パラレルワイヤ駆動機構の張力評価による上体動作支援装置の開発*

立矢 宏^{*1}, 佐野 巖根^{*2}, 奥野 公輔^{*2}宮崎 祐介^{*1}, 吉田 博一^{*1}

Development of the Upper Body Motion Assist System Using a Parallel Wire Mechanism by Evaluating the Driving Tensions

Hiroshi TACHIYA^{*3}, Iwane SANO, Kosuke OKUNO,
Yusuke MIYAZAKI and Hirokazu YOSHIDA^{*3} Graduate School of Natural Science & Technology, Kanazawa University,
Kakuma-machi, Kanazawa-shi, Ishikawa, 920-1192 Japan

This study develops an upper body motion assist system that aims at enabling disabled people with lower limb disability to control their upper body attitude by their own will. The assist system employs a parallel wire mechanism of which the platform is suspended and moved by wires. Parallel mechanisms can arrange the actuators on the base and have advantages such as high power, high speed and high accuracy; they offer other advantages in lightness and body flexibility due to the wire actuating. Thus, they are suitable for the assist system attached to the body. However, as parallel wire mechanisms have multi-degree-of-freedom and redundancy, the analysis of tension applied to the wires to drive their moving platform is difficult. This paper proposes the effective method for evaluating the maximum wire tension induced by external forces in arbitrary-direction, by the eigenvalue analysis with considering the vector-close condition. The method makes it possible to design a parallel wire mechanism to be compact and driven by small force. By using the proposed method, we develop the upper body motion assist system and confirm its availability.

Key Words: Parallel Wire Mechanisms, Evaluation of Wire Tension, Upper Body Motion Assist, Machine Element, Mechanism, Medical and Welfare Assistance

1. 緒言

疾病や事故等で腰部以下の機能を失った障害者の多くは座位姿勢を保てないことや上体の動作が制限されるなどの問題から就業できる業務が非常に限られる。このような障害者のための補助具はいくつか開発されているが⁽¹⁾⁽²⁾, いずれも姿勢の固定のみを目的としている。しかし, 実際に日常生活の動作, 仕事の作業を行うためには上体の姿勢変化を補助可能な装置が強く望まれる。そこで, 本論文ではワイヤ駆動型のパラレルメカニズム, すなわちパラレルワイヤ駆動機構を用い, 人体に装着し腰部から上体の姿勢の保持および運動を補助して健常者と同等な作業を可能とする上体動作支援装置を提案するとともに, 同装置設計のためのパラレルワイヤ駆動機構の張力評価法について示す。

パラレルワイヤ駆動機構はワイヤで出力部を駆動するため可動部が線状化され軽量・小型であり, かつ, 柔軟性を有する。したがって, 同機構を上体動作支援装置の機構として用いれば, 通常のリンクを用いた機構に比べ, 身体への負荷が軽減され, 装着時における身体と装置との干渉も抑制でき, さらに, 張力を零とすることで拘束が解かれることから脱着も容易であり人体に装着し, その動作を支援する機構に適している⁽³⁾⁽⁴⁾。

著者らは, 同機構を用いた上体動作支援装置を車イスなどに設置し, 日常生活の中で移動しながらの使用を可能にしたいと考えている。そのためには, 上体の動作支援のために必要なパラレルワイヤ駆動機構のワイヤ張力を低減するとともに, 適切な駆動系を選択することでアクチュエータを低容量化し, 装置全体の小型化・軽量化を図る必要がある。

しかし, パラレルワイヤ駆動機構の張力は, その位置・姿勢によって異なるとともに, それぞれの位置・姿勢においても機構の運動方向により複雑に変化する。特に, 用いる機構は多自由度機構であるため運動方向は多方向となりワイヤ張力の評価は容易でない。

パラレルワイヤ駆動機構の評価法としては, マニピュレータの可操作性⁽⁵⁾の概念を拡張した方法⁽⁶⁾, 機構の入出力関係を表すヤコビ行列の条件数を利用した方法⁽⁷⁾等がある。しかし, これらはワイヤ駆動機構の動作のしやすさを簡便な評価指標として表し, 機構の特性を相対的に比較することなどに適しており, 機構設計時に必要な実際の張力を求めることを目的としていない。また, 武田らはパラレルワイヤ駆動機構の運動伝達性を表す指数を提案⁽⁸⁾し, 複数方向への負荷に対する張力の大きさと評価値との相関を示しているが, 上述の評価法と同じく張力の値は直接得られない。具体的な張力を求める方法としては, 長谷川らがワイヤ張力を

* 原稿受付 2006年9月4日。

^{*1} 正員, 金沢大学大学院自然科学研究科(〒920-1192 金沢市角間町)。^{*2} 金沢大学大学院自然科学研究科。

E-mail: tachiya@t.kanazawa-u.ac.jp

Fig. 1 Outline of the upper body motion assist system

Fig. 2 3-dof spatial parallel wire mechanism

非線形計画法で求める方法⁽⁹⁾を示しているが、特定方向の負荷に対する力覚提示のための張力解析が目的であり、多方向の負荷に対するワイヤ張力の最大値を求めることは対象としていない。

著者らは先に多自由度機構を対象として、発生可能な任意方向の出力に対する最大入力値を固有値解析を利用して評価する方法を提案した⁽¹⁰⁾。しかし、パラレルワイヤ駆動機構は目的とする運動を行うために必要な張力の他に、ワイヤの張力が圧縮状態とならないようにする引張力が必要な冗長駆動機構であり、先に提案した方法で最大張力を求めることはできない。また、同機構の設計方法そのものが、以上のような冗長性などに起因する設計条件の多さから未だ検討段階である⁽¹¹⁾。

そこで、本論文ではパラレルワイヤ駆動機構の設計のために、同機構が発生可能な任意方向の力に対し必要となる最大ワイヤ張力を簡便に評価する方法を提案する。また、同方法を用いて人体の上体動作を支援するパラレルワイヤ駆動機構を設計・試作し、その動作を確認する。

2. 上体動作支援装置機構

提案する上体動作支援装置の概略を図1に示す。装置は図1のように身体上部を支持するサポート部、サポート部を動作させるワイヤ、ワイヤの長さを調整する駆動部からなる。サポート部、ワイヤおよび駆動部はパラレルワイヤ駆動機構を構成しており、駆動部はイスなどに固定することを想定している。

支援する上体の動作は腰部を中心とした直交する3軸方向の回転動作とする。このような動作を実現する

Fig. 3 Model of parallel wire driven system

機構として図2に示す3自由度空間パラレルワイヤ駆動機構を用い、同機構の出力節を身体に装着するサポート部とする。サポート部を動作させるワイヤの本数は、 n 自由度の機構を構成するために $n+1$ 本以上のワイヤが必要となる⁽¹²⁾ことから、最小数である4本とする。また、サポート部は図2に示すように3自由度の球対偶でベースに連結するとともに、サポート部をベースに連結する支柱は、身体を装着することを考慮して出力節の中心でなく円周付近に接続する。

3. ワイヤ張力の評価法

3-1 ワイヤ張力の基本的な力学関係 パラレルワイヤ駆動機構を動作させるためには、いずれのワイヤの張力も零または引張状態とすることがある。同条件は Vector Closure の条件⁽¹²⁾⁽¹³⁾で表され、以下のようにまとめられる。

図3のように出力節が m 本のワイヤでベースに連結される n 自由度機構を考える。ただし、 m は $n+1$ 以上である。出力節の運動を表すための座標系を $o-xyz$ とし、出力節と各ワイヤとの連結点の位置を表すベクトルを $r_i (i=1 \sim m)$ とする。また、各ワイヤの方向を表す単位ベクトルを $p_i (i=1 \sim m)$ 、各ワイヤの張力を $T_i (i=1 \sim m)$ で表し引張の場合を正とする。このときパラレルワイヤ駆動機構を動作させるために以下の条件が課される。

- I. 各ワイヤの張力 T_i は全て零以上。
- II. m 本のベクトル p_i の中で任意の n 本が線形独立。
- III. $T_i (i=1 \sim m)$ は全て零以上であり次式を満たす。

$$\sum_{i=1}^m T_i p_i = 0 \quad \dots \dots \dots (1)$$

II および III が Vector Closure の条件であり任意の1本のワイヤが他のワイヤと引張し釣り合う条件を示している。

以上の条件で各ワイヤの張力を求める。各ワイヤの方向ベクトル p_i から、機構が発生する並進力の方向の成分を抜き出したベクトルを p'_i 、各ワイヤの張力によるモーメントの方向を示すベクトル $r_i \times p_i$ から、機構が発生する回転力の方向の成分を抜き出したベクトルを $(r_i \times p_i)'$ とし、これらからなるベクトル $w_i (i=1 \sim m)$ を次式で定義してワイヤベクトルと呼ぶ。

$$w_i = \begin{bmatrix} p_i' \\ (r_i \times p_i)' \end{bmatrix} \cdots \cdots \cdots (2)$$

さらに、各ワイヤベクトルをまとめた次式 W をワイヤ行列と呼ぶ。

$$W = [w_1, w_2, \dots, w_m] \cdots \cdots \cdots (3)$$

各ワイヤの張力 T_i を成分とし、全てのワイヤの張力を表すベクトルを T 、ワイヤパラレル駆動機構が発生可能な力を成分とするベクトルを F とすれば、張力 T と発生力 F との釣り合いが次式で表される。

$$F = WT \cdots \cdots \cdots (4)$$

ただし

$$T = (T_1, T_2, \dots, T_m)^T \cdots \cdots \cdots (5)$$

上付添字 “ T ” は転置を示す。上式において行列 W は n 行 m 列であり正則でない。したがって、発生力 F に対する張力 T は疑似逆行列 W^+ を用いて次式で決定する。

$$T = W^+ F + (I - W^+ W) k \cdots \cdots \cdots (6)$$

なお

$$W^+ = W^T (WW^T)^{-1} \cdots \cdots \cdots (7)$$

I は m 次の単位行列、 k は任意の m 次列ベクトルである。特に、ワイヤ本数が最少である $m=n+1$ の場合には張力 T を次式で表すことができる⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

$$T = W^+ F + v \cdot k \cdots \cdots \cdots (8)$$

ただし

$$v = \begin{bmatrix} -\hat{W}^{-1} w_{n+1} \\ 1 \end{bmatrix} \cdots \cdots \cdots (9)$$

$$\hat{W} = [w_1, w_2, \dots, w_n] \cdots \cdots \cdots (10)$$

式(8)において、右辺第2項はワイヤが引張りあう内力を示しており、全てのワイヤ張力が零以上となるように k の値を決定する。

式(8)よりワイヤパラレル駆動機構のワイヤ張力 T は発生力 F の方向によって変化する。したがって、ワイヤ張力 T の最大値を求めるためには、機構が取り得る各位置・姿勢において任意方向の F に対する張力を全て解析し比較する必要がある、多数の条件での計算を要する。

そこで、本論文では、まず、外力に抗する発生力 F により決定される式(8)の右辺第1項を外力項、各ワイヤの張力がすべて零以上となるようにワイヤどうしが引張りあう内力を示す第2項を内力項として分類する。さらに、外力項と内力項を独立して検討することで最大ワイヤ張力を簡便に評価する方法を以下に示す。なお、ワイヤ本数は最小数である $m=n+1$ の場合を対象とする。

3.2 外力項の評価 先に著者らは多自由度機構の任意方向への出力に対する最大入力値を固有値を利用

して求める方法⁽¹⁰⁾を示したが、同方法は冗長駆動機構であるパラレルワイヤ駆動機構には用いることができない。ただし、式(8)の第1項、すなわち外力項は W^+ による線形写像となっており、同項が表す張力の最大値に関しては先と同じく固有値を利用して以下のように求められる。

次式で示すように式(6)の右辺第1項を T' 、また、 T' の成分である各ワイヤの張力を T'_i ($i=1 \sim m$) とする。

$$T' = W^+ F \cdots \cdots \cdots (11)$$

$$T' = (T'_1, T'_2, \dots, T'_m)^T \cdots \cdots \cdots (12)$$

式(11)中の発生力 F には並進力および回転力が含まれるが、これらは次元の異なる物理量であり、設計時には独立して扱うべき⁽¹⁴⁾である。そこで、並進力を F_L 、回転力を F_R とし次式で定義する。

$$F = (F_L, F_R)^T \cdots \cdots \cdots (13)$$

$$F_L = (F_{L1}, F_{L2}, \dots, F_{L(n-q)})^T \cdots \cdots \cdots (14)$$

$$F_R = (F_{R1}, F_{R2}, \dots, F_{Rq})^T \cdots \cdots \cdots (15)$$

F_{Li} ($i=1 \sim n-q$) および F_{Ri} ($i=1 \sim q \leq n$) は独立した i 番目の方向への並進力および回転力を表し、並進方向の自由度を $n-q$ 、回転方向の自由度を q とする。

以下では出力節が発生する回転力 F_R によるワイヤ張力を例に述べる。式(11)から回転力に関する成分のみを抽出して次式のように整理する。

$$T'_R = W_R^+ F_R \cdots \cdots \cdots (16)$$

$$T'_R = (T'_{R1}, T'_{R2}, \dots, T'_{Rm})^T \cdots \cdots \cdots (17)$$

W_R^+ は式(13)を代入した式(11)の右辺において F_R の成分に乘じる成分のみを W^+ より抽出した行列である。 T'_R は回転力の発生による張力 T'_{Ri} ($i=1 \sim m$) を成分とするベクトルである。式(16)より i 番目のワイヤの張力 T'_{Ri} に関連する行列 W_R^+ の要素を抜きだした行ベクトルを W_{Ri}^+ とすれば次式が導かれる。

$$T'_{Ri} = W_{Ri}^+ F_R \cdots \cdots \cdots (18)$$

上式の両辺を二乗し次式を得る。

$$T_{Ri}^2 = F_R^T (W_{Ri}^+)^T W_{Ri}^+ F_R \cdots \cdots \cdots (19)$$

ここで、 $(W_{Ri}^+)^T W_{Ri}^+$ は実対称行列であり、その固有値を λ_{Ri} ($i=1 \sim q$)、対応する固有ベクトルを X_{Ri} ($i=1 \sim q$) とし、 X_{Ri} を列の成分とする行列 P_{Ri} を次式で定義する。

$$P_{Ri} = (X_{R1}, X_{R2}, \dots, X_{Rq}) \cdots \cdots \cdots (20)$$

行列 $(W_{Ri}^+)^T W_{Ri}^+$ は、直交行列となる P_{Ri} によって次式のように分解、対角化される⁽¹⁵⁾。

$$(\mathbf{W}_{Ri}^+)^T \mathbf{W}_{Ri}^+ = \mathbf{P}_{Ri}^T \lambda \mathbf{P}_{Ri} \quad \dots \dots \dots (21)$$

λ_{Ri} は固有値 $\lambda_{R1}, \lambda_{R2}, \dots, \lambda_{Rq}$ を対角要素とする対角行列である。以上の関係を用いれば式(19)は次式となる。

$$\mathbf{T}_{Ri}^2 = (\mathbf{P}_{Ri} \mathbf{F}_R)^T \lambda_{Ri} \mathbf{P}_{Ri} \mathbf{F}_R \quad \dots \dots \dots (22)$$

$\mathbf{P}_{Ri} \mathbf{F}_R$ を $\hat{\mathbf{F}}_{Ri}$ で表し、その要素を $(\hat{F}_{R1}, \hat{F}_{R2}, \dots, \hat{F}_{Rq})$ とすれば式(22)は次式となる。

$$\mathbf{T}_{Ri}^2 = \lambda_{R1} \hat{F}_{R1}^2 + \lambda_{R2} \hat{F}_{R2}^2 + \dots + \lambda_{Rq} \hat{F}_{Rq}^2 \quad \dots \dots \dots (23)$$

ここで、任意方向へ発生する回転力 $\mathbf{F}_R$ の大きさを $\bar{F}_R$ とすれば式(15)より次式となる。

$$\bar{F}_R^2 = F_{R1}^2 + F_{R2}^2 + \dots + F_{Rq}^2 \quad \dots \dots \dots (24)$$

さらに、式(22)において $\mathbf{P}_{Ri} \mathbf{F}_R$ は $\mathbf{F}_R$ に対して大きさを変えない直交座標変換⁽¹⁵⁾であることから次式が成り立つ。

$$\bar{F}_R^2 = \hat{F}_{R1}^2 + \hat{F}_{R2}^2 + \dots + \hat{F}_{Rq}^2 \quad \dots \dots \dots (25)$$

また、式(19)における $(\mathbf{W}_{Ri}^+)^T \mathbf{W}_{Ri}^+$ は準正定値行列であり、その固有値は零以上となる。したがって、任意方向への大きさ $\bar{F}_R$ である回転力 $\mathbf{F}_R$ の発生に対し、式(18)で表される i 番目のワイヤの最大張力の大きさ $T'_{Rmax,i}$ は次式で得られる⁽¹⁰⁾。

$$T'_{Rmax,i} = \max(\sqrt{\lambda_{R1}}, \sqrt{\lambda_{R2}}, \dots, \sqrt{\lambda_{Rq}}) \times \bar{F}_R \quad \dots \dots (26)$$

なお、機構が発生する任意方向への並進力に対して式(11)で表される i 番目のワイヤの最大入力値の大きさ $T'_{Fmax,i}$ も同じ過程で導かれる。

3.3 内力項の検討とワイヤ最大張力の評価 式(8)の右辺第2項で表される内力項について検討する。前節で検討した式(8)の右辺第1項は発生力に対して各ワイヤ方向に必要な張力を示すが、その値は発生力の方向により負となる場合がある。しかし、ワイヤ張力は常に零以上とする必要があるため、第2項で各ワイヤ間の釣合を保ちながら内力を発生し張力を零以上とする。したがって、式(8)の右辺第1項によるワイヤ張力 $\mathbf{T}'$ が明らかであれば次式で k の値が決定される。

$$k = \max\left(-\frac{T'_1}{v_1}, -\frac{T'_2}{v_2}, \dots, -\frac{T'_m}{v_m}\right) \quad \dots \dots \dots (27)$$

ここで、 T'_i ($i=1 \sim m$) は $\mathbf{T}'$ の成分であり、いずれかは負となる最小値である⁽¹²⁾。 v_i は式(9)で表される $\mathbf{v}$ の i 番目の成分である。よって各ワイヤの張力 T_i は次式となる。

$$T_i = T'_i + kv_i \quad \dots \dots \dots (28)$$

しかし、先述のように $\mathbf{T}'$ の成分である T'_i ($i=1 \sim m$) は $\mathbf{F}$ の方向により変化する。したがって、各ワイヤ張力を求めるためにはそれぞれの方向に対し $\mathbf{T}'$ を求め、さらに k の値を決定する必要がある多量の計算を要する。

そこで、本論文では前節の方法で得られる各ワイヤ

に関する外力項の最大値より、ワイヤ張力が負とならないための内力項の値を以下のように決定する。なお、前節と同じく出力節が発生する並進力と回転力を独立に扱うこととし、ここでは回転力を発生する場合を例に述べる。

機構がある位置・姿勢で発生可能な任意方向の回転力 $\mathbf{F}_R$ に対する外力項から決定されるワイヤの最大張力の大きさ $T'_{Rmax,i}$ ($i=1 \sim m$) を式(26)より得たとして、式(8)の k に相当する値 k_{max} を次式より求める。

$$k_{max} = \max\left(\frac{T'_{Rmax,1}}{v_1}, \frac{T'_{Rmax,2}}{v_2}, \dots, \frac{T'_{Rmax,m}}{v_m}\right) \quad \dots \dots (29)$$

よって、式(8)の右辺第2項を $k_{max} \cdot v_i$ とし、機構が発生可能な任意方向への回転力に対する i 番目のワイヤの最大張力を次式より得られる値とする。

$$T_{Rmax,i} = T'_{Rmax,i} + k_{max} \cdot v_i \quad \dots \dots \dots (30)$$

また、機構がある位置・姿勢において動作可能な任意方向へ並進力を発生する場合の各ワイヤの最大張力 $T'_{Fmax,i}$ ($i=1 \sim m$) も以上の方法で同じく決定する。さらに、出力節が並進力と回転力を同時に発生する場合には、それぞれの発生力に対して以上の方法で最大張力 $T'_{Fmax,i}$, $T'_{Rmax,i}$ を求め、これらの和を i 番目のワイヤの最大張力とする。

3.4 評価結果の検討 式(28)では T'_i と k が同一方向の力 $\mathbf{F}$ に対して決定されており、いずれかのワイヤの張力は下限値である零となる。これに対し k_{max} は、任意方向への力 $\mathbf{F}$ に対して求めた各ワイヤの最大張力 $T'_{Rmax,i}$ の中の最も大きな値が圧縮方向に作用すると想定して決定した値であり、式(30)の k_{max} と $T'_{Rmax,i}$ は必ずしも同一方向の $\mathbf{F}$ に対する値でない。したがって、式(30)より得られる $T_{Rmax,i}$ は実際の下限値より大きくなること

Fig.4 Model of the spatial 3-dof parallel wire mechanism

Table 1 Connection positions of the wires [mm]

i	$J_{B,i}(x_{B,i}, y_{B,i}, z_{B,i})$	$J_{P,i}(x_{P,i}, y_{P,i}, z_{P,i})$
1	(300,300,0)	(0,260,0)
2	(-300,300,0)	(0,260,0)
3	(-300,-300,0)	(0,-100,0)
4	(300,-300,0)	(0,-100,0)

ある。これらの差が大きすぎる場合、提案する評価法は張力の抑制を目的としたパラレルワイヤ駆動機構の設計には適さない。そこで、対象とする図2のパラレルワイヤ駆動機構に関して式(28)および式(30)より得られる張力を比較するとともに、計算時間に関して検討し、提案する方法の有効性を確認する。

対象とする3自由度空間パラレルワイヤ駆動機構の位置・姿勢を示すため図4に示すようにベース上に静止座標系 $O-XYZ$ を、出力節上に動座標系 $P-x_p y_p z_p$ を設定する。出力節の位置は座標系 $O-XYZ$ に対する点 P の座標で、姿勢は X, Y および Z 軸周りの順に回転する出力節の角変位 α, β および γ で表すこととし、座標系 $O-XYZ$ と $P-x_p y_p z_p$ の各軸方向が一致する場合を初期姿勢とする。

計算に用いた図4の機構のワイヤ取付位置は表1に示すとおりである。これらの値は後述の設計より得た値であり、ベース上におけるワイヤ取付位置 $J_{B,i} (X_{B,i}, Y_{B,i}, Z_{B,i}) (i=1 \sim 4)$ を座標系 $O-XYZ$ で、出力節上のワイヤ取付位置 $J_{P,i} (x_{P,i}, y_{P,i}, z_{P,i}) (i=1 \sim 4)$ を座標系 $P-x_p y_p z_p$ で表している。

以上の条件下で変化させた図4の機構の各姿勢において、動作可能な任意方向に1Nmmの回転力を発生させるために必要な各ワイヤの最大張力 $T_{Rmax,i} (i=1 \sim 4)$ の推定値を式(30)から求め、さらに、それぞれの姿勢で得られた $T_{Rmax,1} \sim T_{Rmax,4}$ を互いに比較し最も大きな値を T_{Rmax} とする。また、同時に機構の各姿勢において出力節に作用する回転力の方向を変化させて式(28)より全てのワイヤ張力を求め比較し、それぞれの姿勢における最大値 T_{Rmax}^0 を解析値として求める。なお、回転力の方向は図5に示すように φ, θ で表し、 φ を零から180度の範囲で1度ずつ、 θ を零から360度の範囲で1度ずつ変化させる。回転力の軸方向を変化させる刻み幅はいくつかの姿勢で解析値の収束状況を検討して決定した。

機構の姿勢を、 β, γ は零とし α を ± 30 度の範囲で10度ずつ、また、 α, γ は零とし β を ± 30 度の範囲で10度ずつ変化させ、式(30)より得たワイヤの最大張力の評価値 T_{Rmax} を図6および7に■で示す。また、各姿勢において上述のように式(28)より得たワイヤ張力の解析値 T_{Rmax}^0 を同図に○で示す。図6および7より、本論文で提案した式(30)に基づくワイヤの最大張力の評価値は式(28)による値の1.1～1.3倍となっており全体的にその差は小さく良好な結果となっている。さらに、図4の機構に関して寸法を変え、いくつか比較を行ったがいずれも同様な結果が得られた。すなわち、提案する方法より得られる結果は機構の設計、駆動系の選択などに有用である。

次に、以上の結果を得るための計算時間を比較すれば、各姿勢において式(28)に基づき張力を得るために要する時間は約20秒であり、式(30)による推定では1ms以下であった。計算にはパーソナルコンピュータ(PentiumIV3GHz)上でMicrosoft Visual Basicを用いた。したがって、提案する評価法は短時間でワイヤの最大張力の推定値を求めることができ、多数の条件での張力の検討が容易となる。

例として図4の機構で γ を零とし、 α および β をともに ± 30 度の範囲で1度ずつ変化させた全ての姿勢の組

Fig. 5 Expression of the rotational force direction

Fig. 6 Maximum tension ($\alpha=-30 \sim 30^\circ, \beta=0^\circ, \gamma=0^\circ$)

Fig. 7 Maximum tension ($\alpha=0^\circ, \beta=-30 \sim 30^\circ, \gamma=0^\circ$)

Fig. 8 Contour map of $T_{Rmax} (\gamma=0^\circ)$

合せにおいて、任意方向に1Nmmの回転力を発生するための最大張力の推定値を式(30)に基づき求め、等高分布図として図8に示す。なお、図6および7で張力示した α および β の条件をそれぞれ□および○で示している。図8より T_{Rmax} は機構の姿勢とともに変化し、 α が -30 度、 β が ± 30 度付近で増大するなど、広い作業領域にわたるワイヤ張力の変化が把握できる。なお、図8の結果を得るための計算時間は10秒以下であった。実際の設計、アクチュエータの選定においてはこのような多数の位置・姿勢でワイヤの張力を求めることが望まれ、提案した手法は計算時間短縮のため有用である。

4. 機構の設計と試作

4-1 動作範囲の決定 以上で提案した最大張力の評価法を用い、上体動作支援装置に用いる3自由度空間パラレルワイヤ駆動機構を設計する。そのために、上体動作の支援に必要な機構の姿勢変化幅をまず決定する。

身長約170cmである標準的な成人男子3人を対象に、座面の高さが44cm、幅が50cmの椅子に座った状態で、高さ70cmである机上の作業を行うことを想定し必要となる上体のおおよその可動範囲を測定した。その結果、本論文では人体前方への屈伸角度を20度、後方へ10度、左右の側屈はいずれの側へも20度、また、腰部周りの回旋を左右周り両方向へ20度とした。したがって、図4の機構の姿勢変化幅は装着者前方をY軸正方向とし、 α を -20 度から 10 度、 β 、 γ をともに ± 20 度の範囲とする。なお、 α 、 β 、 γ は、それぞれ前後屈、側屈、回旋に相当する。

4-2 設計変数 図4に示すように支援装置に用いるパラレルワイヤ駆動機構の設計変数を $a \sim f$ [mm]で表す。なお、ベース上のワイヤの連結位置は点Oに関して対称とする。出力節上の連結位置は、Y軸に関しては対称とし、X軸に関しては人体に装着するスペースを確保するために非対称とする。

支援装置は椅子に設置され人体に装着されるため、設計変数の値または範囲を、人体および椅子の寸法より決定する。ベースとワイヤの連結点でありアクチュエータの座面上での設置位置を表す寸法 a および b は、標準的な椅子の寸法から300mmとした。また、胸部に装着する出力節部分の寸法 d は、前節で述べた成人男子を参考に260mmとした。その他の変数は動作支援装置を装着し椅子に座った状態を想定して決定され、 c の値を $0 \sim 50$ mm、 e を $0 \sim 100$ mm、 f を $200 \sim 300$ mmの範囲とした。これらの範囲でワイヤ張力が抑制されるように各変数の値を決定する。

4-3 張力の評価によるワイヤ配置の決定 提案するワイヤ張力の評価法に基づき c 、 e 、 f の値を検討する。

Fig. 9 Calculated results of the maximum tension

Fig. 10 Outline of the prototype [mm]

c を $0 \sim 50$ mmの範囲で2mmずつ、 e を $0 \sim 100$ の範囲で2mmずつ、 f を $200 \sim 300$ mmの範囲で2mmずつ変化した、 c 、 e 、 f の全ての寸法の組合せを対象として、ワイヤ張力を比較する。すなわち、以上の各寸法でワイヤを配置したそれぞれの機構において出力節の姿勢を表す α を -20 度から 10 度、 β および γ をいずれも ± 20 度の範囲でそれぞれ1度ずつ変化した全ての組合せにおいて、任意方向に1Nmmの回転力を発生する場合の最大張力の評価値 T_{Rmax} を提案した方法で求めた。得られた結果の例として、図9(a)、(b)および(c)に、 f が200mm、

(a) Target for measuring the motion of the prototype

(b) Measured and calculated displacement of the target
Fig. 11 Measurement of the motion of the prototype

(a) Initial posture (b) $\alpha = -20^\circ$
(c) $\beta = -20^\circ$ (d) $\gamma = -20^\circ$
Fig. 12 Motion of the prototype

250mmおよび300mmでの T_{Rmax} の変化を、横軸を c の値、縦軸を e の値とした等高分布図で示す。ただし、図9では T_{Rmax} が0.045N以上となる領域および機構の可動範囲外となる領域は白塗りとした。機構の可動範囲は式(10)に示す $\hat{W}$ の逆行列で判定し、逆行列が存在しない場合、Vector Closureの条件が満たされないため可動範囲外とした⁽¹³⁾。

図9のように、評価を行った範囲では f および e の値の増加とともに、また、 c の値の減少とともに最大張力 T_{Rmax} は減少した。そこで、本論文では前節で設定した設計変数の範囲において c の値を最も小さい零、 e および f をそれぞれ最も大きな100mmおよび300mmとする。

(a) Front view

(a) Side view

Fig. 13 Target for measuring the motion of the upper body

(a) Anterior and backward bending (α -rotation)

(b) Side bending (β -rotation)

Fig. 14 Measurement results of the upper body motion

以上の寸法において1Nmmの回転力を出力するために必要な最大張力は図9(c)の□で示した箇所であり、約0.0165Nであった。本装置では上体動作の支援時に要する回転力を被験者の上体寸法、体重等から約 31×10^3 Nmmとした。したがって、以上の結果から必要な最大張力は約511N以下と推定され、同値を基に駆動系を選定した。

4.4 装置の試作 以上の結果を基に試作した支援装置を図10に示す。出力節とベース部を連結する支柱の回転部分には球面3自由度軸受を用いた。人体の胸部をサポートする部分はアルミフレームを用い軽量化を図った。また、胸部および背部と干渉するアルミフレー

ムには緩衝材を設け人体へ装着しやすくしている。試作機の制御は、駆動変位をあらかじめ逆運動学解析で求め同値にしたがってワイヤ長を調整することで行う。

5. 動作確認実験

まず、被験者に装着せずに試作機のみを動作させて、その運動を測定した。測定は画像処理による3次元運動解析装置を用い、図11(a)に示す出力節上の支柱部分付近のワイヤ連結点を測定点とし、その変位を記録した。運動解析装置の分解能は約2mmである。

装置の姿勢を図11(a)に示す固定座標系の X , Y , Z 軸周りの順の回転角変位 α , β , γ で先と同じく表し、 α を -20 , -10 , 零, 10 度として、各 α の値で β を ± 20 度の範囲で 10 度ずつ変化させ測定点の変位を記録した。図11(b)に各 α の値に対する測定結果をそれぞれ図中に指定した記号で示す。なお、同図中の破線の矢印が示すように、 β が -20 度から 20 度に変化するに従い、測定点は X 軸正方向側に変位する。また、図11(b)中に示した実線は試作機の運動解析より得た理論値である。

図11(b)より装置の位置決めには多少の誤差が見られ、その平均値は約17mmである。誤差の原因として、今回は考慮していないワイヤの伸縮、ワイヤを送るプーリー部など運動伝達部の変形、また、3次元運動解析装置の測定誤差などが考えられる。ただし、全体的には上体の動作を支援するための運動は十分実現されている。

次に、試作機を被験者に装着して上体を動作させた様子を図12に示す。図12(a)は装着した状態を、同図(b), (c)および(d)はそれぞれ、前屈($\alpha = -20$ 度)、側屈($\beta = -20$ 度)および回旋($\gamma = 20$ 度)を行った状態である。装着者は成人男性で、身長177cm、座高96cm、胸部周り87cmである。いずれの動作においても上体の姿勢変化が試作機によってスムーズに行えた。

次に、試作機による動作補助時の上体の姿勢変化を測定するために、図13に示すように被験者の上体の前面および側面に測定点を約100mm間隔に4つつき、それらの変位を運動解析装置で記録した。なお、側屈時には前面の測定点、前屈時には側面の測定点の変位を記録した。

前後屈動作として試作機を図11(a)に示す X 軸周りに α を -20 度から 10 度まで、また、側屈動作として Y 軸周りに β を -20 度から零度まで変化させ、上体の動作を 5 度おきに測定した結果をそれぞれ図14(a), (b)に示す。また、比較のため試作機の姿勢の指定値を実線で示す。図14よりいずれの結果においてもほぼ指定どおりに人体が動作されている。試作機の姿勢を大きく傾斜させた場合に上体と装置の指定値とに差がみられるが、これは身体の湾曲によるものであり、本装置の使用目

的である上体動作の支援は十分行えている。

6. 結 言

本論文で得られた結果を以下に示す。

- (1)人体に装着し腰部から上体の姿勢の保持および運動を補助する上体動作支援装置を3自由度パラレルワイヤ駆動機構を用いて提案した。
- (2)冗長駆動機構であるパラレルワイヤ駆動機構が発生可能な任意方向の力に対し必要となる最大張力を評価する方法を提案し、同方法がワイヤ張力を精度よく推定可能であることを示した。
- (3)試作機を設計・製作し、その動作を測定することで提案する上体動作支援装置の実用性を確認した。

以上の結果に基づき、今後は装置の操作用機器を開発するとともに、動作補助時における人体への作用力などを測定し、本装置による補助効果を検討する。

謝 辞

本研究は科学研究費補助金基盤研究(C)(18560129)の課題として行われたことを記し深く謝意を表します。

参考文献

- (1) Ochi, K., Sitting Stabilization Substitution (in Japanese), *Utility Model Patent*, 1992-84764
- (2) Aida, Y., Lumbar Brace (in Japanese), *Utility Model Patent*, 1991-85878
- (3) Honma, K., Arai, T., Upper Limb Motion Assist Systems with Parallel Mechanism, *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol. 15, No. 1 (1997), pp. 90-96.
- (4) Kino, H., Development of Wearable Robot System using Parallel Wire Driven Mechanism, *Reports of the Electronics Research Laboratory, Fukuoka Institute of Technology*, Vol. 19 (2002), pp. 1-4.
- (5) Yoshikawa, T., *Foundations of Robot Control*, (1988), pp.109-131, Corona Publishing Co., Ltd.
- (6) Osumi, H. et al., The Manipulability of Wire Suspension System, *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol. 12, No. 7 (1994), pp. 1049-1055.
- (7) Pusey, J. et al., Design and Workspace Analysis of a 6-6 Cable-suspended Parallel Robot, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 39(2004), pp. 761-778.
- (8) Takeda, Y., Funabashi, H., Motion Transmissibility of In-Parallel Wire-Drive Mechanism, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.65, No. 634 (1999), pp. 2521-2527.
- (9) Hasegawa, S. et al., Tension Calculation Method for Tension Driven Force Display, *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol. 22, No. 5 (2004), pp. 610-615.
- (10) Tachiya, H. et al., Method for Evaluating the Actuatibility of Manipulators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.67, No. 663 (2001), pp. 3554-3560.
- (11) Kino, H. et al., Development of Force Display System using Serial-link Structure driven by Parallel-wire Mechanism, *Transactions of the Virtual Reality Society of Japan*, Vol. 7, No. 1 (2002), pp. 77-83.
- (12) Kawamura, S. et al., A Motion Control Scheme in Wire Length Coordinates for Parallel Wire Drive Systems, *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol. 16, No. 4 (1998), pp. 546-552.
- (13) Morizono, T. et al., A Trial of Virtual Tennis using a Parallel Wire Drive System, *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol. 15, No. 1 (1997), pp. 153-161.
- (14) Kosuge, K. et al., Input/Output Force Analysis of Parallel Link Manipulator, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.60, No. 575 (1994), pp. 2338-2344.
- (15) References (5), pp.225-226