r_2 f_2 \cos(\theta + k_2 \alpha_2 - \beta) - r_1 f_1 \cos(\theta + k_1 \alpha_1)$$

$$= r_2 f_{02} \cos(\theta + k_2 \alpha_2 - \beta) - r_1 f_{01} \cos(\theta + k_1 \alpha_1) \quad \dots \quad (2)$$

ここで、

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{a_1 - r_1 \cos \theta}{b - k_3 r_1 \sin \theta} \right),$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{k_4 r_2 \cos(\theta - \beta) - a_2}{b + k_5 r_2 \sin(\theta - \beta)} \right).$$

$k_3 \sim k_5$ は符号係数である。各符号係数の値はワイヤ駆動システムの構造による。

機構剛性を求めるために以下を計算する。

$$\frac{dQ}{d\theta} = r_1 f_{01} \sin(\theta + k_1 \alpha_1) \left(1 + k_1 \frac{d\alpha_1}{d\theta}\right) - r_2 f_{02} \sin(\theta + k_2 \alpha_2 - \beta) \left(1 + k_2 \frac{d\alpha_2}{d\theta}\right) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、

$$\frac{d\alpha_1}{d\theta} = \frac{r_1 b \sin \theta + k_3 a_1 r_1 \cos \theta - k_3 r_1^2}{(b - k_3 r_1 \sin \theta)^2 + (a_1 - r_1 \cos \theta)^2}, \quad \frac{d\alpha_2}{d\theta} = \frac{-k_4 r_2 b \sin(\theta - \beta) + k_5 a_2 r_2 \cos(\theta - \beta) - k_4 k_5 r_2^2}{(b + k_5 r_2 \sin(\theta - \beta))^2 + (a_2 - k_4 r_2 \cos(\theta - \beta))^2}.$$

アームの初期位置 $\theta = \theta_0$ においては、機構剛性 K は次式のようになる。

$$K = \frac{dQ}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0} = r_1 f_{01} \sin(\theta_0 + k_1 \alpha_{01}) \left(1 + k_1 \frac{d\alpha_1}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0}\right) - r_2 f_{02} \sin(\theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta) \left(1 + k_2 \frac{d\alpha_2}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0}\right) \quad \dots\dots\dots (4)$$

また、式(1)より、 f_{01}, f_{02} を $f_{\tau 01}, f_{\tau 02}$ に書き直すと、機構剛性 K は次式のように変形することができる。

$$K = \frac{dQ}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0} = q \left\{ \tan(\theta_0 + k_1 \alpha_{01}) \left(1 + k_1 \frac{d\alpha_1}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0}\right) - \tan(\theta_0 + k_2 \alpha_{02} - \beta) \left(1 + k_2 \frac{d\alpha_2}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0}\right) \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここでは、 $q = r_1 f_{\tau 01} = r_2 f_{\tau 02}$ とする。

式(5)により、機構剛性 K は内力の分力 $f_{\tau 01}, f_{\tau 02}$ によって生じることがわかる。以下に内力から生じる機構剛性 K は内力剛性と記する。

3. 数値計算の結果と考察

3・1 ケーススタディー(1) 図1に示した拮抗型ワイヤ駆動システムにおいて、 b, a, β などの機構パラメータが内力剛性 K に与える影響を明らかにするために、平衡状態での内力のモーメント q を一定にして、式(5)により数値計算を行った。用いた符号係数 $k_1 \sim k_5$ の値を表1に示す。図2, 3および4は $a_1 = a_2 = r_1 = r_2 = a$ とし、パラメータ b, a, β を変化させたときの回転角度 θ_0 と内力剛性 K の関係を示したものである。ただし、剛性 K の値はグラフ縦軸の目盛り $\times q$ の形で示されている。図2に示したように内力剛性はアームの角度 θ_0 の増加に従って変化し、変化の割合は b が小さいほど著しい。これは、 θ_0 の増加に従って、式(1)からわかるように一定とした内力の分力 $f_{\tau 01}, f_{\tau 02}$ に応じた内力 f_{01}, f_{02} が大きくなり、 b が小さいほど、 f_{01}, f_{02} の増大が著しくなるためである。したがって、図2に示したような内力剛性が無限大になるのは、内力 f_{01}, f_{02} が無限大になることが必要となり、実際には、内力剛性が有限の値となる。

図3はワイヤ駆動機構の両アーム間の角度について内力と内力剛性の関係を求めた数値計算の一例($b = 10r$)である。式(2)からわかるように β によって内力によるトルクが正、負となり、内力剛性はそれとともに変化する。 $\beta = -10^\circ$ の場合と $\beta = -20^\circ$ の場合との剛性の増、減が逆で、 β は内力剛性に強く影響することがわかった。図4はパラメータ $a(\beta = 0)$ を変化させたときの計算結果である。 $a = 0$ の時には内力の影響はほとんどなく、 $a = 0.5r, r, 2r, 5r$ に応じて内力の影響が著しくなる。

3・2 ケーススタディー(2) 第2章では、内力

剛性に及ぼす内力効果を直観的に理解しやすくするため、簡単な拮抗型駆動機構を用いその原理を説明したが、拮抗型駆動においては、いろいろな形状の機構が挙げられ、内力を有効に利用することが考えられる。ここでは、拮抗型ワイヤ駆動における剛性設計のため、

Table 1 Parameters of the antagonized wire drive mechanism used in calculations of the internal force stiffness

	Case study(1)	Case study(2)	Experimental system
k_1	1	-1	1
k_2	1	-1	1
k_3	1	-1	1
k_4	1	$1 (\phi_1 \neq 0, \phi_2 \neq 0)$ $-1 (\phi_1 = \phi_2 = 0)$	-1
k_5	1	-1	-1

Fig. 2 Change of internal force stiffness with b

Fig. 3 Change of internal force stiffness with β Fig. 4 Change of internal force stiffness with a

Fig. 5 Model (2) of the antagonized wire drive mechanism

ケーススタディとして図5に示すような拮抗型ワイヤ駆動について、機構のパラメータと内力剛性の関係を検討した一例を示す。用いたワイヤ駆動システムにおいては、回転中心 O で固定された長さ b_2 のロッドが回転する。ロッドの上に左右の長さ c_1, c_2 のアームが取り付けられている。2本のワイヤの片端は、それぞれアームの両端に配置され、片側はアクチュエータによってそれぞれで巻取られる。数値計算においては平衡状態における内力のモーメント q を一定とし、各パラメータの値を変化させたときの内力剛性を式(5)によりシミュレーションした。ただし、 $r_1 = \sqrt{c_1^2 + b_2^2}$, $r_2 = \sqrt{c_2^2 + b_2^2}$, $\beta = \pi - (\phi_1 + \phi_2)$, $\theta_0 = \pi/2 - (\phi_1 + \phi_0)$ とし

た。また、符号係数 $k_1 \sim k_5$ に、表1に示されている値を与えた。

図6は $c_1 = c_2 = b = 0$, $a_1 = a_2 = a$ とし、 a/b_2 を変化させたときの内力剛性を解析した結果である。そのときの機構の形状は図6の上部に示したような形になる。図6に示したように、この場合は構造的に内力剛性は負になっている。すなわち、内力は駆動系の機構剛性を低下させている。特に回転角度 ϕ_0 の増大に従って内力の影響が著しくなる。 $0 < a/b_2 < 1$ の場合、 a/b_2 の値の増大とともに、内力剛性の大きさは大きくなり、 $a/b_2 = 1$ のとき、内力剛性の大きさは最も大きい。 a/b_2 の値は1より大きくなると、逆に、 a/b_2 の値の増大とともに、内力剛性の大きさは小さくなる。

Fig. 6 Change of internal force stiffness with a/b_2 in case study (2)

$a/b_2=10$ のときの内力剛性は、 $a/b_2=0.2$ のとほぼ一致した。これは、式(5)に示したように内力剛性の大きさは、内力の作用線の変化による内力によって生じるトルクの大きさによって決められるためと考えられる。

図7は、機構形状を図7の上部に示すように、 $b=0$ 、 $c_1=c_2=b_2$ 、 $a_1=a_2=a$ とし、 a/b_2 を変化させて内力剛性を計算した結果を示したものである。図7を図6に比べるとわかるように、アームがロッドに取り付けられた結果、ロッドの稼動範囲(最大回転角度)は $\pm 30^\circ$ しかないが、 a/b_2 の値については、いずれの場合にも内力剛性が正になり、その中でも $a/b_2=1$ のとき、剛性が一番低くなっている。ロッドの回転角度 ϕ_0 に対して、 $0 < a/b_2 < 1$ の場合、 a/b_2 の値の減少とともに、内力剛性の大きさは大きくなり、 a/b_2 の値は1より大きくなると、逆に、 a/b_2 の値の増大とともに、内力剛性の大きさは大きくなる。

また、 $a_1=a_2=b_2$ 、 $c_1=c_2=c$ とし、 c/b_2 を変化させたときの内力剛性を図8に示す(機構の形状は図7の上部に示している)。図8からわかるように、 c/b_2 の値については、いずれの場合も内力剛性が正になり、ロッドの角度 ϕ_0 の増加とともに変化し、変化の割合は c/b_2 が大きいほど著しく、その代わりにロッドの稼動範囲は小さくなる。

図9は、 $c_1=c_2=0$ 、 $a_1=a_2=b_2$ とし、ロッドの回転中心の位置を変化させたときの内力剛性を計算した結

Fig. 7 Change of internal force stiffness with a/b_2 in case study (2)

Fig. 8 Change of internal force stiffness with c/b_2 in case study (2)

果である。機構の形状は図9の下部に示すようにロッドの回転中心がアクチュエータの位置より上になる場合、構造的に内力によって生じる内力剛性が負になるが、逆に、機構の形状は図9の上部に示すようになる場合、内力剛性は正になる、すなわちロッドの回転中心の配置によって内力剛性の正、負が変わることが示された。内力剛性の大きさはロッドの回転角度の増加とともに変化し、変化の割合は b に対するロッドの長さ b_2 が長いほど著しい。

上述の考察からわかるように、拮抗型ワイヤ駆動機構における機構剛性については、従来知られている機械的な剛性(ワイヤの剛性、サーボ剛性などを含む)に

Fig. 9 Change of internal force stiffness with b/b_2 in case study (2)

加えて、内力剛性を考慮する必要がある。また、拮抗型ワイヤ駆動システムの用途に応じて、機構の幾何学的なパラメータの選択およびワイヤの配置によって内力剛性を有効に利用できることが考えられる。

4. 内力剛性の検証

拮抗型ワイヤ駆動機構の内力剛性を図 10 に示される実験によって検証する。ただし、 $a_1=a_2=0.8\text{ m}$ 、 $b_2=0.45\text{ m}$ 、 $b=0.95\text{ m}$ とした。安定なシステムすなわち正の内力剛性を得るため、図 10 に示したようにおもりでロッドに引っ張りの内力を加えている。ロッドの初期角度 ϕ_0 は回転軸に取付けた分度計で測定する。トルクレンチで(分解能 0.5 Nm 、 5 Nm)外乱トルク Q をロッドに加え、外乱トルクによるロッドの回転変位 δ を回転軸に取付けたエンコーダ(分解能 $507,904\text{ p/rev}$)により検出する。加えた外乱トルク Q と検出されたロッドの回転変位 δ を用いて、内力剛性 $K=Q/\delta$ を求める。ただし、回転変位 δ が 2° 以上にならないように外乱トルクを加える。

内力 f_{01} を一定とし、上述のように測定した内力剛性の結果を図 11 に示す。図 11 中の実線は式(4)によ

Fig. 10 Schematic view of the experimental system

Fig. 11 Experimental results of structural rotational stiffness due to internal force

り計算した内力剛性の結果である。ただし、 $r_1=r_2=b_2$ 、 $\beta=\pi$ 、 $\theta_0=\pi/2-\phi_0$ とし、符号係数 $k_1\sim k_5$ の値を表 1 に示した。図 11 に示したように、内力が大きいくほど、内力剛性が高くなり、内力剛性の数値計算値は実測値と大体一致した。ロッドの回転角度 $\phi_0<0$ の時の内力剛性は $\phi_0>0$ のときと比べて高くなったのは、回転角度 ϕ_0 の変化に従って一定とした内力 f_{01} に応じた内力 f_{02} が大きくなったためと思われる。

5. 結 論

本研究では、内力が拮抗型ワイヤ駆動システムにおける機構剛性すなわち内力剛性に与える影響を検討し、内力の効果をシミュレーションによって示した。そのおもな内容は次のとおりである。

(1) 拮抗型ワイヤ駆動における内力によって生じる内力剛性 K を解析し、内力および機構のパラメータ b 、 β 、 a 、 r は内力剛性 K に強く影響することが明

らかとなった。

(2) 内力剛性は、駆動されるロッドの位置(回転角度 θ_0)によって大きく変化することがわかった。

(3) 機構パラメータの設計によって、内力剛性の増加に内力を有効に利用できることを示した。

(4) 拮抗型ワイヤ駆動機構における内力剛性を剛性実験によって確認した。

終わりに本研究の遂行に協力された当時の上越教育大学大学院修士課程学生佐野 浩, 陳 華偉氏にここで深く感謝する。

文 献

- (1) Mason, M. and Salisbury, K., *Robot Hands and Mechanics of Manipulation*, (1986), 77-89, MIT press.

- (2) 稲葉雅幸・長嶋功一・水内郁夫・但馬竜介・吉海智晃・国吉康夫・井上博允, 脊椎を持つ全身腱駆動ヒューマノイド「腱太」の開発, 第19回日本ロボット学会学術講演会予稿集, (2001), 715-716.
- (3) 花房秀郎・Adli, M. A., 閉じた機構の剛性に及ぼす内力の効果, 日本ロボット学会誌, **10-1** (1992), 128-134.
- (4) 金子 真・今村信昭・横井一仁・谷江和雄, 摩擦を考慮した多指ハンドの剛性モデルによる安定把握解析, 日本ロボット学会誌, **7-3** (1989), 161-170.
- (5) 川村貞夫・木野 仁・崔 源・勝田 兼, パラレル駆動システムにおけるワイヤ座標系制御法, 日本ロボット学会誌, **16-4** (1998), 546-552.
- (6) 黎子椰・久保敬司・川村貞夫, ハンドルの回転剛性に及ぼす腕の内力効果, 計測自動制御学会論文集, **33-8** (1997), 766-772.
- (7) 黎子椰・佐野 浩・村本栄造・川村貞夫, 拮抗型回転駆動機構における剛性に及ぼす内力影響, 第14回日本ロボット学会学術講演会予稿集II, (1996), 613-614.