



Title	直動型パラレルメカニズムの解析と応用
Author(s)	増田, 峰知
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1753
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

学位論文

直動型パラレルメカニズムの解析と応用

増田 峰知

大阪大学大学院基礎工学研究科
システム人間系専攻システム科学分野
知能システム構成論講座

平成 15 年 1 月

論文要旨

近年、あらゆる分野において、多自由度運動を行うロボット機構の活躍が期待されている。本論文では、多自由度運動を生成する機構として、直動式アクチュエータを並列に固定配置した直動型パラレルメカニズムに注目し、この機構の解析と応用を研究する。この機構は、従来のシリアル機構に比べ高精度、高出力、低コストなどの多くの長所を持っており、産業用マニピュレータを始め様々な産業機器への応用が期待される。同原理を用いた機構は、既にいくつかの例が知られている。しかしながらそれらを総括的に解析、評価した事例は見当たらず、必ずしも目的仕様に応じた適切な機構設計が図られているとはいえない。

本研究では、まず直動型パラレルメカニズムについて運動学の解析と整理を行う。解析対象としたのは手先の位置姿勢からアクチュエータの制御量を求める逆運動学、その逆の手順の順運動学、手先とアクチュエータの速度関係を表す微小運動学、静的な力の釣り合いを求める静力学、その動作領域内において発生することが知られている特異点、及び機構干渉である。

次に、設計パラメータの違いが機構特性に与える影響について、動作領域、運動伝達指標、可操作性の評価指標により機構評価を行う。特に、直動アクチュエータの配置角度の違いが及ぼす影響を調べる。評価には、従来から知られている評価指標以外に、いくつかの新しい指標を提案して用いる。その結果、動作領域の形状は、アクチュエータ配置の方向に広がることや、動作領域や運動伝達を総合的によくする適切なアクチュエータ角度が有ることなどを示した。更に、これらの解析や評価手法を機構設計情報に反映させて、定性的ではあるが作業目的に応じて適切なパラメータを選択する事例について紹介した。また、直感的に理解しにくい機構の解析や評価結果を、ユーザーインターフェースに優れた視覚情報で提示するシミュレーションソフトウェアを開発した。この評価解析ツールを用いた機構設計事例も紹介している。

最後に、直動型パラレルメカニズムの応用として、マニピュレータへの応用と産業機器へ応用する事例を示す。まず、様々な実用的なメリットを期待して垂直直動型パラレルメカニズムを提案した。この機構は、直動アクチュエータを垂直に固定配置することにより、逆運動学計算が簡単な幾何により直接的に求められるものである。本研究では、この機構の動作領域や特異点の評価を行い、更に姿勢を変えたハンドリング例や、主軸を傾けたドリリング作業などの応用事例を示した。また、軸受けの組立作業をモデルにして、運動学に基づいて作業に要求される仕様から各種設計パラメータを決定する設計手順を示し、この設計に基づき試作機を製作した。試作機は、加速度や精度の計測により妥当性が確認され、姿勢変化を伴う軸受けのコロ挿入作業実験に成功した。また産業機器への応用として、多軸振動発生器と微細作業ステージへの応用事例を示した。これらは、いずれもパラレルメカニズムの特徴を生かした事例であり、従来のシリアルメカニズムでは困難な応用対象である。前者については、動作領域が小さくても高出力が出せる特徴を活用した。更にあまり知られていない振動特性の測定を行い、多軸加速度の測定についても検討した。後者については、劣可動特異点近傍で出力運動が小さくなる特徴を具体化し、微細作業ステージに応用した事例である。

ABSTRACT

Recently, activities involving robot mechanisms performing multiple degrees-of-freedom motions have been widely expected. In this paper, we present an analysis and application of the *Linear Actuated Parallel Mechanism* with linear actuators fixed in parallel, as a mechanism to generate a multiple degrees-of-freedom motion. This mechanism has some advantages, such as high precision, high output, and low cost, compared with the conventional serial mechanism. Thus, various industrial applications are expected for such an industrial manipulator. Examples of some mechanisms using this principle are already known. However, no report has analyzed and evaluated them in general conditions. As well, an optimized mechanism, designed on the basis of a specification for a purpose, cannot necessarily be achieved.

In this research, I first analyze and arrange the kinematics of the Linear Actuated Parallel Mechanism. Analysis objects are six; *Inverse Kinematics* that calculates the controlled variable of an actuator from position and attitude of an end-effector, *Direct Kinematics* that is a counter of the inverse kinematics, *Differential Kinematics* that shows the speed relation between an end-effector and the actuators, *Statics* that is a balance of force and torque in static, *Singularity* that may be generated in the movable space, and the *Mechanical Interference*.

Next, I evaluate the influence of the differences in design parameters on a mechanism's property by the movable space, the motion transmissibility index, and the manipulability. Especially, the influence of the difference in the layout angle of the linear actuator is investigated. Some new evaluation indices are proposed and used in addition to the known ones. The results show the form of a movable space spreads in the direction of an actuator configuration, and that a suitable actuator angle improves the movable space and the motion transmissibility synthetically. Furthermore, these analyses and the evaluation technique are reflected in the mechanical design information; and the example of choosing a suitable design parameter according to the work purpose is qualitatively demonstrated. Moreover, simulation software showing the analysis results complicated for understanding intuitively by an excellent user interface of visual information is developed. A mechanical design example that uses this tool is introduced.

Finally, in an application of the *Linear Actuated Parallel Mechanism*, some examples applying a manipulator and industrial devices are presented. I propose the *Vertically Linear Actuated Parallel Mechanism* in the expectation of various practical advantages. This mechanism can directly solve inverse kinematics utilizing simple geometry because of a linear actuator arranged vertically.

This paper evaluated the movable space and singularity of the mechanism presented, and showed a handling example and machining by changing its posture. The design procedures determining the various design parameters taken from the required work specification are shown based on kinematics, as a model of a roller bearing assembly works. The prototype based on this design has validity from measurements of acceleration or accuracy. Further, it succeeded in the roller insertion experiment that was accompanied by posture changes. The examples of a multi-axis vibration generator and a micro motion stage are shown as applications to industrial devices. Each of these has efficiently used the features of a parallel mechanism; a difficult application using a conventional serial mechanism. The former utilizes high output even though the movable space is small, and shows an investigation of the seldom understood vibration characteristics. The latter utilizes fine resolution ability nearby *Under Singularity*.

目次

論文要旨

ABSTRACT

1. 序論	1
1.1 研究の背景と目的	1
1.2 パラレルメカニズムについて	3
1.2.1 パラレルメカニズムの定義	3
1.2.2 シリアルメカニズムとの比較	4
1.2.3 人間骨格構造にみられるパラレルメカニズム	5
1.3 パラレルメカニズム研究の歴史	6
1.4 本論文の研究方針	10
1.5 本論文の構成	11
2. 直動型パラレルメカニズムの特徴と技術課題	13
2.1 パラレルメカニズムの駆動形態の比較	13
2.2 直動型パラレルメカニズムの特徴	16
2.3 直動型パラレルメカニズムの先行研究動向	17
2.4 直動型パラレルメカニズムの技術課題と本論文での対応	18
3. 直動型パラレルメカニズムの運動学解析	21
3.1 パラレルメカニズムの運動学の特徴	21
3.2 直動型パラレルメカニズムの一般解法	22
3.2.1 運動学に使用する記号の定義	22
3.2.2 逆運動学	23
3.2.3 微小運動学	24
3.2.4 3自由度パラレルメカニズムの運動学	25
3.2.5 静力学	26
3.2.6 順運動学	25
3.3 特異点解析	28
3.3.1 パラレルメカニズムの特異点	28
3.3.2 特異点での挙動	28
3.4 機構干渉の解析	30
3.4.1 機構干渉の種類	30
3.4.2 干渉の回避	30

6.1.4 特異点評価	67
6.1.5 垂直直動型パラレルメカニズムの試作	70
6.1.6 作業応用	72
6.1.7 垂直直動型パラレルメカニズムの開発のまとめ	74
6.2 ベアリング組立作業をモデルとした機構の設計、製作及び実験	75
6.2.1 マニピュレータの設計について	75
6.2.2 ベアリング組立作業と作業の要求仕様	76
6.2.3 設計手順(1) 設計の流れと機構の選択	77
6.2.4 設計手順(2) 機構寸法の決定	78
6.2.5 設計手順(3) アクチュエータ仕様の決定	79
6.2.6 製作	81
6.2.7 速度検証実験	83
6.2.8 精度検証実験	84
6.2.9 組立作業実験	85
6.2.10 マニピュレータの設計、製作及び実験のまとめ	86
7. 産業機器への応用	87
7.1 多軸振動発生器への応用	87
7.1.1 多軸振動発生器への応用の必要性と期待	87
7.1.2 パラレルメカニズムの振動特性	88
7.1.3 単駆動源による順次多軸振動発生機構	91
7.1.4 6 軸加速度計測	94
7.1.5 6 軸加速度の計測方法の検討	94
7.1.6 計測実験	96
7.1.7 多軸振動発生実験のまとめと課題	98
7.2 微細作業ステージへの応用	99
7.2.1 微細作業デバイスの必要性	99
7.2.2 特異点近傍に着目した微小運動原理	101
7.2.3 微細作業ステージ試作	102
7.2.4 微細作業ステージ機構のまとめ	105
8. 結論	107
謝辞	109
参考文献	111
研究業績	119

Takanori MASUDA : Analysis and Application of Linear Actuated Parallel Mechanism

第1章

序論

1. 1 研究の背景と目的

21世紀に入り、産業分野や生活分野のあらゆる場面を想定したロボットの研究が大いに期待されている[1]～[3]。ロボットの定義は、その技術の進歩や取り巻く環境の変化が大きいことから、未だ確定するのは困難であるが、国際ロボット連盟(IFR)は、“automatically controlled, reprogrammable multipurpose manipulator programmable in three or more axes”と定義[4]し、また川崎は「生態の運動部の機能に類似した柔軟な動作をする運動機能と感覚、認識、判断、適応、学習等の知的機能を備え、人間の要求に応じて作業する機械」と定義[5]している。いずれにしろ、ロボット技術のハード的な中心機能は、空間中の位置と姿勢を制御する「多自由度の運動制御」である。今までのロボット研究、特にマニピュレーションに関する研究[6][7]は、この自由度の高い複雑な運動をいかに高度化するかを目指したものである。その利用は、モノづくり産業において特に顕著である。生産技術分野では、多軸の産業用ロボットが製造ラインのみならず様々な目的で利用され、複雑な作業を実現してきた[8]。工作機械分野では、多くのメーカーから高い付加価値をもつ多軸加工機が提供されている[9][10]。また、航空宇宙分野用途で開発されたモーションシミュレータは、自動車開発やアミューズメント機器開発などに応用されている[11]。これら以外にも、自由度の高い複雑な運動は、人間と機械のインターフェース[12]、外科手術などの医療分野[13]、ナノテクノロジー研究を支援するマイクロ・ナノマニピュレーション分野[14][15]など多くの分野で、その利用が期待されている。

多自由度の運動を実現する機構には、既にいろいろな構造[16][17][18]が知られている。一般に、工作機械の多くに採用されている直交座標構造や、産業用ロボットに多い垂直／水平多関節型が良く知られている。直交座標構造は、直動アクチュエータを積み重ねたような構造であり、多関節型ロボットは、人間の腕を模倣して関節に見たてたモータを回転させる構造である。これらは、どちらもアクチュエータを直列的に配置したシリアルメカニズム(Serial Mechanism)である。しかしながら、シリアルメカニズムは、アクチュエータを直列に構築するため、片持ちはり構造となり、高出力、高精度が得られにくいという問題がある。

一方、図1-1に示すようなアクチュエータを並列に配置した多自由度機構であるパラレルメカニズム(Parallel Mechanism)は、並列に配置されたアクチュエータを協調して動かすことで、多自由度の運動を得ることができる機構である。この機構はシリアルメカニズムと相反する特性を持つことが知られており、高出力・高精度な作業への応用が期待されている。特にパラレルメカニズムの中でも、固定された直動アクチュエータによって駆動される直動型パラレルメカニズムは優れた可能性を持っている。この機構は、近年数例が報告されているものの総括的に解析評価した研究は見当たらない。

本論文では、直動型パラレルメカニズムをマニピュレータや産業機器として活用するために、運動学解析手法、目的に応じた機構評価及び具体的な応用事例を示していくことによって、この機構を体系的にまとめていきたい。最終的には、本研究によって、直動型パラレルメカニズムがモノづくり産業界に役立つ機構となることを目指す。

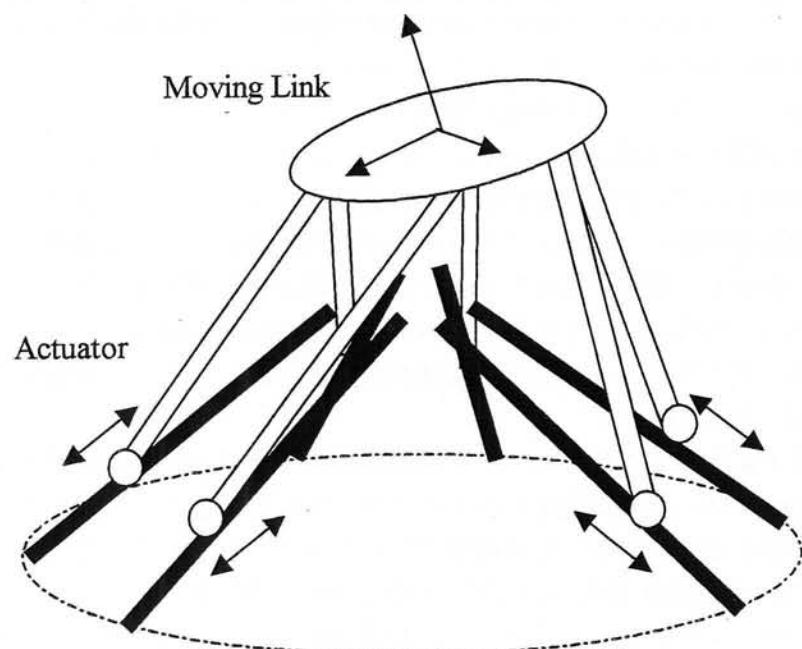
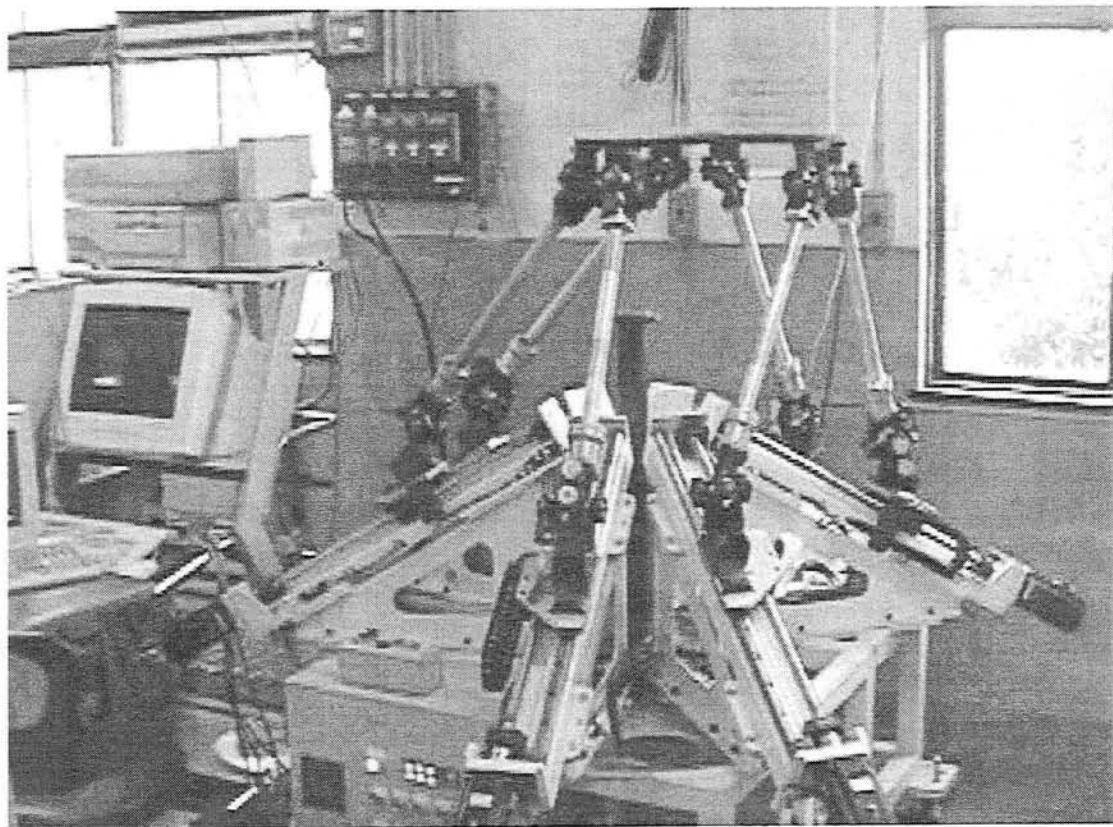


Fig. 1-1 Parallel Mechanism and Its Principle

1. 2 パラレルメカニズムについて

1.2.1 パラレルメカニズムの定義

パラレルメカニズムは、それが複数の対偶をもつ複数のリンク系（連鎖）によりベース部とエンドエフェクタ部とが並列に結合された機構の総称である。具体的な事例については、1.2.3 項において、パラレルメカニズム研究の歴史と共に紹介する。

代表的なパラレルメカニズムは、図 1-1 に示したような 6 本の 6 対偶節リンク系により並列的に結合された 6 自由度機構である。各リンクは 6 対偶節の中で 1 対偶のみが能動的に駆動され、残りの 5 対偶が自由に運動する受動節となる。この結果、エンドエフェクタ部は、並進と回転の 6 自由度の運動を可能にする。広義にとらえれば、多足で接地した状態の移動ロボットやワークを把持した状態の多指ハンドも原理的にはパラレルメカニズムともいえる。しかし、本論文では一つの出力節を複数の対偶節リンクで駆動制御する機構を対象とし、これらは扱わない。

なお、パラレルメカニズムの定義としては、以下が知られている。

国際ロボット連盟 (IFR) [4] :

Parallel Robot : Robot whose arms have concurrent prismatic or rotary joints.

日本工業規格 (JIS) [19] :

**パラレルロボット(parallel robot) : ベースとメカニカルインターフェースとの間の
機械構造に複数の動力伝達経路をもつロボット**

パラレルメカニズムは、一般的にパラレルリンク (Parallel Link)、パラレルマニピュレータ (Parallel Manipulator)、パラレルロボット (Parallel Robot)、パラレルアーム (Parallel Arm)、ヘキサポッド (Hexapod)、パラレル工作機械 (Parallel Kinematic Machine) など広い呼称が使われている。以前はパラレルリンクと呼ばれていることが多かったが、平行クラシック機構との混同を避けるため、また、シリアルメカニズムとの対比をはっきりするためにも、最近はパラレルメカニズムと呼ばれることが多い。また、工作機械業界では、頭文字で略した PKM が良く使われている。本論文では、パラレルメカニズムとして統一する。

1.2.2 シリアルメカニズムとの比較

パラレルメカニズムとシリアルメカニズムとの特徴比較は、従来から多く論ぜられている[20]-[24]. それらの特徴は、表 1-1, 図 1-2 のようにまとめられる。

表 1-1 からわかるように両機構は、相対する性格を有している。このことは、パラレルとシリアルのどちらの機構が良いと結論づけるのではなく、これらの特徴を理解し目的に応じて適材適所に組み合わせて使うことが重要であることを示唆している。即ち、パラレルメカニズムは、従来シリアルメカニズムが得意としている分野へ適応されるべきであり、高度な多自由度運動システムの構築には両メカニズムの特徴を活かした協調システムが必要なものと思われる。

本論文では、これらの観点から、シリアルメカニズムが得意な、高出力、高精度などをキーワードとした研究を進めていきたい。

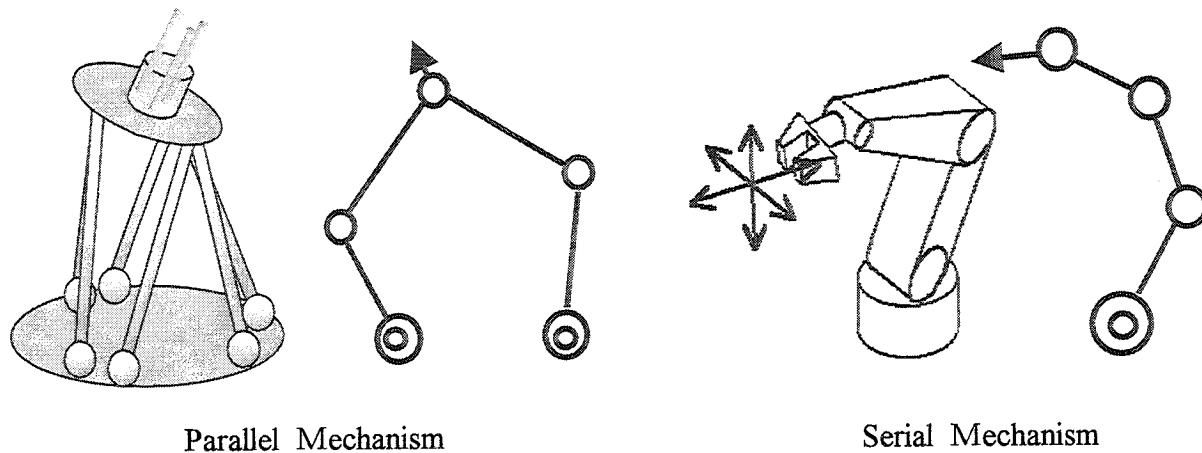


Fig. 1-2 Comparison of Serial and Parallel Mechanisms

Table 1-1 Comparison of Characteristics

Parallel Mechanism	Characteristics	Serial Mechanism
Parallel	Actuator Layout	Serial
○ Large	Power/Weight Ratio	✗ Small
✗ Small	Working Space	○ Large
○ Easy	Inverse Kinematics	✗ Complicate
✗ Complicate	Direct Kinematics	○ Easy
○ Fast	Speed	○ Fast
○ Average	Output Error	✗ Addition
○ Easy	Common Parts	✗ Difficult

1.2.3 人間骨格構造にみられるパラレルメカニズム

ここで、人間の腕や足について、その構造や動作の特徴を観察する。図 1-3 は、人間の下肢骨格である[25]。人間は、腕や足を、並列に配置された複数の筋肉を拮抗させながら動かしている。この駆動形態は、まさにパラレルメカニズムである。能動対偶は、並列に配置された筋肉であり、関節そのものは、あくまでも受動的な対偶でしかない。よく一般に垂直多関節型シリアルメカニズムを腕型ロボットと称すが、その構造は実は似て非なるものである。また、我々は重いものを持つような高剛性を要求される作業では、片手ではなく両手を使ったり、複数の人間と協調したりして作業を行う。このような作業形態も、パラレルメカニズム的な動作である。

つまり人間は、その構造が並列の筋肉（アクチュエータ）を協調して操作したパラレルメカニズムであると同時に、その操作も並列の腕を利用して作業を行うようにパラレルメカニズム的な動作を行っているといえる。

近年活発に研究されているヒューマノイドロボットは、より人間に近い環境で協調できるように、人間に近い構造を目指し研究されている。その視点で見れば、元々人間に近い構造を持つパラレルメカニズムは、人間との親和性が高いともいえる。このことは、近い将来パラレルメカニズムがより人間に近いところで活躍できることを期待させる。既に、福祉機器[26]や医療機器[27]など、人間に直接触れる用途への適応が報告されている。

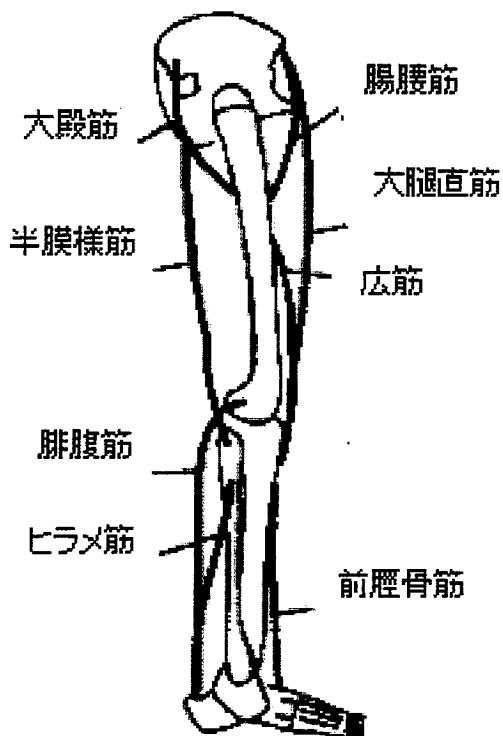


Fig. 1-3 The Lower Limb of Human [25]

1. 3 パラレルメカニズム研究の歴史

ここでは、パラレルメカニズム研究とその利用の歴史を調べ、本論文の課題や研究の方向性の参考とする。なお、本項では多指ハンドの把持作業や多足歩行機構など広義のパラレルメカニズムを除いて、運動原理そのものがパラレルメカニズムである機構の歴史を取り上げ、その研究動向を調べる。

パラレルメカニズムの原理を用いた最初の機構としては、Pollardにより1938年に特許が出された自動車用の自動塗装機械として考案された図1-4に示す3自由度機構が知られている[28]。学術的には1963年にはStewartのものが早く、同論文中で既に多くの想定される応用例が図1-5の様に示されている[29]。しかし、同論文に添付された討論の中で紹介された図1-6に示すGoughの機構は、1950年代に製作されているもので、このGoughの航空機用タイヤ試験機が世界最初の6自由度パラレルメカニズムであると思われる。このようにパラレルメカニズム自体は、古くから知られている原理であるが、その利用には制御計算機のコストパフォーマンスの向上を待たなくてはならなかった。

まず、パラレルメカニズムが実用化されたのは、軍事色が強く最もコスト面の制約が許された航空宇宙分野であった。それは、操縦者の訓練を目的としたライトシミュレータ用の6自由度モーションベースとしての利用である。それ以前のモーションベースは、ジンバル式[30]が主流であったため、大型コクピットを多自由度で動かすことは困難であった。1987年に発表された航空宇宙技術研究所のライトシミュレータ[31]は、図1-7に示すCappelの特許[32]（オリジナルの出願は1964年）に基づき製作されたモーション駆動装置と記述されている。それ以来、6自由度ライトシミュレータ用モーションベースとしては油圧方式の伸縮型パラレルメカニズムが主流となり、多くの提案がなされている[33]～[37]。なお、これら文献の参考リストからNASAにおいても1970年代から活発に開発されていたように推定される。

近年では、このモーションベース技術をそのまま活用して、大型テーマパークなどのアミューズメント産業への展開が活発である[38][39]。これらは、図1-8、1-9のように大型の数十人乗りから小型の1人乗りまで、誰でも乗れるモーションシミュレータとして人気を博している。これらは、航空宇宙産業で開発されたシミュレータ技術をベースに改良されたもので、軍事技術の民間移転事例の一つでもある。身近なところで、パラレルメカニズム式のモーションベースに触れる機会があることは、同技術を広く一般に普及するための大きな広報効果が期待される。

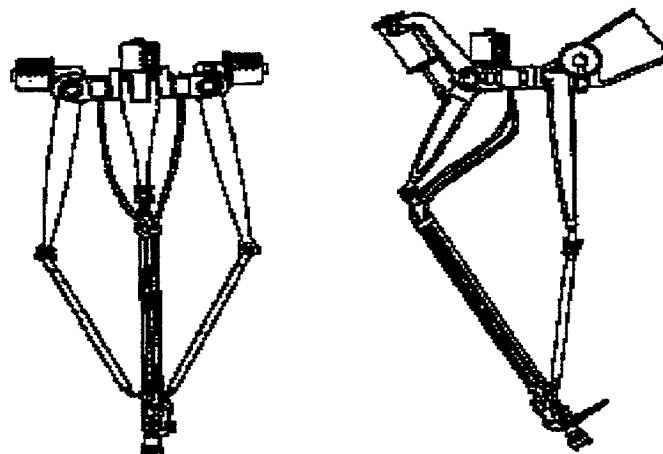


Fig. 1-4 Pollard's Mechanism[26]

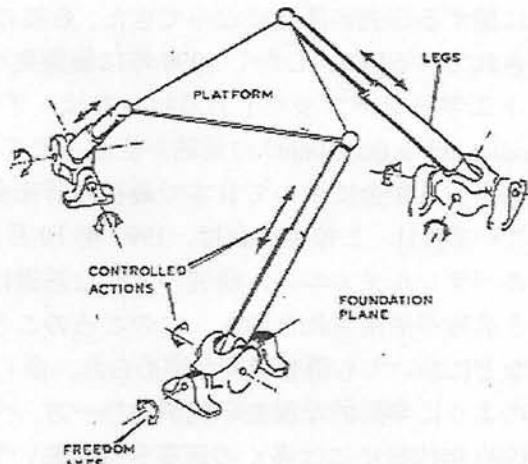
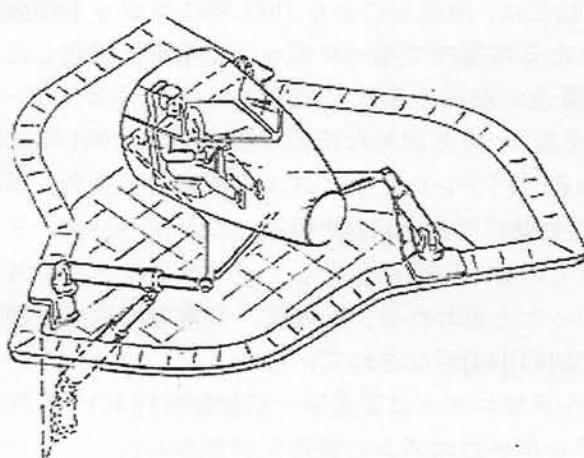


Fig. 1-5 Stewart's Concepts [29]

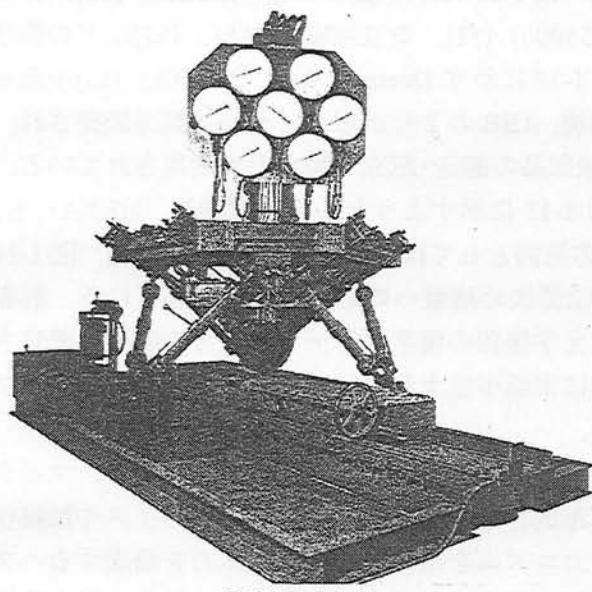


Fig. 1-6 Gough's Mechanism

[29]

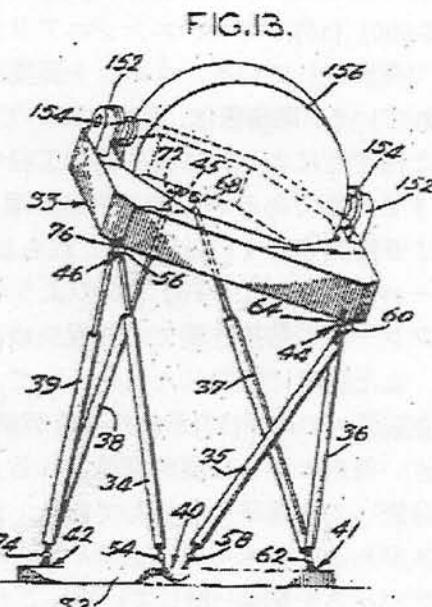


Fig. 1-7 Cappel's Mechanism [32]



Fig. 1-8 Motion Base for Amusement

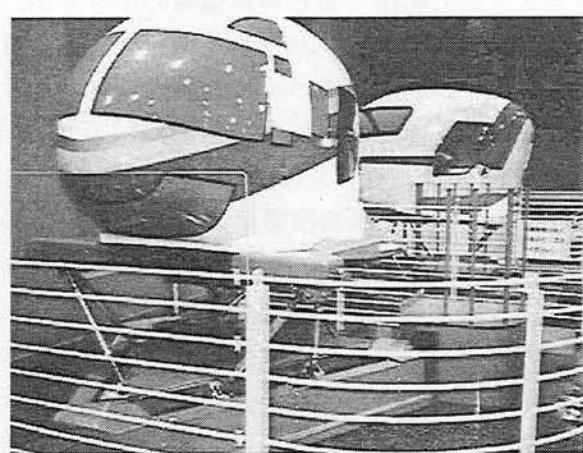


Fig. 1-9 Single Ride Motion Base

コンピュータが一般化し制御計算コストが改善された1980年代以降、日本国内でもパラレルメカニズムに関する研究が活発になってきた。最初の和文論文は、津坂らにより1986年にロボット学会誌で発表されている[40]。しかし1990年に編集発行された日本国内で唯一ロボット工学を体系化した「ロボット工学ハンドブック」[17]においては、アーム構造の解説の項に「並列リンクマニピュレータ」(parallel link manipulator)の用語が記述されている程度で、まだ詳細な技術解説は無い。1991年には、日本ロボット学会において日本で最初の研究会である「パラレルメカニズム研究専門委員会」が設置されている[41]。この委員会は、1992年10月号の学会誌に特集号[42]を組み、これはその後の日本国内でのパラレルメカニズム研究の大きな基礎になっている。学術用語として「パラレルメカニズム」という名称が使用されたのも、このころのことであったと思われる。その後、日本機械学会や精密工学会などにおいても調査研究が進められ、多くの報告[43][44]がなされている。

このように学術的な調査研究が進む一方、パラレルメカニズムは工業系一般雑誌[45][46]でも注目され、1990年代後半には多くの産業分野においてパラレルメカニズムの実用化が試みられた。工作機械業界では、1994年のシカゴショーにおいて図1-10に示すIngersoll[47]、Tricept[48]などのパラレルメカニズム型工作機械が大きく注目を集めた。これ以後、図1-11に示す豊田工機「HexaM」[49]、オーフィス「PM-600」[50]、ホンダエンジニアリング「H-VS5000」[51]、日立精機「PA35」[52]などの製品が相次いで発表されている。ロボット産業界では、図1-12に示すDemarex社の「DELTA」[53]が最もよく知られている。同装置は、国内においては、日立精機、ABBの2社からライセンス製造販売され、群を抜いた高速性により特に食品製造工程や、電気機械部品の搬送・組立工程などで活用されている。同装置は3自由度であるが、同じ駆動原理を用いた図1-13に示すような6自由度機構「HEXA」も、内山らにより開発されている[54]。これら以外の産業応用例としては、FANUC「F-100」[55]、図1-14に示すヒーハイスト精工「F6」[56]のような多自由度位置決め装置への応用が発表されている。前者は自動車フレームの溶接作業での位置決めに、後者は光学機器の精密ステージとしての利用が想定されている。また後者に類似したものとして、近年急速に市場が拡大しているフラットパネルディスプレイの検査装置への応用[57]があり今後が期待される。

また、近い将来大きな発展が期待される人間工学や、近年特に注目されているバイオ分野、マイクロ・ナノ分野への応用研究も盛んである。代表的な応用例としては、ハプティックデバイスや微細作業デバイスがある。妻木らは卓上サイズのパラレルメカニズムを用いて、操縦者に力を帰還するハプティックデバイスを開発[58]している。これは、全体がコンパクトで、エンドエフェクタの出力特性が等方的な特徴を活かした応用事例である。この事例のように人間と協調して作業を行う場合、パラレルメカニズムの短所である可動領域の小ささが、安全面での長所となり得る。このような観点は、今後シリアルメカニズムとパラレルメカニズムをうまく使い分ける上で、重要なポイントと考えられる。なお、ハプティックデバイスは多くのコンセプト[59]～[62]が提案されている。また、谷川らは圧電素子をアクチュエータとして、図1-15に示すような微細作業用マニピュレータ[63]の開発を行っている。これは、サブミクロンの分解能を持ち、数ミクロンのワークの搬送や組立作業に成功している。近年、研究されている微細作業用デバイスの多くはパラレルメカニズムを採用している[64]～[70]。

ここまで様々なパラレルメカニズム応用例を紹介したが、これらすべてが商業的に成功しているわけではない。例えば、長い歴史の中で進化を遂げた工作機械分野では苦戦している。これは、現在の工作機械の持つ高い機能を置き換えることが困難なためと思われる。一方、ライトシミュレータ、超高速ロボット、多自由度位置決めのように、従来の機構では実現困難な用途では比較的商業化に成功している。これらの成功事例は、新しい機構の商業化にはその機構の特徴をよく活かすことが重要であることを示している。

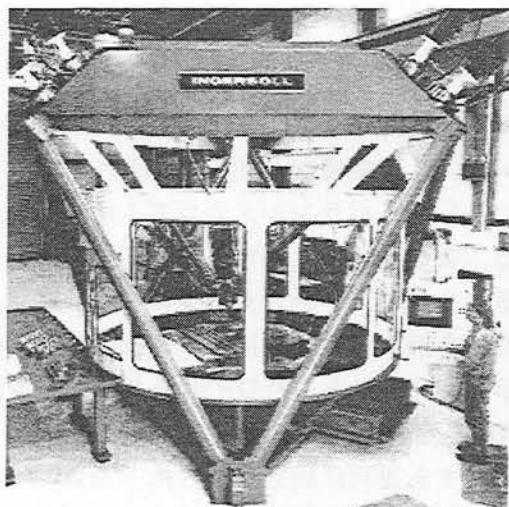


Fig. 1-10 Ingersoll [47]



Fig. 1-11 TOYODA [49]



Fig. 1-12 Delta [53]

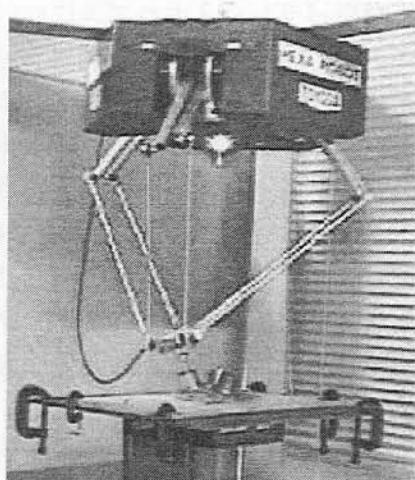


Fig. 1-13 Hexa [54]

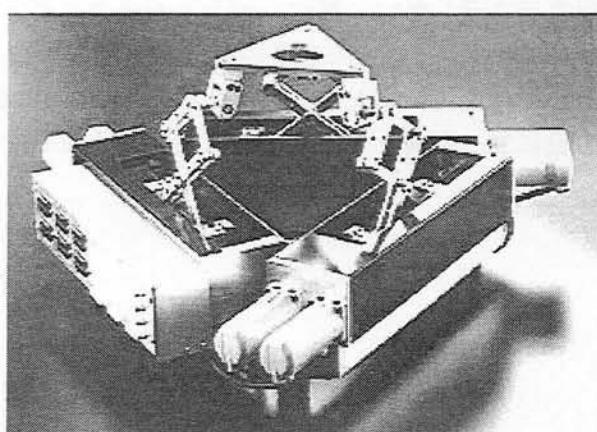


Fig. 1-14 Single ride motion base [56]

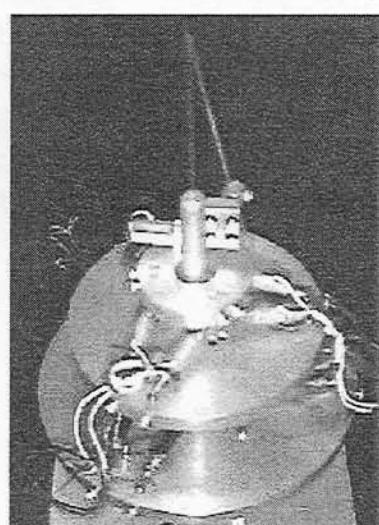


Fig. 1-15 Micro Manipulator [63]

1. 4 本論文の研究方針

前項では、パラレルメカニズム研究の歴史とその産業応用について紹介し、フライトイシミュレータや小物の高速搬送など利用が進んでいる分野がある一方、工作機械など利用が期待されたほどには進んでいない分野があることを示した。その原因の一つとして、パラレルメカニズムが未だ完成されたものではなく、その特性が不明確なことが挙げられる。また、そのため作業目的に応じた効果的な利用も困難である。よって、現状では一般的の機械設計者にとって、パラレルメカニズムは機構原理を選択するときの選択肢とはなりえていない。これらの問題を解決するためには、運動学の解析や機構の評価を行い、設計に用いることができるデータを提示していくこと、及びそれらのデータを活用し設計する手法を、具体的な事例応用をもって示すことが重要である。

本論文では、第2章で詳しく述べる直動アクチュエータを並列に固定配置した「直動型パラレルメカニズム」に注目し、これを研究対象とする。この機構は、2章で記述するように、パラレルメカニズムの中でも多くの産業応用面のメリットを持っている。

まず、直動型パラレルメカニズムについて運動学の解析と整理を行う。エンドエフェクタの位置姿勢からアクチュエータの制御量を求める逆運動学、その逆を求める順運動学、両者の微小運動関係を表す微小運動学、静的な力の釣り合いを求める静力学、既に知られた問題点である機構の特異点や干渉などについて、特徴を明らかにして体系的に整理する。

次に、設計パラメータの違いが機構特性に与える影響について、基本的な特性の一つである「可動領域」、マニピュレータとしての特性を評価する「運動伝達指数」、出力形態を評価する「可操作性」などの評価パラメータにより機構評価を行う。特に、直動型パラレルメカニズムの最も特性に大きな影響を与える設計パラメータの「直動アクチュエータの配置角度」が及ぼす影響を中心に調べる。これらの評価作業をとおして、どのような機構配置がどのような作業に適しているのかを、定性的および定量的に評価する。

これらの解析や評価の作業は、機構設計時に必要な情報である。しかしこれらを機構設計の都度、類似の計算を繰り返すことはあまりに不効率である。そこで、本研究では、解析や評価を簡単に使うために、ユーザーインターフェースの優れたシミュレーションソフトウェアを提供する。

また、シリアルメカニズムとの比較の項でも述べたが、パラレルメカニズムを有効に利用するためには、その機構の特徴を活かしたアプリケーションを選ぶことが重要である。まず、シリアルメカニズムでは困難な組立作業や、多軸加工への応用事例を示したい。更に、パラレルメカニズムの特徴を活かした産業機器として、多軸振動発生器と微細作業ステージへの応用事例を示していきたい。

以上により、直動型パラレルメカニズムについて体系的にまとめていきたい。最終的には、本研究及び本論文が、この機構がモノづくり産業界の役に立つ機構とするための一助になることをを目指していきたい。

1. 5 本論文の構成

本論文は、8章から構成される。本論文の概要は以下である。

第1章では、まず本研究の背景及び目的を述べた。次にパラレルメカニズムの定義及び関連の研究の歴史をとおして、パラレルメカニズム全般の現状の技術動向、既知の応用事例、及び問題点を述べた。これらに基づき、本研究で課題とする直動型パラレルメカニズムの解析及び応用について、その研究方針を述べた。

第2章では、直動型パラレルメカニズムについて説明するために、まず他駆動形態との比較を説明する。次に、現在の直動型の研究動向や、先行研究との関わりについて述べる。それらの中から、第3章以降で取り上げる解析、評価、応用開発で対象となる技術課題を整理する。

第3章では、本論文で研究対象とする直動型パラレルメカニズムの一般運動学について解析、整理する。特異点の問題、機構干渉の問題について解析した結果を述べる。

第4章では、第3章で解析整理した運動学に基づき、直動型パラレルメカニズムの機構評価を行う。主として、アクチュエータの配置角度を変えることによって、機構がどのような特性を示すかを評価する。評価指標としては、可動領域、運動伝達指数、可操作性を用いる。また、それらの結果を参考にして、作業の仕様に応じて機構を選択する事例を示す。

第5章では、開発したシミュレーションソフトウェアについて述べる。これは、第3章で取り扱った運動学や、第4章で取り扱った機構評価方法を可視化した設計ツールである。本ソフトウェアは、パラレルメカニズムの設計を行うための強力な支援ツールでもある。

第6章では、直動型パラレルメカニズムの応用について、主にマニピュレータへ応用した例を述べる。まず、垂直直動型パラレルメカニズムの提案を行い、その開発事例を示す。これは、直動型パラレルメカニズムの中でも実用的なメリットを協調した機構設計例である。また、同機構をベアリング組立工程に導入することを想定して、その作業が要求する仕様から装置の設計仕様を合理的に導く事例を示す。更に、試作された装置により検証実験や組立実験を行った例を示す。

第7章では、マニピュレータ以外の産業機器への応用について述べる。本論文では、多自由度振動発生装置や、微細作業ステージへの応用を示す。これらは、前者が小可動領域で多自由度運動を要求される事例として、後者が劣可動特異点を活用して多自由度で高分解能を得る事例として、それぞれパラレルメカニズムの機構独特の特徴を活かした産業応用事例である。

第8章では、論文全体のまとめとして、本研究で明らかになった成果を整理する。

第2章

直動型パラレルメカニズムの特徴と技術課題

2. 1 パラレルメカニズムの駆動形態の比較

第1章で解説したようにパラレルメカニズムは、機構原理そのものは古くから提案されていたものの、80年代前半ごろまでは、高コストでも許された航空宇宙産業向けのフライトシミュレータなど限られた事例[31]しか知られていなかった。これらはいずれも対偶間に油圧ピストン式のアクチュエータを配した伸縮式駆動源を持つ機構であった。しかし、80年代後半以降に高性能のコンピュータが低価格で提供されるようになると、パラレルメカニズムの研究開発は活発化し、従来から知られているスチュワートプラットフォーム以外にも、様々な駆動形態の機構が提案され、多自由度運動機構としてのパラレルメカニズムの研究が活発になっていった。

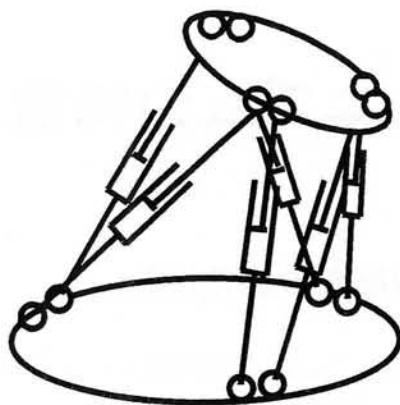
ここでは、既に知られているパラレルメカニズムについて、その特徴を分類し整理を試みる。これらをアクチュエータの駆動形態に基づき整理すると、表2-1、図2-1のように「伸縮型 (Telescopic)」、「回転型 (Rotary)」、「ワイヤ型 (Wired)」、「直動型 (Linear)」の4種類に大まかに分けることができる。但し、ここで用いる区分名称は、著者らが便宜上用いるものである。伸縮型は中間リンクが伸縮することによって、回転型はベースプレートに固定されたアクチュエータが回転することによって、直動型はベースに固定された直動アクチュエータが直線運動をすることによって、それぞれエンドプレートが並進や回転の多自由度運動を得ること特徴とする機構である。以下に本論文で課題にしている直動型以外のパラレルメカニズムについて解説する。

Table 2-1 Compare of Actuated styles of Parallel Mechanisms

	Telescopic	Rotary	Wired	Linear
Mass of Moving Parts	Large	Small	Small	Small
Base Structure	Compact	Large	Large	Large
Accuracy	Fine	Coarse	Coarse	Fine
Speed	Slow	Fast	Fast	Fast
Power	Large	Small	Small	Large
Movable Space	Small	Large	Large	Small
Kinematics	Easy	Complicated	Complicated	Complicated
Known Results	Many	Many	Little	Little

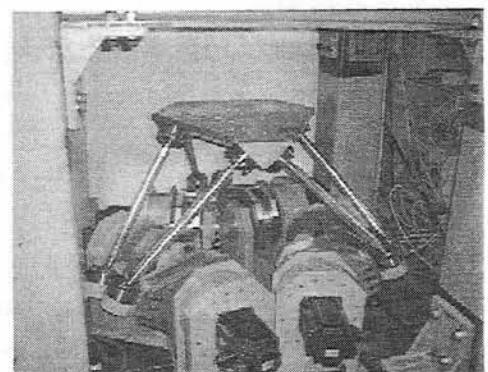
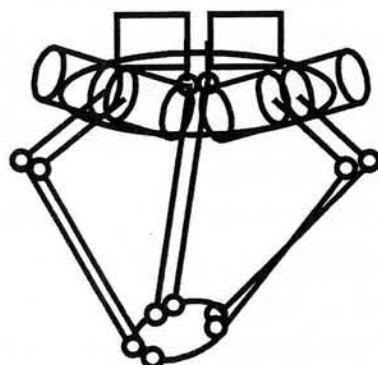
a. Telescopic Type

Photo: Nihei[55]



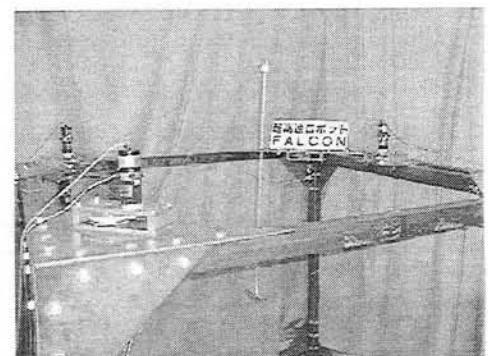
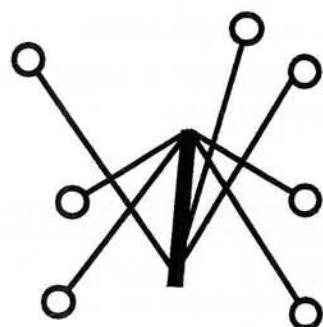
b. Rotary Type

Photo: Takeda[71]



c. Wired Type

Photo: Kawamura[72]



d. Linear Type

Photo: Arai[73]

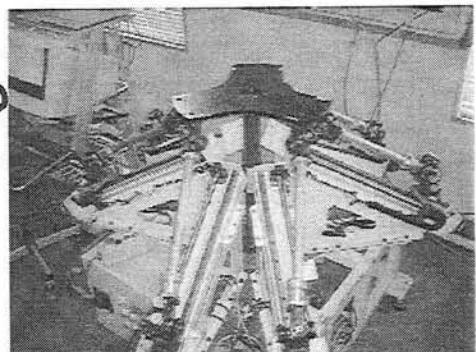
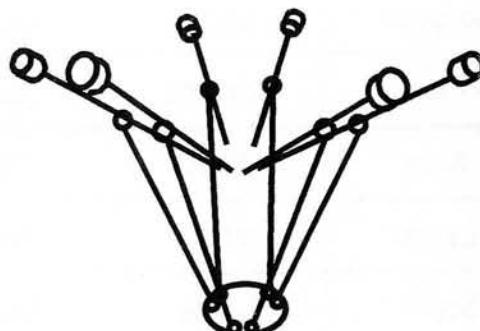


Fig. 2-2 Classification of Parallel Mechanisms

図 2-1.a に示す伸縮型は、スチュワートプラットフォームとして最も古くから知られているタイプであり、現在も多くの機械で見られる。このタイプは、アクチュエータとして関節対偶間に油空圧シリンダをそのまま使うことができる。この機構のメリットは、第 3 章で解説するように逆運動学計算が簡単であり、制御サイクルタイムを短くできる。デメリットは、アクチュエータ自体が動くため可動部質量が大きくなることや、配線（配管）に注意を要すること、動作範囲が小さいことなどが挙げられる。産業用としては、コンパクトで高い出力を得るために FUNAC 社が重量物の高精度位置決め用に適用して、自動車製造ラインへの適応が知られている[55]。この事例では、シリアルメカニズムとの協調作動も見られる。

図 2-1.b に示す回転型は、アクチュエータを固定することで、可動部質量が小さくなり高速化と広い可動領域を得ている。DELTA[53]は、食品分野を中心に世界で最も生産販売実績が多いパラレルメカニズムである。1kg 以下の小型ワークの高速搬送装置として確固たる地位を占めている。しかしながら、この機構は、アクチュエータ側リンクに曲げモーメントが発生する構造のため、重量物ワークの搬送には困難と思われる。しかし、一方、武田らによりアクチュエータ側リンクに高剛性な部材を用いることで高速かつ高精度な機構[71]を作ることも試みている。

図 2-1.c に示すワイヤ型は、複数のワイヤを拮抗させてエンドプレートの位置と姿勢を制御している[72]。可動部が軽量であるため、川村らは非常に速い運動を得ることに成功している。但し、ワイヤは張力しか発生できないため n 自由度を得るために $n+1$ のアクチュエータが必要であること、そのため自由度が冗長になり運動学計算が複雑になるなどの問題がある。また実用上、ワイヤ巻取りプーリーで生ずる誤差の補正や、長期間使用時のワイヤ品質管理など解決しなければいけない問題も多くある。

図 2-1.d に示す直動型[73]は、本論文の課題であり、その現状は次項以降で詳細に述べる。

また、これらの駆動形態を複合して使うハイブリッドタイプも提案されている。湯浅らのハイブリッド型パラレルメカニズム[74]の例を図 2-2 に示す。これは、可動領域の広いワイヤ型の特徴と大出力の伸縮型の特徴を同時に目指したものである。

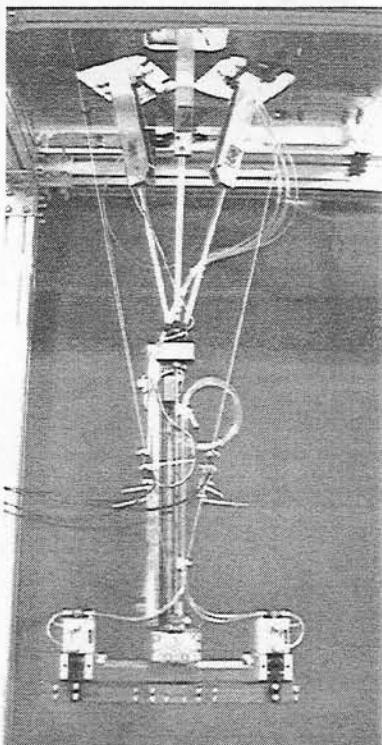


Fig. 2-2 Hybrid Parallel Mechanism [74]

2. 2 直動型パラレルメカニズムの特徴

直動型は、固定された直動アクチュエータで駆動されるパラレルメカニズムである。この機構の特長は、アクチュエータ自身が動く伸縮型に比べて、アクチュエータ自体を固定できるため可動部を軽量化できることである。また、モーメント負荷を固定直動ガイドで受ける構造にすることができるため、高速化、高精度化、高出力化も期待できる。しかし、ベース部に大きなスペースが必要なことや逆運動学計算量が多いことなどに課題が残っている。

直動型パラレルメカニズムの原理を用いた機構としては、図 2-3 に示すように佐藤による動搖装置 [75] が見られる。学術的には、1991 年に Merlet により提案 [76] されているが、これは図 2-4 に示すようにアクチュエータにシリンダ採用した駆動形態であるためアクチュエータ自体が片持ちばかりとなり曲げモーメントが発生する構造となっている。その後、95 年に新井により直動ガイドにより駆動部に発生する曲げモーメントを発生しなくした機構が提案 [73] されている。図 2-5 は、新井により提案された 6 自由度直動型パラレルメカニズムである。その後もいろいろなアクチュエータの配置形態が提案されている。表 2-2 に、これら先行例から見られる直動型の実用的な特徴をまとめる。

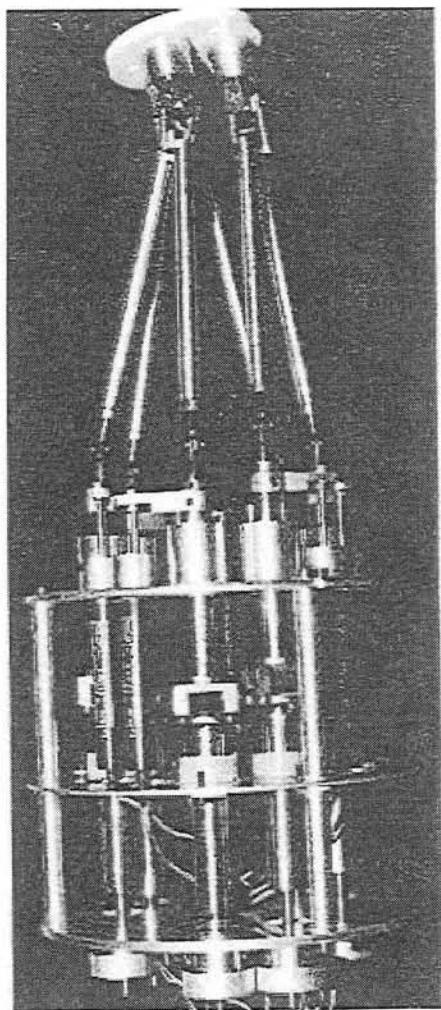


Fig. 2-4 Merlet's Mechanism [76]

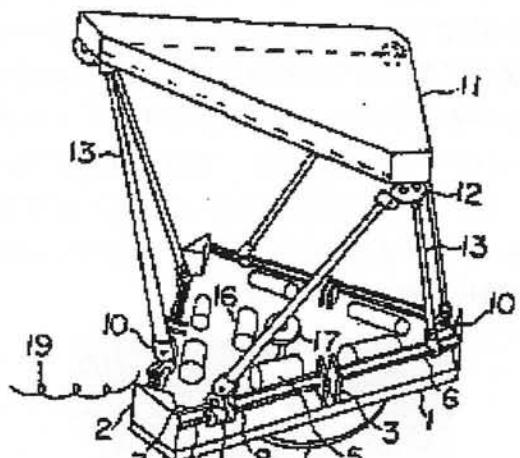


Fig. 2-3 Sato's Mechanism [75]

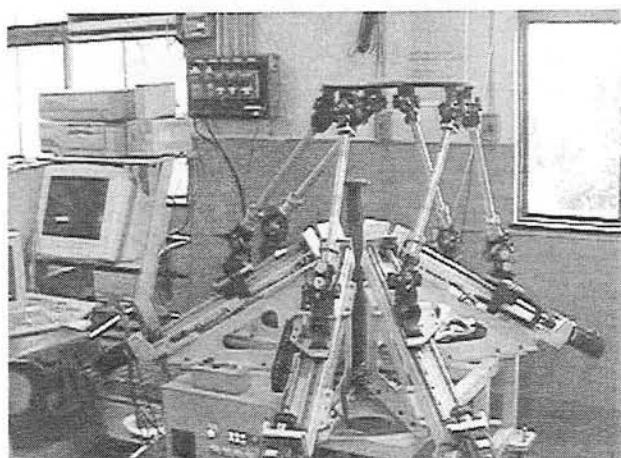


Fig. 2-5 Arai's Mechanism [73]

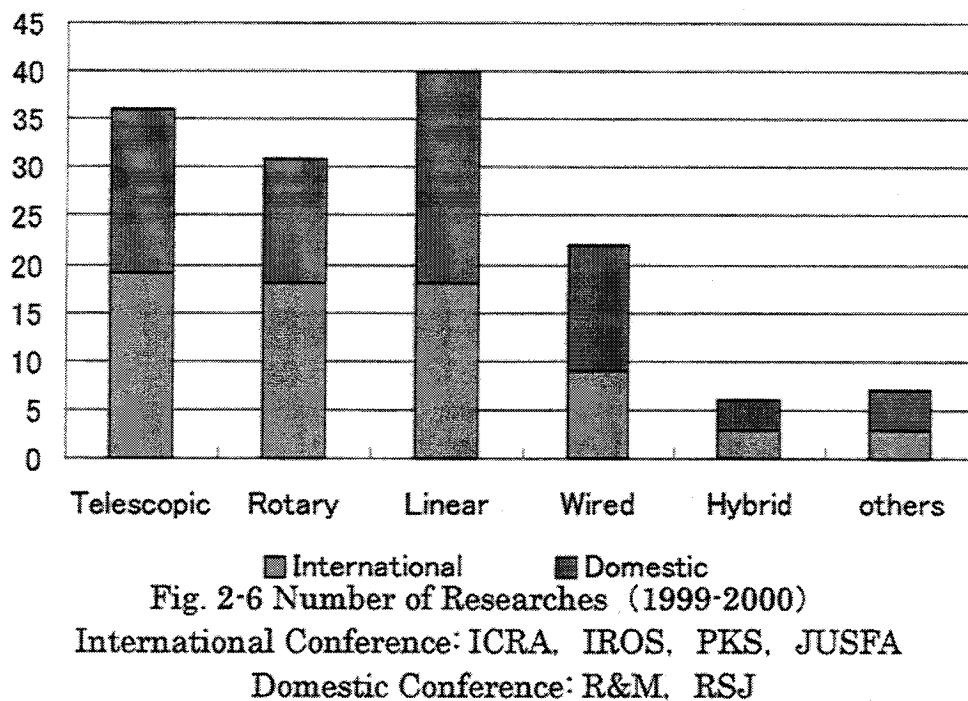
Table 2-1 Advantages of a Linear Actuated Parallel Mechanism

Characteristics	Advantages
Actuators are fixed.	Light Weight, High Speed, Big Power
Motor and Ball Screw can be used. They are most usual parts on the market.	Low Cost, Easy Maintenance
Bending moments does not occur.	Fine Accuracy

2. 3 直動型パラレルメカニズムの先行研究動向

近年、直動型パラレルメカニズムを対象にした研究が盛んであり、様々な形式[49][56][66][73][75][76]が提案されている。図 2-6 は、1999-2000 年に国内外の主要学会で発表されたパラレルメカニズムに関する研究発表数であるが、この内直動型パラレルメカニズムを研究対象とした発表は、研究発表全体 142 件中で 40 件を占めていて、最も活発に行われている。理由としては、表 2-1 で示した長所以外にも、アクチュエータ自体を固定する原理そのものが、モータ／ボールねじユニットなどの市販部品を利用する製作実験に向いており、研究対象として選択されやすいためと考えられる。

しかしながら、過去に発表されている多くの研究は、いずれもアクチュエータ配置を任意に固定した駆動方式の機構を研究するものであり、必ずしも作業目的に応じたアクチュエータ配置の最適化などは論じられていない。そのため直動型パラレルメカニズムを広く一般化して捉え、その機構を解析し、それらを統合化する技術が望まれる。



2. 4 直動型パラレルメカニズムの技術課題と本論文での対応

ここまで、第1章ではパラレルメカニズム全般を、第2章では直動型を対象として、それらの特徴や先行研究などについて述べてきた。これらのことから、パラレルメカニズムが、現在広く産業界で使われている直交座標型機構や垂直多関節型ロボットなどのシリアルメカニズムに比べ、多くの長所を持っていることがわかる。しかしながら、それらに比べ実用化は遅れている。本項では、直動型パラレルメカニズムがそれらに比べて、どのような技術課題があるかを検討する。

まず、指摘されるのは、直動型パラレルメカニズムは、その運動の様子が想像しにくいことである。この問題は、パラレルメカニズム全般に共通する課題である。シリアルメカニズムは、その運動形態から人間の腕が連想されるため、運動の様子が人間に理解されやすく予想もできやすい。このことは、人間との協調性を考えると重要である。特に直動型パラレルメカニズムは、伸縮型に比べてあまり知られていないため、その運動を分かり易く説明する必要がある。この課題には、本論文では、直動型パラレルメカニズムの運動学原理を整理し、視覚情報によってわかりやすくするためにシミュレーションソフトの開発を行うことで対応する。

次に、先行事例を参考に、直動型パラレルメカニズムの産業応用の状況を調べる。表2-3は、産業界で多自由度運動が望まれる代表的な作業と、その作業に要求される特性を定性的ではあるが整理したものである。これらの作業の適用実績は、可動領域の大きさが重要な1~3の作業は多関節型シリアル機構で、高精度が要求される4~6の作業は直交型シリアル機構で実現されている。7~10の作業については、市場は大きくないが伸縮型や回転型のパラレルメカニズムの適用例が多い。11~14の作業は、潜在需要はあると思われるが多自由度機構の適応はほとんど見られない。表2-3から読みとれることは、第1章で記述したように、パラレルメカニズムは、直交型や多関節型などのシリアルメカニズムが得意とする分野に適応するのではなく、パラレルメカニズムが本来持っている特徴を生かした分野に適応するべきであるということである。

ここで、表中の7~14の作業について注目すると、多くの需要があるにもかかわらず既存のシリアルメカニズム（多関節型や直交型など）の適用が少ない。これは、シリアルメカニズムが精度や出力などの作業要求仕様が満たせなかつたため、と思われる。しかしながら、これらの作業は可動領域がそれほど要求されなくても精度や出力が要求されるなど直動型パラレルメカニズムに向いた作業仕様と考えられる。よって、本研究では、まず直動型パラレルメカニズムを多自由度マニピュレータとして組立作業に適応することを試み、更にマニピュレータ以外の産業機器として、多自由度振動発生装置と、微細作業デバイスへの適応を試みる。

ところで、直動型に限らずパラレルメカニズム全般において、制御系の研究は、機構解析や機構最適化の研究報告に比べあまり多くはない[77]~[81]。これらは、パラレルメカニズムが以下の実用的面でのメリットをもっているためと推測できる。

- (1) エンドエフェクタの姿勢が決まれば逆運動学が一意に計算できるため、エンドエフェクタ軌道に基づくアクチュエータ制御量計算が容易にできる。
- (2) エンドエフェクタを複数のリンクで保持する機構は、それそのものの剛性が高いため、通常のPID制御でも実用に十分な精度が得られる。
- (3) 動力学計算がきわめて困難なため、計算コストパフォーマンスが良くない

本論文においても、これらの理由で制御に関する研究課題は特にとりあげない。また、近年ではキャリブレーション手法の研究[82]~[86]も盛んであるが、本論文ではこれも課題にはしていない。

Table.2-3 Multiple-DOF Work and Applied Mechanisms

No.	作業	動作領域	要求精度	要求出力	動作形態	相互作用	適用実績
1	溶接	大	低	小	静	有	多関節型シリアル
2	搬送/移載	大	低	大	動	無	多関節型シリアル 回転型パラレル
3	脱着	大	高	小	静	有	多関節型シリアル
4	測定	大	高	小	静	無	直交型シリアル
5	放電	小	高	小	静	無	直交型シリアル
6	切削/穿孔	大	高	大	動	有	直交型シリアル
7	動搖装置	小	低	大	動	無	伸縮型パラレル
8	微細操作	小	高	小	静	有	伸縮型パラレル
9	保持	小	高	大	静	有	伸縮型パラレル
10	触覚提示	小	低	小	動	有	回転型パラレル
11	組立	小	高	大	動	有	未実施
12	プレス	小	低	大	動	有	未実施
13	振動発生	小	高	小	動	無	未実施
14	疲労試験	小	高	大	動	有	未実施

(評価基準)

動作領域：主にマニピュレータの設置面積程度の大きさ

要求精度：主に 0.1mm 程度のオーダー

要求出力：主にマニピュレータ自重程度分の負荷

動作形態：作業時の運動状態（低速運動は、静的とした）

相互作用：ワークとの接触による相互作用の有無

3 章

直動型パラレルメカニズムの運動学解析

3. 1 パラレルメカニズムの運動学の特徴

一般に、シリアルメカニズムでは、アクチュエータの運動量（多関節型の場合は、モータの回転量）とリンクの長さの積に基づき座標変換を行い、この作業をベース側の基準座標から繰り返すことでエンドエフェクタの位置と姿勢（例えばオイラー角）を求めている。これを順運動学変換と呼ぶ。順運動学変換は、シリアルメカニズムでは解析的に求めることができる。しかしながら、実用的には、エンドエフェクタの位置と姿勢を与えたときに、直ちにアクチュエータの制御変位量が求められることが望ましい。これを逆運動学変換と呼ぶ。シリアルメカニズムでは、一般に逆運動学変換が困難であり、Newton-Raphson 法[5]などの繰り返し収束計算を行って求められている。

図 3-1 の構成を持つパラレルメカニズムの場合、逆運動学変換が解析的に求められることが知られている。パラレルメカニズムの逆運動学計算は、基準座標上でエンドエフェクタの位置と姿勢を与えた時、並列に配置されたそれぞれの対偶間の関節変位、即ちリンクの両端間の距離を求める計算となる。また、入力節と出力節の運動の関係は、単位時間当たりの移動量の関係、即ち微小運動の関係はヤコビ行列を用いて記述するが解析に都合が良い。よって、まず出力節の変位を求める逆運動学を求め、次にこれを時間微分し、入出力対偶間の速度関係を表す微小運動学を求める。この時、ヤコビ行列を用いれば、静的な力の釣り合いの関係が、仮想仕事の原理により導くことができる。

本章では、直動型パラレルメカニズムについて、これらの一連の静的な運動学解析を直動アクチュエータの配置方式に関わらない一般的な表現で記述する。また、機構設計上、大きな問題である特異点や、機構干渉点について考察を行い、それらからの回避方法などを検討する。

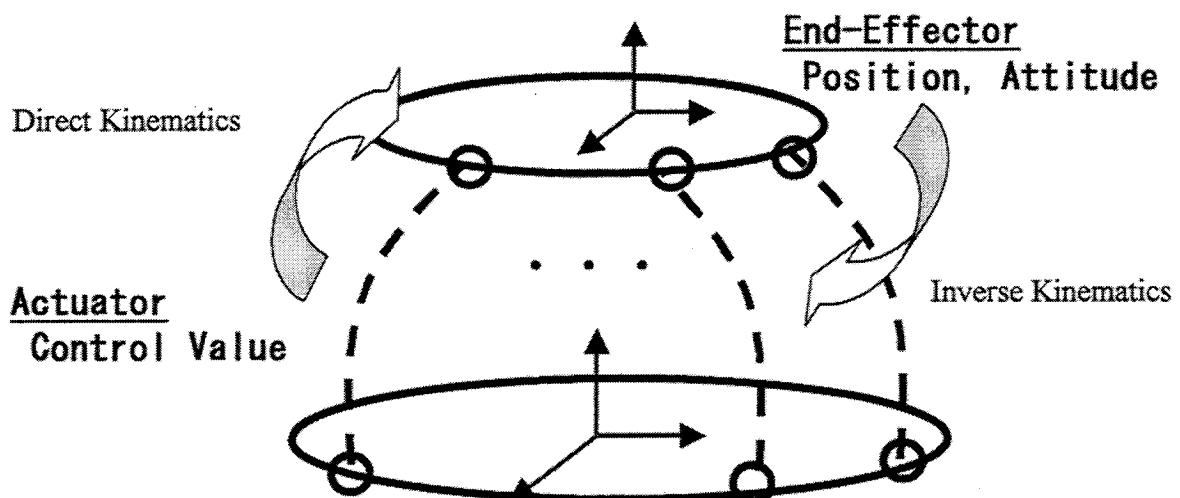


Fig.3-1 Kinematics of Parallel Mechanism

3. 2 直動型パラレルメカニズムの一般解法

3.2.1 運動学に使用する記号の定義

本章では、本論文の中心課題である直動型パラレルメカニズムの運動学について、最も代表的な機構である 6 自由度機構の解法を示す。Fig.3.1.2, 表 3.1.1 にその幾何関係を示す。

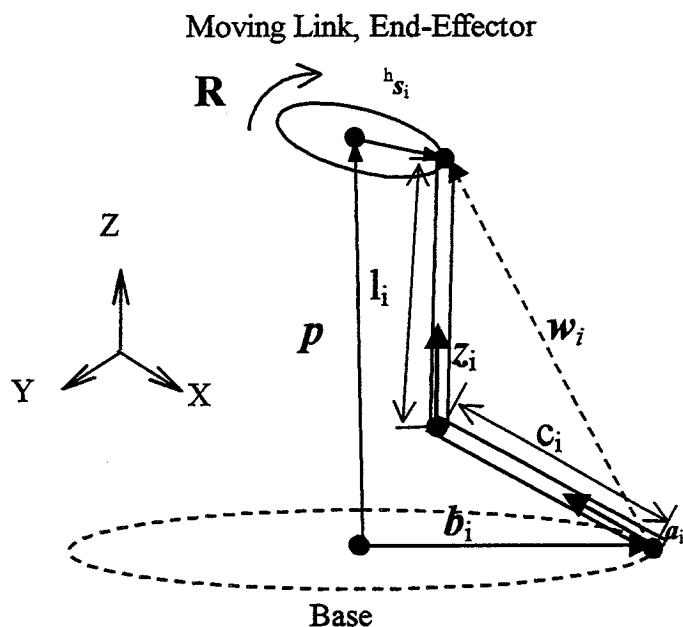


Fig.3-2 Geometry

Table 3-1 Symbols of Kinematics

p	Position Vector of the End-Effector Center in the Base Frame	Input
R	Rotation Matrix from the Moving Frame to the Base Frame	Input
h_s_i	Position Vector of an End-Effector Joint i in the Hand Frame	Constant
b_i	Position Vector of a Base Joint i in the Base Frame	Constant
a_i	Unit Vector of the Actuated Link i	Table 3-2
c_i	Length of the Actuated Link i	Table 3-2
z_i	Unit Vector of the Connecting link i	Table 3-2
l_i	Length of the Connecting link i	Table 3-2

Base Frame: Fixed Frame on the Base

Hand Frame: Moving Link Frame Fixed on the End-Effector Center

3.2.2 逆運動学

エンドエフェクタの位置ベクトル $p = (x, y, z)^T$, 姿勢 R (例えばオイラー角) とすると、図 3-2において、対応するベースとエンドエフェクタの対偶点を結ぶ関係から、その関係は式(1)で表される。

$$p + R^h s_i - b_i = c_i a_i + l_i z_i \quad (1)$$

運動学では、制御量を入力値の関数として表したいため、 c_i を w_i の関数として表したい。そこで、未知数である z_i を消去するため、式(1)左辺を w_i とおき、整理し式(2)とする。ここで、 w_i はエンドエフェクタの位置と姿勢を決めた時、一意に決まるベクトル量である。

$$l_i z_i = c_i a_i - w_i \quad (2)$$

ここで、両辺を 2乗すると式(3)が得られ、単位ベクトルの自乗を整理すると式(4)になる。

$$l_i^2 (z_i^T \cdot z_i) = c_i^2 (a_i^T \cdot a_i) + (w_i^T \cdot w_i) - 2c_i w_i^T \cdot a_i \quad (3)$$

$$c_i^2 - 2c_i w_i^T \cdot a_i + (w_i^T \cdot w_i)^2 - l_i^2 = 0 \quad (4)$$

但し、 $z_i^T \cdot z_i = 1$, $a_i^T \cdot a_i = 1$

式(4)は、アクチュエータ制御量 c_i についての 2 次式であるので、2 次式方程式の解の公式より、アクチュエータ制御量 c_i は、式(5)で表される。

$$c_i = (w_i^T \cdot a_i) \pm ((w_i^T \cdot a_i)^2 - w_i^T \cdot w_i + l_i^2)^{1/2} \quad (5)$$

式(5)は 2 つの逆運動学解を持つが、機構の逆運動学が成立するかどうかは、第 2 項の判別式に基づき決定される。この値が 2 つ以上の解を持ち、全軸とも 0 以上かつ直動アクチュエータの有効ストローク長さ以下の場合に、運動学は成立する。解は 2 つあるが、エンドエフェクタ位置とアクチュエータの配置位置、及び座表系の取り方で変わる。本報中では、用いた幾何関係より式(2)中の第 2 項は、負側を用いる。なお、第 2 章で示したようにパラレルメカニズムは、能動対偶の駆動形態により区分できる。しかし、これらの逆運動学式は、いずれもベース側とエンド側の対偶の位置関係を求めるこことであり、本解法はパラメータを表 3-2、図 3-3 のように取り扱うことでのいずれ形式にも対応できる。新井は、文献[87]において、これらの運動学が統一的に扱えることを示している。

Table 3-2 Inverse Kinematics of each Parallel Mechanism

	a_i	c_i	z_i	l_i	Note
Telescopic	Variable (= z_i)	Operation	Variable	Constant	
Rotary	Operation	Constant	Variable	Constant	a_i is a function of θ_i
Linear	Constant	Operation	Variable	Constant	

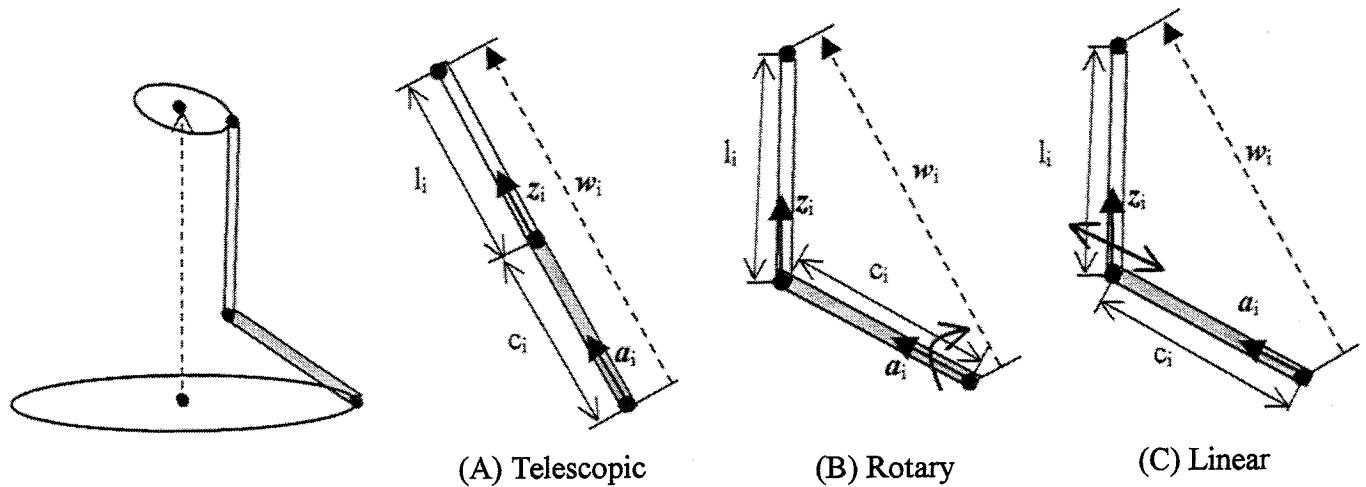


Fig.3-3 Geometries of Parallel Mechanisms

3.2.3 微小運動学

次に、微小運動学としてアクチュエータとエンドエフェクタとの微小運動の関係を示す。式(1)の両辺を微分すると下記式(6)を得る。

$$\delta p + \delta R^h s_i + R \delta^h s_i - \delta b_i = \delta c_i a_i + c_i \delta a_i + \delta l_i z_i + l_i \delta z_i \quad (6)$$

ここで、式(6)の左辺 3 項、4 項、および右辺 2 項、3 項は機構各部の誤差成分や定数項であり、微小運動学では考慮しないこととする。即ち、 $\delta^h s_i = \delta b_i = \delta l_i = \delta a_i = 0$ である。式(6)の両辺に z_i で内積をとり整理すると下記式(7)を得る。

$$\mathbf{z}_i^T \cdot \delta p + (\mathbf{R}^h \mathbf{s}_i \times \mathbf{z}_i) \cdot \delta Q = \mathbf{z}_i^T \cdot \mathbf{a}_i \delta c_i \quad (7)$$

但し、 $\mathbf{z}_i^T \cdot \delta \mathbf{z}_i = 0$

ここで、ハンド座標系は θ で回転しているため、次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \delta \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i &= \mathbf{R}_{\delta \Omega} \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -\delta \Omega z & \delta \Omega y \\ \delta \Omega z & 0 & -\delta \Omega x \\ -\delta \Omega y & \delta \Omega x & 0 \end{bmatrix} \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i \\ &= \delta \Omega \times \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i \quad (\times: \text{外積}) \end{aligned} \quad (8)$$

よって、式(7)左辺第2項については式(9)のように整理する。

$$\mathbf{z}_i^T \cdot \delta \mathbf{R}^h \mathbf{s}_i = \mathbf{z}_i^T \cdot (\delta \boldsymbol{\Omega} \times (\mathbf{R}^h \mathbf{s}_i)) = (\mathbf{R}^h \mathbf{s}_i \times \mathbf{z}_i) \cdot \delta \boldsymbol{\Omega} \quad (\times \text{はベクトル積}) \quad (9)$$

上記式(9)は、ヤコビ行列を用い式(10)のように表現できる。この式はアクチュエータとエンドエフ

エクタとの微小運動の関係を示す。但し、エンドエフェクタの微小変位は、 $\delta e = (\delta p^T \ \delta Q^T)^T$ とする。この時、 δp はエンドエフェクタの微小並進運動、 δQ はエンドエフェクタの微小回転運動を意味する。

$$J_1 \delta e = J_2 \delta c \quad (10)$$

但し、 δe ：エンドエフェクタ微小運動 $(\delta p^T \ \delta Q^T)^T$

δc ：アクチュエータ微小運動 $(c_1 \dots c_6)^T$

$$J_1 = \begin{pmatrix} z_1^T & (\mathbf{R}^h s_1 \times z_1)^T \\ z_2^T & (\mathbf{R}^h s_2 \times z_2)^T \\ z_3^T & (\mathbf{R}^h s_3 \times z_3)^T \\ z_4^T & (\mathbf{R}^h s_4 \times z_4)^T \\ z_5^T & (\mathbf{R}^h s_5 \times z_5)^T \\ z_6^T & (\mathbf{R}^h s_6 \times z_6)^T \end{pmatrix}$$

$$J_2 = \begin{pmatrix} z_1^T a_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z_2^T a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_3^T a_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_4^T a_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & z_5^T a_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & z_6^T a_6 \end{pmatrix}$$

本微小運動学は、逆運動学解法と同様に、伸縮型、回転型についても適応できる。その場合のまた、 J_2 は下表に示す。但し、diag は対角行列を意味する。

Table 3-3 Differential Kinematics of each Parallel Mechanism

	Right Side of Formula	J_2	δc
(A) Telescopic	$\delta c_i (=z_i a_i \delta c_i)$	Unit vector ($z_i = a_i$)	$(\delta c_1, \dots, \delta c_6)$
(B) Rotary	$c_i z_i (\partial a_i / \partial \theta_i) \delta \theta_i$	diag ($c_i z_i (\partial a_i / \partial \theta_i)$)	$(\delta \theta_1, \dots, \delta \theta_6)$
(C) Linear	$z_i a_i \delta c_i$	diag ($z_i a_i$)	$(\delta c_1, \dots, \delta c_6)$

* θ_i : Rotational Angle, $\delta a_i = (\partial a_i / \partial \theta_i) \delta \theta_i$

3.2.4 空間並進 3 自由度パラレルメカニズムの運動学

以上は、代表的な 6 自由度の場合の運動学式であるが、“DELTA”[53]のように、ジョイントに運動の制限を加えて得られる空間並進 3 自由度直動型パラレルメカニズムにおいても以下で計算できる。

3 自由度機構の一般運動学は式(11)で表される。

$$p^+ h s_i - b_i = c_i a_i + l_i z_i \quad (11)$$

6自由度運動と同様の手法で、式(13)の左辺を w_i とおき整理すると、入力節の制御量 c_i は式(12)で示される。但し、第2項は負側を選択する。

$$c_i = \mathbf{a}_i^T \cdot \mathbf{w}_i \pm ((\mathbf{a}_i^T \cdot \mathbf{w}_i)^2 - w_i^2 + l_i^2)^{1/2} \quad (12)$$

また、微小運動学の解法は以下である。まず、式(11)の両辺を微分し式(13)を得る。

$$\delta p + \delta^h s_i - \delta b_i = \mathbf{a}_i \delta c_i + c_i \delta \mathbf{a}_i + \delta l_i z_i + l_i \delta z_i \quad (13)$$

但し、 $\delta^h s_i$ 、 δb_i 、 δl_i は定数のため、 $\delta \mathbf{a}_i$ は固定された単位ベクトルのため、それぞれ 0 とする。式(13)の両辺に z_i で内積をとり整理すると式(14)を得る。

$$z_i \cdot \delta p = z_i \cdot \mathbf{a}_i \delta c_i \quad \text{但し, } z_i \cdot \delta z_i = 0 \quad (14)$$

式(15)は、式(14)をヤコビ行列表現にしたものである。

$$J_1 \delta e = J_2 \delta c \quad (15)$$

但し、 δe : 出力節微小運動 $\{\delta x \ \delta y \ \delta z\}^T (= \delta p^T)$
 δc : 入力節微小運動 $\{c_1 \ c_2 \ c_3\}^T$

$$J_1 = \begin{bmatrix} z_{1X} & z_{1Y} & z_{1Z} \\ z_{2X} & z_{2Y} & z_{2Z} \\ z_{3X} & z_{3Y} & z_{3Z} \end{bmatrix}$$

$$J_2 = \begin{bmatrix} z_1^T \mathbf{a}_1 & 0 & 0 \\ 0 & z_2^T \mathbf{a}_2 & 0 \\ 0 & 0 & z_3^T \mathbf{a}_3 \end{bmatrix}$$

3.2.5 静力学

アクチュエータの微小変位 (δc) とエンドエフェクタの微小変位 (δe) の関係は、式(10)で求めたヤコビ行列を用いて式(16)で表される。

$$\delta e = J \delta c \quad (16)$$

$$\text{但し, } J = J_1^{-1} J_2$$

ここで、アクチュエータの微小変位は、速度で表される並進成分 (T) と、角速度で表される回転成分 (R) のそれ次元の違う行列で構成されている。よってヤコビ行列を式(17)のように記述する。

$$J = [J_T^T \ J_R^T]^T \quad (17)$$

アクチュエータでの発生力を $T = (t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6)$, エンドエフェクタでの力とモーメントで構成し $F = (f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z)$ とする。機構全体が力学的に平衡状態にあると仮定して、アクチュエータおよびエンドエフェクタがそれぞれ δc , δe だけ微小運動を行ったとすると、仮想仕事の原理より式(18)が得られる。

$$\delta e^T F = \delta c^T T \quad (18)$$

また、式(16)は式(19)に変形できる。

$$\delta e^T = \delta c^T J^T \quad (19)$$

式(19)を式(18)に代入すると、式(20)(21)(22)が得られる

$$\delta c^T J^T F = \delta c^T T \quad (20)$$

$$J^T F = T \quad (21)$$

$$F = (J^T)^{-1} T \quad (22)$$

3.2.6 順運動学

アクチュエータ制御値からエンドエフェクタの位置姿勢を求める順運動学は、解析的に一意に決めることは困難である。一般に、Newton-Raphson 法[5]を用いた収束計算がよく用いられている。以下に、計算手順の一例を示す。

- (1) 入力値（制御量） c_{imp} を入力する。
- (2) 適当なエンドエフェクタ初期値 p_0 を決めておく。
- (3) 逆運動学で p_0 から制御量 $c_{(n)}$ を求める。
- (4) ここで微小運動学によりヤコビ行列 $J_{(n)}$ を求める。
- (5) 入力値 c_{imp} と $c_{(n)}$ の差 $\Delta c_{(n)}$ をとる。
- (6) $\Delta c_{(n)}$ が規定値以下であれば終了。
- (7) エンドエフェクタ微小変位 $\Delta p_{(n)} = J_{(n)} \cdot \Delta c_{(n)}$ を求める。
- (8) エンドエフェクタ変位 $P_{(n+1)} = P_{(n)} + \Delta p_{(n)}$ とする
- (9) (3)に戻る。

順運動学を計算する上で注意する点は、初期値の設定である。この値が入力値からかけ離れた値となってしまった場合、収束計算が途中で発散してしまうことがあった。また、実機構では、ボールジョイントの加工精度が機構全体の精度限界になる場合が多い。これは、 10^{-3} (mm) オーダーであることが多い。よって、実際の機構を対象に解析するときは、 $\Delta c_{(n)}$ の規定値を 10^{-4} (mm) 程度に設定すれば十分な場合が多い。

3. 3 特異点の解析

3.3.1 パラレルメカニズムの特異点

機構の特異点は、多自由度運動機構において力学的な性質が大きく変化する位置や姿勢である。これは、入出力節の微小運動関係を表すヤコビ行列 J の rank が落ちた状態、即ち $\det J=0$ となるような状態の位置姿勢である。例えば、腕が伸びきった状態の垂直多関節型ロボットなどがこれに該当することが知られている。

パラレルメカニズムにおいても、その可動領域内に特異点が存在することが知られ、伸縮型については既に多くの研究[23][88]～[95]がなされており、直動型においても同様の特異点が発生すると考えられる。パラレルメカニズムの特異点は、式(10)より定性的に求めることができ、ある方向への動きを失う劣可動特異点(Under Singularity)特異点と、ある方向に出力が発生できなくなる過可動特異点(Over Singularity)の2種に分けて考えることができる[23]。なお、一般にシリアル機構では劣可動特異点が多く発生し、過可動特異点はパラレルメカニズムに特有な特異点であることが知られている。

3.3.2 特異点での挙動

ここで、2種の特異点の挙動を、1自由度のてこを例に挙げて解説する。図3-3で示すてこは、入力節と出力節の微小運動をそれぞれ δc , δe とし、支点までの距離をそれぞれ、 l_i , l_o とする。この時、入出力節の幾何関係は、式(23)で表すことができる。

$$l_i \delta e = l_o \delta c \quad (23)$$

ここで、図3-4のように、支点と力点の間を近づけると、即ち l_i が 0 に近づいていく。この時、入力に対する出力運動は次第に大きくなる。更に、 l_i が 0 と一致するところでは、作用点の運動を一定（例えば静止）にしようとした場合、入力に過大な力が要求され制御不能に陥る。この時、この機構は過可動特異点になる。実際の機構では、アクチュエータに無限大のトルクが要求されるため、フィードバック制御が不可能となり機器破損に繋がる恐れがある。この特異点は、機構設計上必ず避けなければならない。

また、図3-5のように、支点と作用点の間を近づけると、即ち l_o が 0 に近づいていく。この時、入力に対する出力運動は次第に小さくなる。更に、 l_o が 0 と一致するところでは、作用点での運動がなくなる。この時、この機構は、劣可動特異点である。実際の機構では、入力節をどれだけ動かしても、出力節では運動が得られない。この特異点では、エンドエフェクタ速度で制御を行っている場合には、無限大の速度の入力指令を要求され制御不能となる。

この式(23)と、パラレルメカニズムの微小運動関係を示す式(10)は、自由度が違うが相似な関係である。よって、多自由度機構の特異点も、これらに従って定性的に解釈をすることができる。

なお、特異点については、第4章において、運動伝達指数及び可操作性指標をもちいた機構評価の中でも取り上げている。また、第5章においてシミュレーションソフトに反映させ、第6章においては、具体的に開発した垂直直動型パラレルメカニズムについて解析、評価し、回避方法について述べている。更に、第7章では、劣可動特異点を積極的に活用した微細作業ステージを提案している。

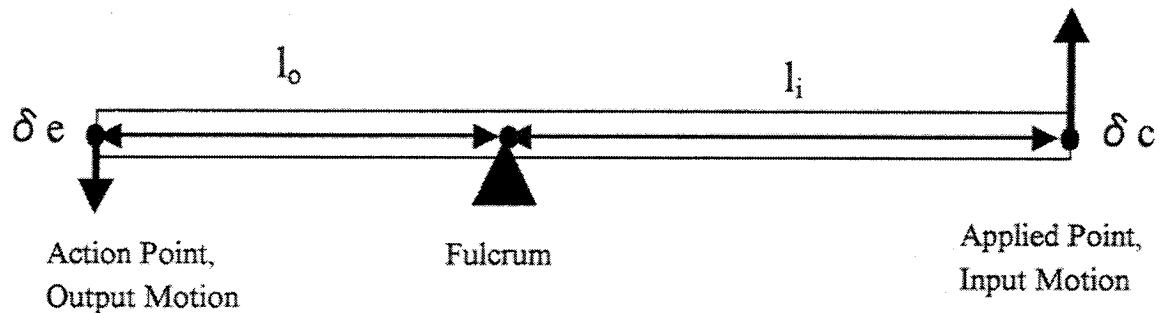


Fig. 3-3 Lever Model

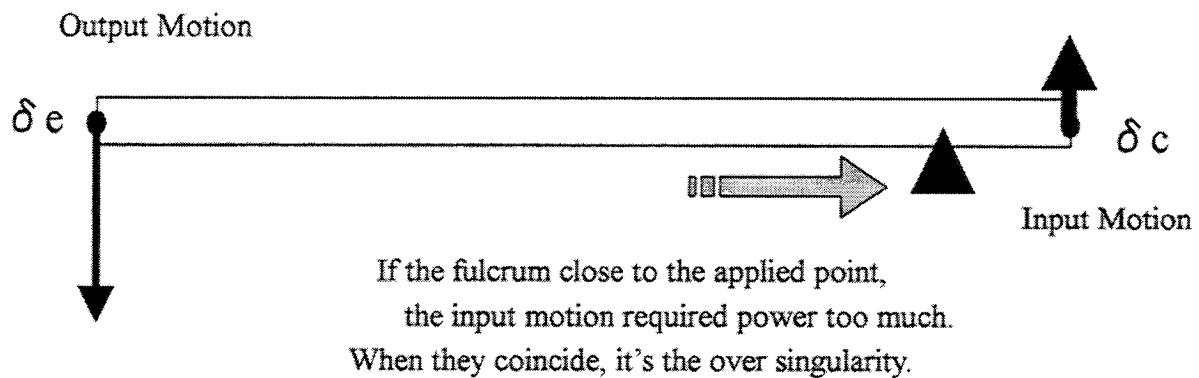


Fig. 3-4 Over Singularity

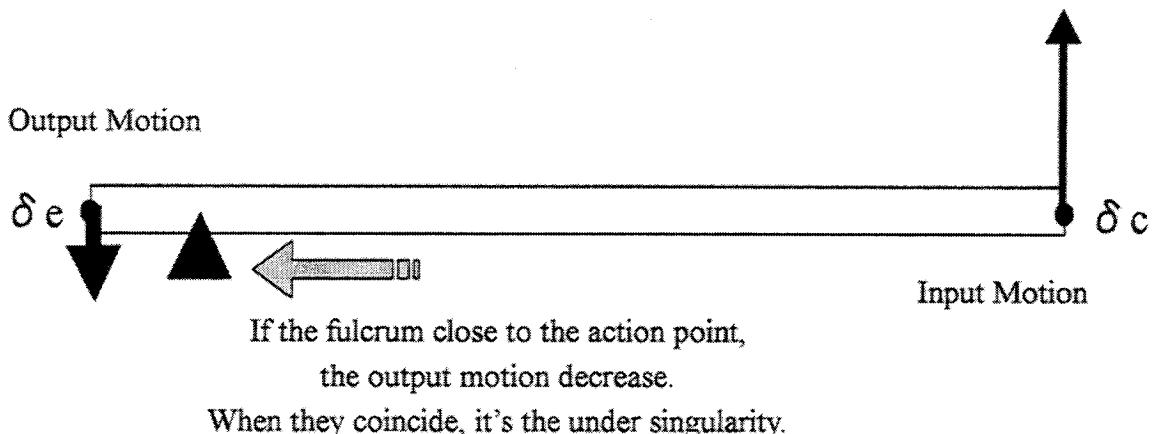


Fig. 3-5 Under Singularity

3. 4 機構干渉の解析

3.4.1 機構干渉の種類

直動型パラレルメカニズムでは、エンドエフェクタに姿勢変化を与えた時、可動領域内において機構部品間の干渉が生じる場合がある。伸縮型については、既に回避方法が示されている[96]。

直動型パラレルメカニズムの機構の干渉は、次の3通りの形態に区分できる。ここでは、それぞれの干渉形態について説明し、これらの干渉から回避する条件を検討する。

- (1) アクチュエータ部と連結ロッドの干渉（図3-6.a）
- (2) 隣り合った連結ロッド同士の干渉（図3-6.b）
- (3) 連結ロッドとエンドエフェクタの干渉（図3-6.c）

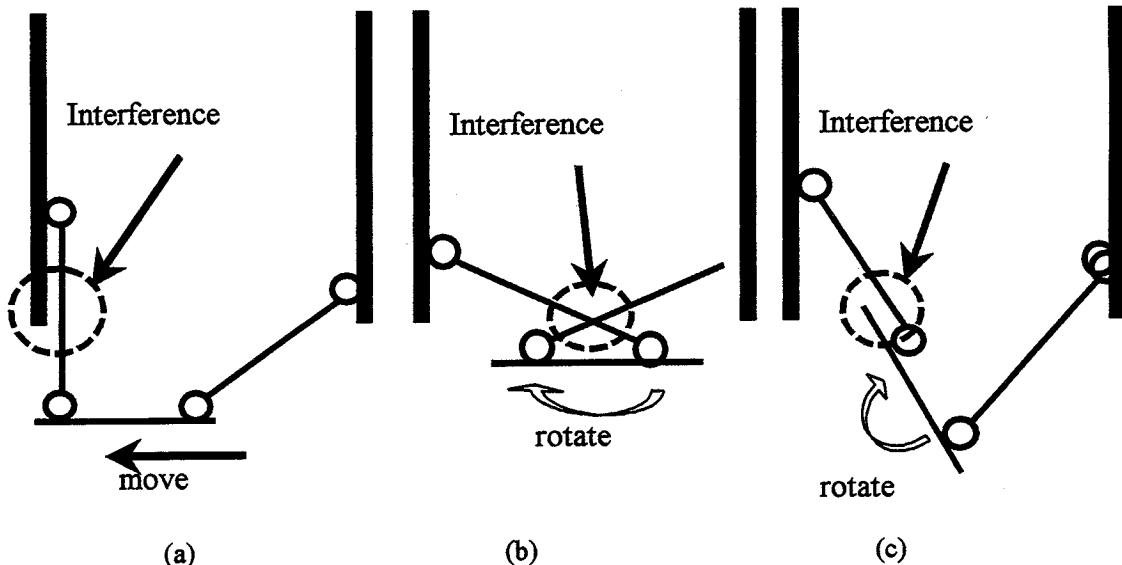


Fig. 3-6 Types of Interference

3.4.2 干渉の回避

図3-6(a)に示すようなアクチュエータ部と連結ロッドの干渉は、エンドエフェクタの並進移動または回転運動により発生する。これを回避するには、アクチュエータと連結ロッドの方向ベクトルを考え、それらのなす角が一定の大きさ以上であることを全軸について監視すればよい。

特に、垂直に配置した垂直直動型の場合は、すべてのエンドエフェクタジョイント $p+R^h s_i$ の x, y 成分がベース基準円内にある条件を考慮すればよいため、式(24)で容易に管理できる。

$$(p+R^h s_i)_x^2 + (p+R^h s_i)_y^2 \leq |b_i|^2 \quad (24)$$

図3-6(b)に示すような隣り合った連結ロッドの干渉は、主にエンドエフェクタの z 軸周りの回転により発生する。これを回避するには、隣り合った連結ロッド i, j の共通垂線が、同時に連結ロッド上に存在していないか、もしくは、その間の距離 k が連結ロッド直径 L_d より大きい条件を考慮すればよい。

図 3-7 は、隣り合った連結ロッドの位置関係を示したものである。 l_i , l_j は、連結ロッド i,j の長さを表し、 p_i , p_j は共通垂線の発生位置を表している。図より明らかのように、 $0 < p_i < l_i$ と $0 < p_j < l_j$ を同時に満たさないか、もしくは、満たした場合には k が連結ロッド直径 l_d より大きければ干渉は回避できる。

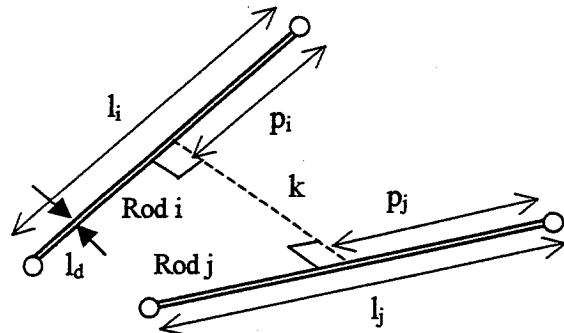


Fig. 3-7 Common Perpendicular of Connecting Rods

図 3-6(c)に示すような連結ロッドとエンドエフェクタの干渉は、主に x, y 軸周りの回転により発生する。これを回避するには、図 3-8 に示すように、エンドエフェクタの法線単位ベクトル e_p とすべての連結ロッドの単位ベクトル z_i のなす角が $\pi/2$ 以下、すなわち内積が正であることを考慮すればよい。回避式は、式(25)で表現できる。

$$(e_p \cdot z_1 > 0) \cap \dots \cap (e_p \cdot z_6 > 0) \quad (25)$$

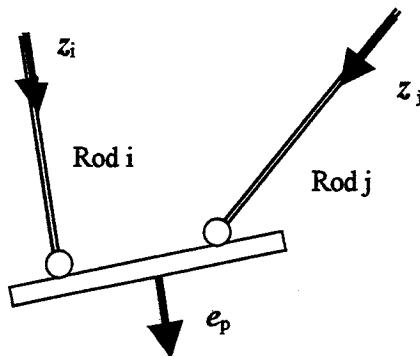


Fig. 3-8 Interference between Connecting Rods and End-Effector

第4章 直動型パラレルメカニズムの機構評価

4. 1 機構評価の目的と手法

4.1.1 評価の目的

直動型パラレルメカニズムは、シリアルメカニズムとは相反する特性を持ち高出力・高精度な作業への応用が期待されているものの、現実にはその利用は進んでいない。その原因の一つは、目的仕様に応じた機構の選択方法や設計手法が不明確であるためと思われる。

既に発表されている直動型パラレルメカニズムのアクチュエータの配置形態に注目すると、様々な形態があることがわかる[49][73][75][76][97][98]。これらのアクチュエータ配置方法を図4.1に示す。直動型パラレルメカニズムの出力特性は、アクチュエータ配置方法などの設計パラメータの組み合わせにより、大きく変化することが予想されるにもかかわらず、それがどのように影響するかは知られていない。そのため、直動型パラレルメカニズムの設計パラメータの組み合わせと機構特性の関係を明らかにすることが望まれる。

本章では、アクチュエータ配置角度を変えた場合の機構の特性変化について解析する。評価基準は、動作領域、運動伝達指数、それらを総合した総運動伝達指数、既知の可操作性指標、それらを組み合わせて得た独自の可操作性指標を用いる。最後に、それらの結果を総合して、アクチュエータ配置角度の選択について考察を行う。

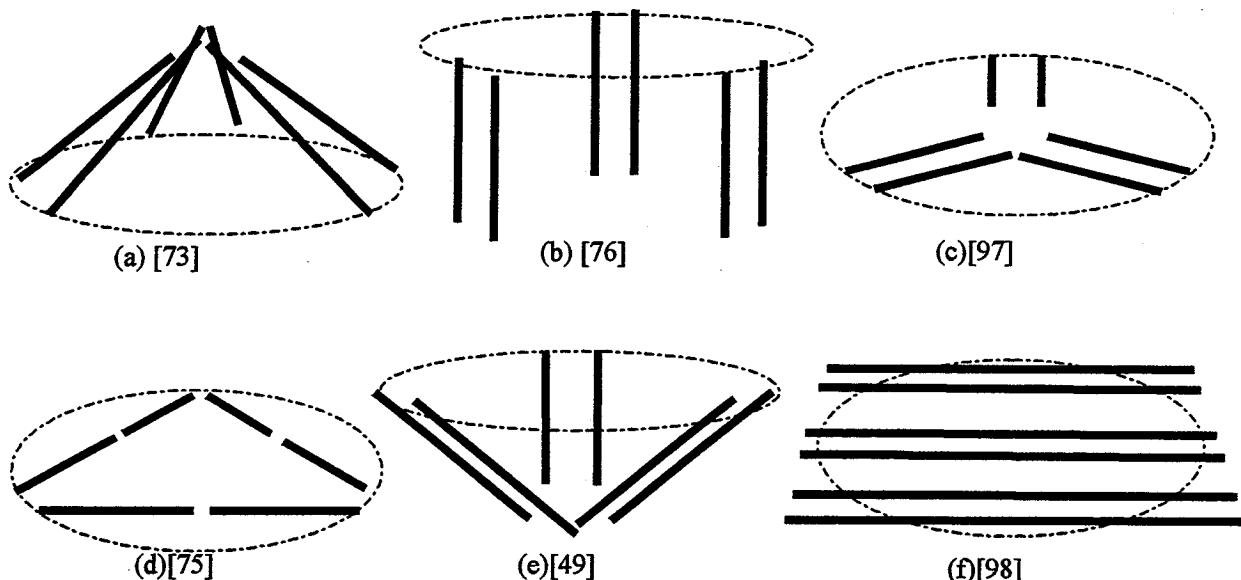


Fig. 4-1 Actuator Arrangements

4.1.2 アクチュエータ配置角度の設定条件

式(10)から分かるように、静的な出力特性に影響を及ぼす要因は、ヤコビ行列を構成する z_i , ${}^h s_i$, a_i の 3 つである。 a_i は、固定された直動アクチュエータの方向を表し、直動型パラレルメカニズムの静力学特性に最も影響を及ぼす設計パラメータである。そこで、本報では、 a_i の違いを中心に出力特性の変化を検討する。しかし、図 2 で示した機構を広く統一的に取り扱うことは困難であるため、本報では、アクチュエータ 2 本 1 組を 120 (deg.) 対称で放射状に配置した直動型パラレルメカニズムを対象にして、直動アクチュエータの配置角度を変えたときの出力特性の変化を調べる。この時、連結ロッドの構成は、フライトシミュレータなどで広く知られた伸縮型を参考に、図 4-2 に示すような 8 面体を基本としてこれを拡張する。 a_i については、図 4-3 のように、XY 方向を原点から放射状に配置された条件に固定し、Z 方向への配置角度を θ (deg.) で表す。角度は、ベース面 (XY 平面) に平行な状態を 0 (deg.) とし、Z 軸に平行な状態を 90 (deg.) とする。

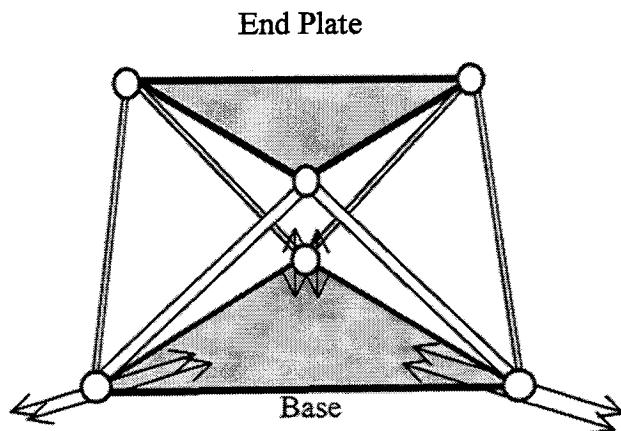


Fig. 4-2 Octahedron Structure for Basic Simulation Model

Table 4-1 Design Parameters for Simulation

Parameter		Ratio/Data
Actuator Angle	θ	0 ~ 90 (deg.)
Base Radius	$ b_i $	1
Actuator Stroke	-	1
End Plate Radius	$ s_i $	0.25-1.00
Connecting Rod Length	l_i	1.00-2.00
Offset Angle	α_e, α_b	0 ~ 30 (deg.)

4.1.3 アクチュエータ配置角度以外の設計パラメータ

z_i は、機構の設計パラメータ（ベース半径、手先半径、連結ロッド長さ、及びオフセット角）及び手先の位置姿勢により決まる。 ${}^b s_i$ の影響は、ここに反映される。ここで、手先半径 $|{}^b s_i|$ 、及び連結ロッド長さ l_i は、ベース半径 $|b_i|$ で正規化して考える。オフセット角 α_e 、 α_b は、図 4-3 に示すような 120 度対称になっているジョイントの配置基準線からのずらし角で、ベースのジョイントとそれに対応する手先側のジョイントの相対的な位置関係に影響するパラメータである。

なお、本報で取り扱う機構の設計パラメータは、 $(|{}^b s_i|/|b_i|, l_i/|b_i|, \text{offset angle}) = (0.25, 1.25, 0)$ 、 $\alpha_e = \alpha_b$ を基準にしている。また、手先の姿勢変化は無いものとし、アクチュエータの有効ストロークは、ベース半径と同じとして計算している。これらの評価条件の概要を図 4-3、表 4-1 にまとめる。実際の計算では、 $|b_i|$ を 400 (mm)として、以降の計算を行っている。

そこで本章では、まず、4.2 章で多自由度運動が要求される作業仕様を整理し、4.3 章で運動伝達指數を用いて、また、4.4 章で可操作性を評価パラメータに用いて、直動型パラレルメカニズムの設計パラメータの違いが機構特性に与える影響について解析する。

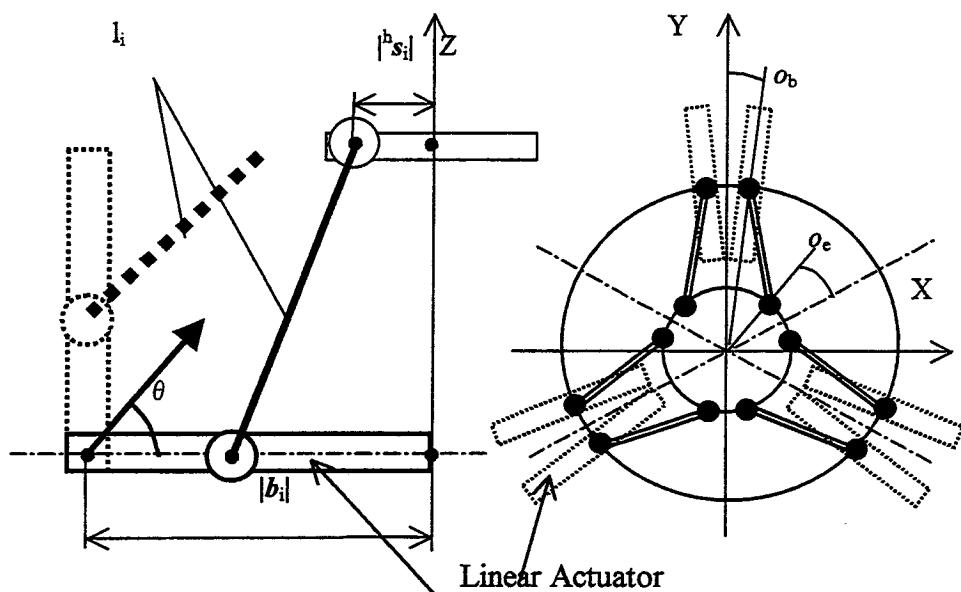


Fig. 4-3 Simulation Condition

4. 2 動作領域による評価

4.2.1 動作領域の定義

既に多くの研究[99]～[101]があるが、本論文においては、アクチュエータの配置角度の違いによる動作領域の変化を調べたいため、それらの違いによらない正規化された基準で評価したい。そこで、本論文においては、動作領域は、単位体積で正規化された手先到達領域とする。具体的な計算方法は、手先座標を適当なピッチ（実際には 10 (mm)）で空間走査した時、逆運動学計算が成立し、アクチュエータの有効ストローク内で解が存在する場合の空間点の合計にピッチ分の単位体積（実際には 1000 (mm³)）を乗じたものとする。更に、ベース半径を一边とする立方体で除して正規化をしたものを作動領域とする。但し、機構部品同士の干渉は、考慮していない。図 4-4 の灰色のきのこ状の形状が一般的な動作領域の形状である。

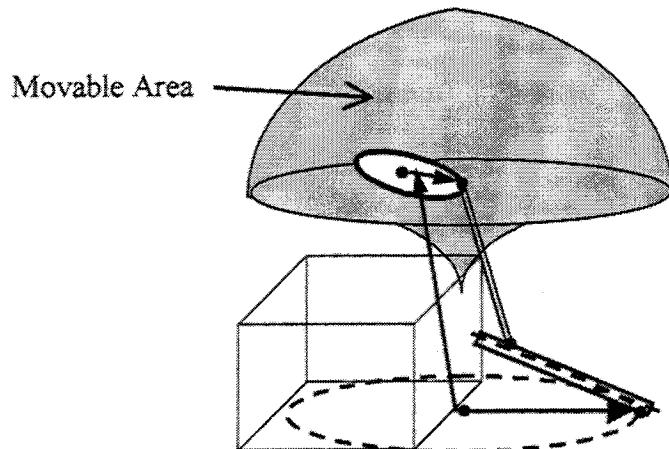


Fig. 4-4 Whole view of Movable Area

4.2.2 動作領域評価のまとめ

図 4-5 は、連結ロッド長さとベース半径の比が 1.414, 1.732, 2 の時のアクチュエータ配置角度と可動領域体積の関係である。図より、アクチュエータの配置角度は、45～55 (deg.) 程度で可動領域の体積がピークになり、また、連結ロッド長さが長くなるほど可動領域が増え、そのピークは大配置角度側に移動していることがわかる。

図 4-6 は、アクチュエータ配置角度が 0, 30, 60, 90 (deg.) の時の可動領域形状を XZ 断面で示したものである。但し、連結ロッド長さ 1.25, 手先半径 0.25, オフセット角 0 (deg.), Z 位置はハンド座標系で示してある。図より、可動領域は、60 (deg.) で最大となり、0 (deg.) では小さな領域しか得られない。

まとめとして、動作領域の形状の特徴は、配置角度が小さいときは X 軸方向に、配置角度が大きいときは Z 軸方向に、すなわちアクチュエータの運動方向と同じ向きに広がっているといえる。また、アクチュエータ配置角によらず領域下限は一定であった。

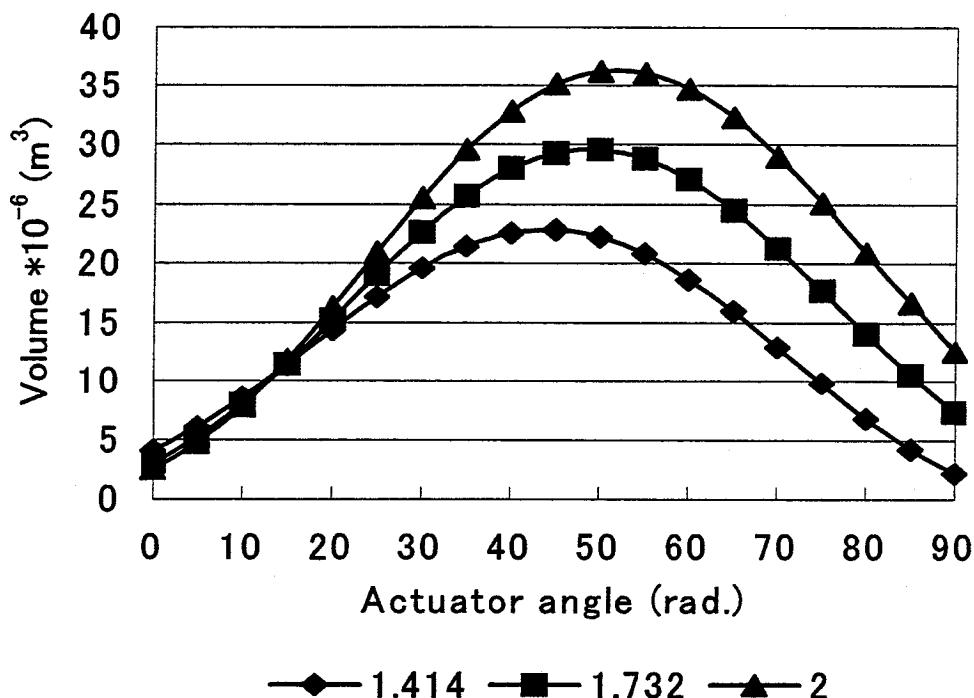


Fig. 4-5 Relationship between Movable Area and Actuator Angle
by Link Length Ratio

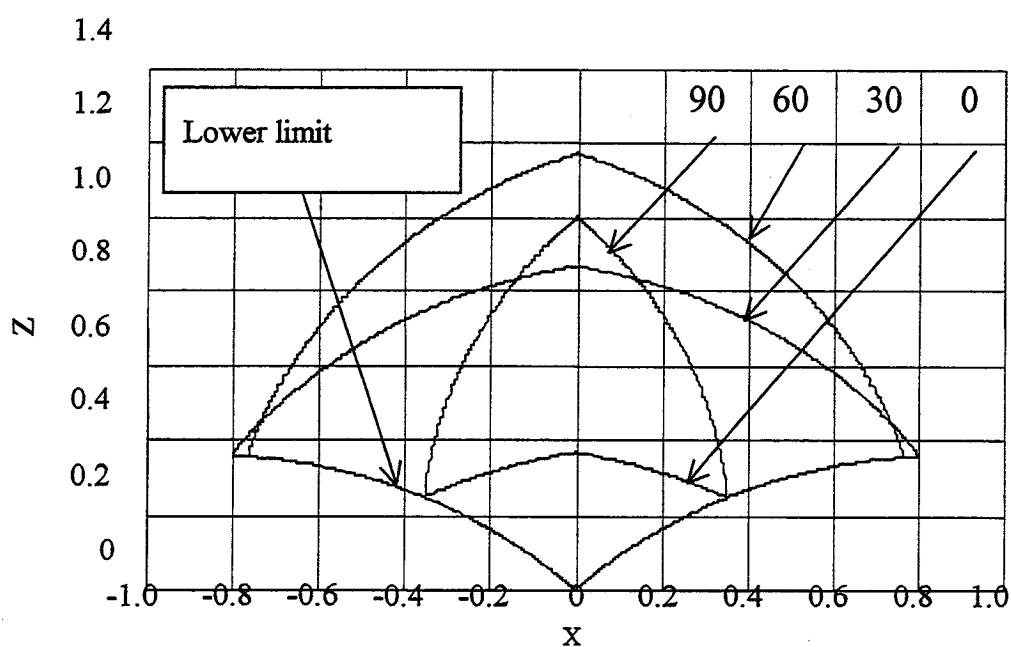


Fig. 4-6 Movable Area at XZ Cross Section
by Actuator Angle

4. 3 運動伝達指数による評価

4.3.1 運動伝達指数の定義

武田の運動伝達指数[102]は、圧力角の考え方を多自由度に拡大した評価値で、手先への運動伝達性を示す評価値である。運動伝達性を表す指標 TI (Transmission Index)は、手先のジョイント i の速度方向と力方向のなす角を α_i としたときの最小 $\cos \alpha_i$ であり、 $TI = 1$ の時、最も運動伝達性が良く、 $TI = 0$ の時、特異な状態である。このように TI は、1~0 の値で評価できるため、他の指標と組み合わせて使用する上で、有効な評価値である。

直動型パラレルメカニズムに適用したこの指標を、図 4-7 に示す。直動型パラレルメカニズムでは、力の伝達方向はリンクの方向ベクトルと同じであり、そのベクトルは z_i である。手先ジョイント i の速度ベクトルは、式(26)で表されるため、式(27)においてアクチュエータ微小変位を 1 軸づつ入力して得ている。

$$v_i = \delta p + \delta \Omega \times {}^b s_i \quad (\times: \text{Vector Product}) \quad (26)$$

$$(\delta p^T \ \delta \Omega^T)^T = J_1^{-1} J_2 \delta c \quad (27)$$

よって、運動伝達指数 TI は、式(28)で表される。

$$TI = \min. (|\cos \alpha_1|, \dots, |\cos \alpha_6|) \quad (28)$$

$$\text{但し}, \cos \alpha_i = v_i \cdot z_i / |v_i| |z_i|$$

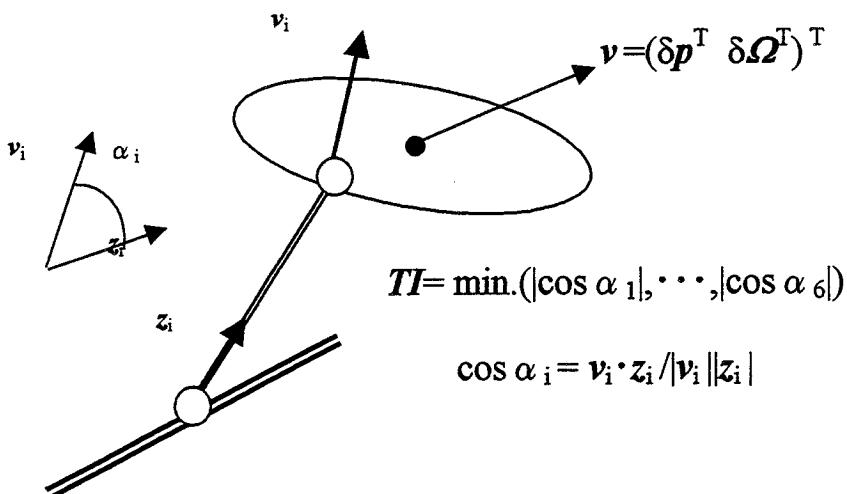


Fig. 4-7 Motion Transmissibility (TI)

4.3.2 運動伝達指数の変化

運動伝達指数は、手先の位置及び姿勢により変化する。図4-8、4-9は、それぞれ $(x,y)=(0,0)$ で Z 位置を変えた場合と、 $(y,z)=(0,0.5)$ で x 位置を変えた場合の TI の変化をアクチュエータ配置角度別に示したものである。但し、姿勢変化は与えず、手先半径0.25、連結ロッド長さ1.25、オフセット角0(deg.)である。図4-8では、最大の TI は、 $\theta=60$ (deg.)、 $Z=0.05$ の時、0.9805であった。図4-8、4-9の横軸は、動作領域の広さを表している。これらの図より、 TI が良く、かつ動作領域も広い条件は、図上方で横軸に大きい場合である。この条件には、アクチュエータ配置角度が75~90(deg)の場合が当てはまる。なお、図4-8において、90(deg.)の場合は、 TI が一定である。これはすべてのアクチュエータの方向ベクトルが、 Z 軸方向と一致しているため、 Z 位置の違いによる特性変化が無いためである。図4-9で、0(deg.)は領域外である。

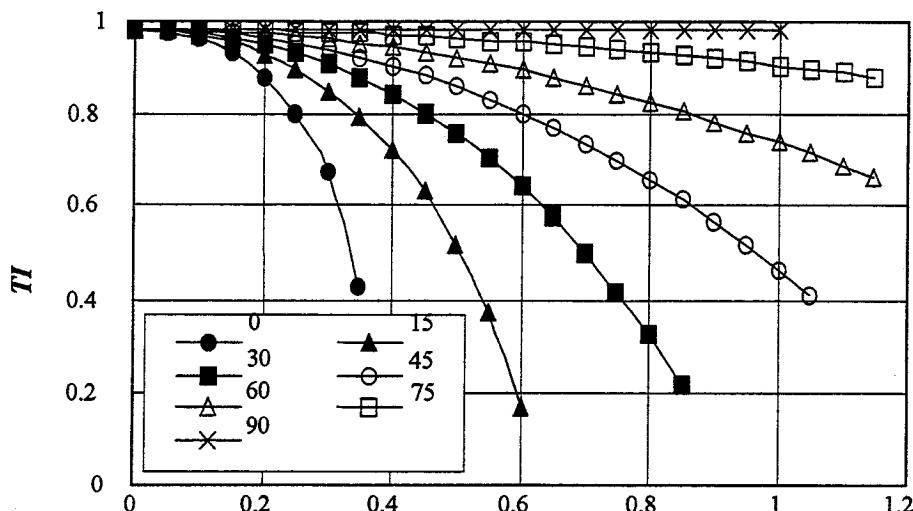


Fig. 4-8 Change in Motion Transmissibility by Z Position,
 $(X, Y, |^h s_i|/|b_i|, l_i/|b_i|, \text{offset})=(0, 0, 0.25, 1.25, 0)$

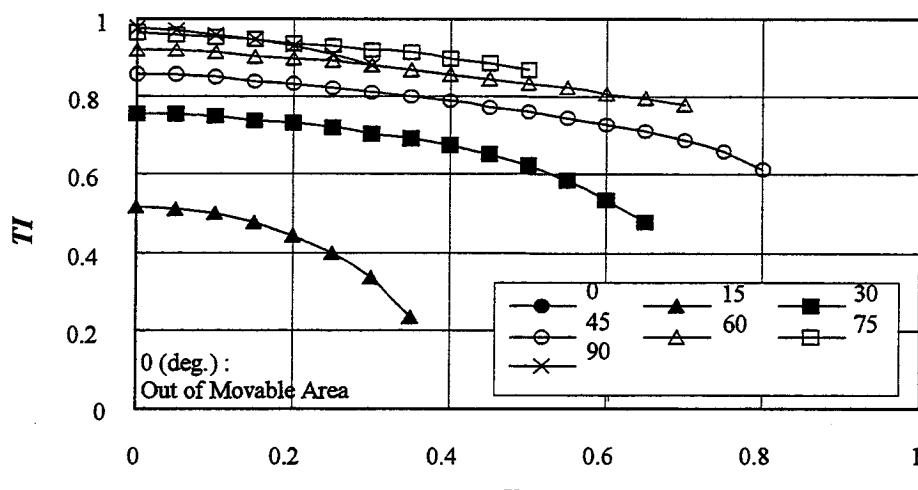


Fig. 4-9 Change in Motion Transmissibility by X Position,
 $(Y, Z, |^h s_i|/|b_i|, l_i/|b_i|, \text{offset})=(0, 0.5, 0.25, 1.25, 0)$

図 4-10 は、アクチュエータ配置角を 60 (deg.)に固定した時、 TI を X-Z 断面で示したものである。但し、連結ロッド長さ 1.25, 手先半径 0.25, オフセット角 0 (deg.)である。

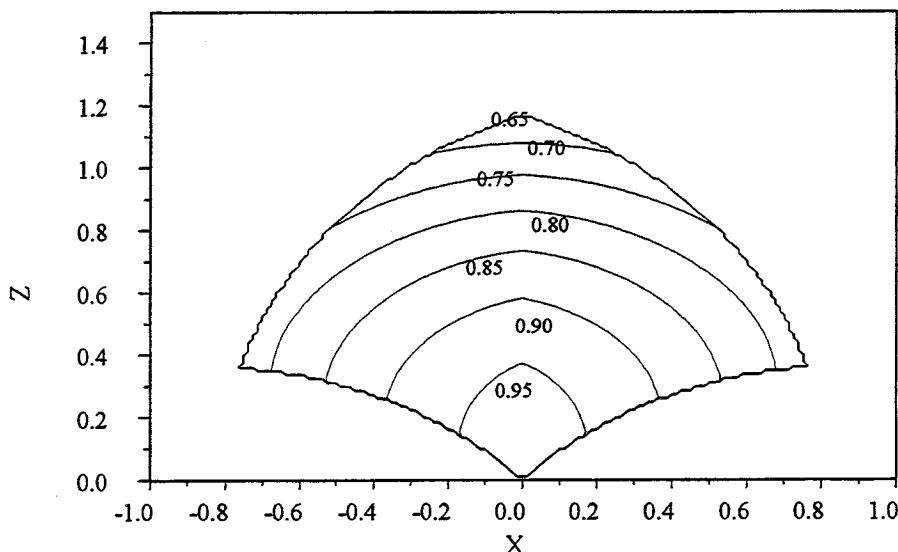


Fig. 4-10 Change in Motion Transmissibility by XZ Cross Section,
 $(\theta, Y, |^b s_i|/|b_i|, l_i/|b_i|, \text{offset}) = (60, 0, 0.25, 1.25, 0)$

4.3.3 総運動伝達指数 (*Total TI*) の提案

ここで、動作領域と運動伝達性を総合する評価指標を考える。本報では、動作領域中の運動伝達性を動作領域全体で合計した総運動伝達指数 *Total TI* を提案する。

具体的な計算方法は、まず手先に姿勢変化を与えない条件で X,Y,Z に走査し、逆運動学が成立する時、逐次運動伝達指数を合計する。次に一辺の長さがベース半径の立方体を単位体積とし、これで除して大きさの違いを正規化する。本報では、この値を *Total TI* として評価値に用いる。これは、式(11)及び図 4-11 に示すように、 TI を動作領域体積で積分したものを意味し、動作領域とその平均 TI の積と同義である。

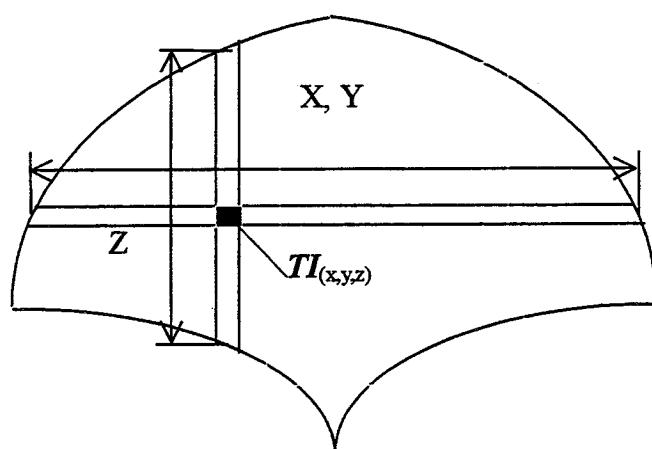


Fig. 4-11 *Total TI*

$$\text{Total } TI = \text{Volume normalized } \sum TI_{(x,y,z)} \quad (29)$$

この指標を用いて、次項以下にアクチュエータ配置角の影響を、これ以外のパラメータの変化が与える影響と同時に調べることとする。

4.3.4 アクチュエータ配置角度以外の設計パラメータ ((1)連結ロッド) の影響

図 4-12 は、連結ロッド長さ別に、アクチュエータ配置角と Total TI の関係を示している。但し、手先半径 0.25, オフセット角 0 (deg.)である。図 4-12 より Total TI は、連結ロッド長さが長いほど大きくなつた。アクチュエータ配置角が、45~60 (deg.)程度の時に Total TI が最大となる。Total TI が最大になる位置は、連結ロッド長さが長くなるほど、アクチュエータ配置角が大きくなる側に移動している。連結ロッドが長いほど Total TI は大きくなっているが、一般に連結ロッドが長い場合、手先で精度が劣化するため、その選択には注意が必要である。

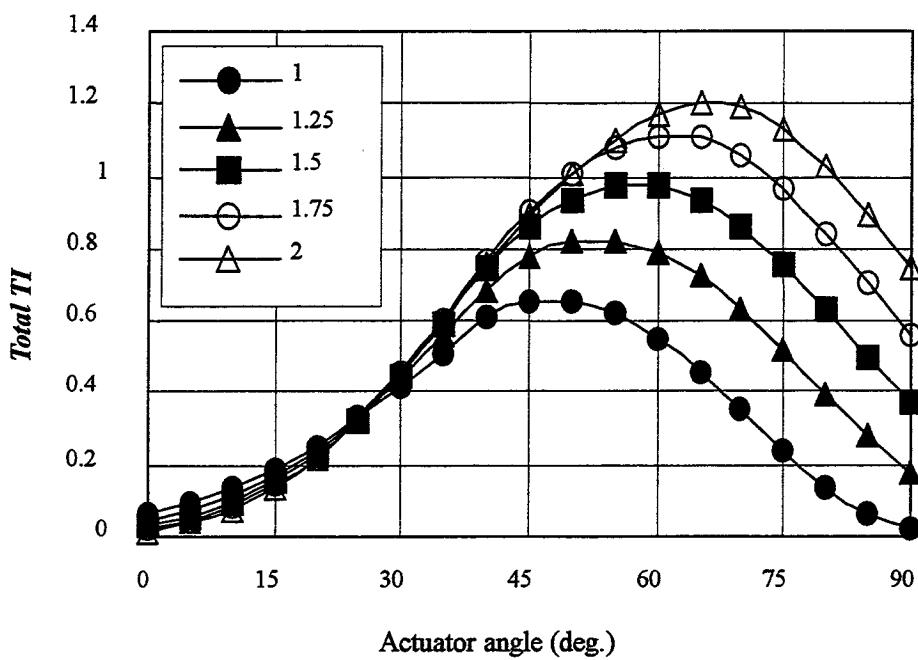


Fig. 4-12 Change in Total TI by Connecting Rod Length,
 $(|{}^h s_i|/|b_i|, \text{offset}) = (0.25, 0)$

4.3.5 アクチュエータ配置角度以外の設計パラメータ ((2)手先半径) の影響

図 4-13 は、手先半径別に、アクチュエータ配置角と Total TI の関係を示している。但し、連結ロッド長さ 1.25, オフセット角 0 (deg.)である。Total TI は、手先半径が小さいほど良好であった。ピークは、アクチュエータ配置角が 45~70 (deg.)の時に発生しているが手先半径が大きいほど、アクチュエータ配置角が大きくなる側に移動している。また、Total TI の値の大きさより、手先半径の違いの影響は、連結ロッド長さの違いの影響に比べて小さい。

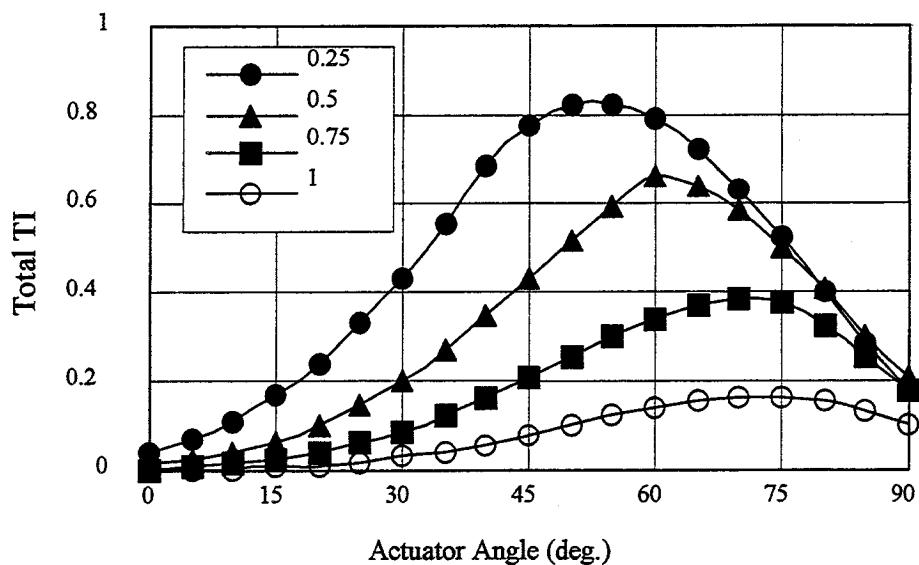


Fig. 4-13 Change in *Total TI* by End Plate,
 $(l_i/b_i, \text{offset}) = (1.25, 0)$

4.3.6 アクチュエータ配置角度以外の設計パラメータ (3)オフセット角 の影響

図 4-14 は、オフセット角別に、アクチュエータ配置角と *Total TI* の関係を示している。但し、連結ロッド長さ 1.25、手先半径 0.25 である。図 4-14 より、オフセット角が小さいほど運動伝達性は良好であった。オフセット角が 30 (deg.) の時は、*Total TI* はすべて 0 となった。この時、機構は、図 4-15 に示すようにすべての連結ロッドの直線が一点で交わるため特異点となり、Z 軸周りに出力を発生できない。よって、アクチュエータを放射状に配置した機構の場合、オフセット角は小さく設定することが望ましい。

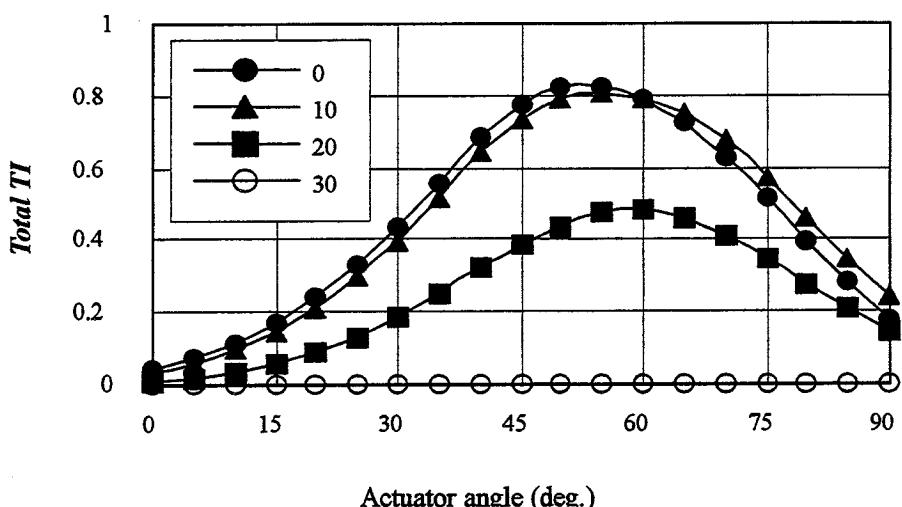


Fig. 4-14 Change in *Total TI* by Offset Angle,
 $(l_i/b_i, l_i/b_i) = (0.25, 1.25)$

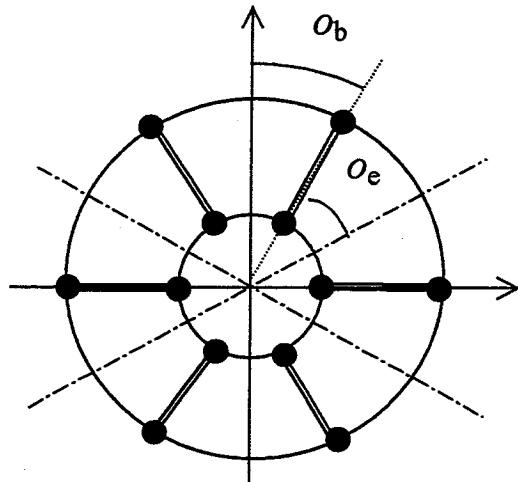


Fig. 4-15 Singularity when the Offset Angle is 30 Degrees

4.3.7 重みを加えた総運動伝達指数の評価

ここまで *Total TI* は、動作領域と *TI* を総合した指標として扱ってきた。しかしこの値は、動作領域が広くて運動伝達性が悪い場合と、動作領域が狭くて運動伝達性が良い場合に同じ値になる恐れがある。そこで、この項では、動作領域と運動伝達性に重みを与える場合を考える。本報では、*TI* が 0 ~1 の値で評価できることを利用して、*TI* の重みを、*TI* を *n* 回乗ることで得るものとし、式(30)に示す。この時 *n* は、*TI* の重み値となる。即ち、動作領域に比較して運動伝達性を重視する場合は、*n* を大きくして評価すれば良い。

$$\text{Total } TI(n) = \text{Volume normalized } \sum (TI_{(x,y,z)})^n \quad (30)$$

図 4-16 は、連結ロッド長さ 1.25、手先半径 0.25、オフセット角 0 の条件で、*n* と *Total TI* の関係をアクチュエータ配置角別に整理したものである。図 4-16 から、動作領域を重視したい時は、*Total TI(0)* として、アクチュエータ配置角は 45(deg.)を選択すべきであり、運動伝達性を重視したい時は、*Total TI(n)* (*n*>6)で結果の良いアクチュエータ配置角 75(deg.)を選択すれば良い。

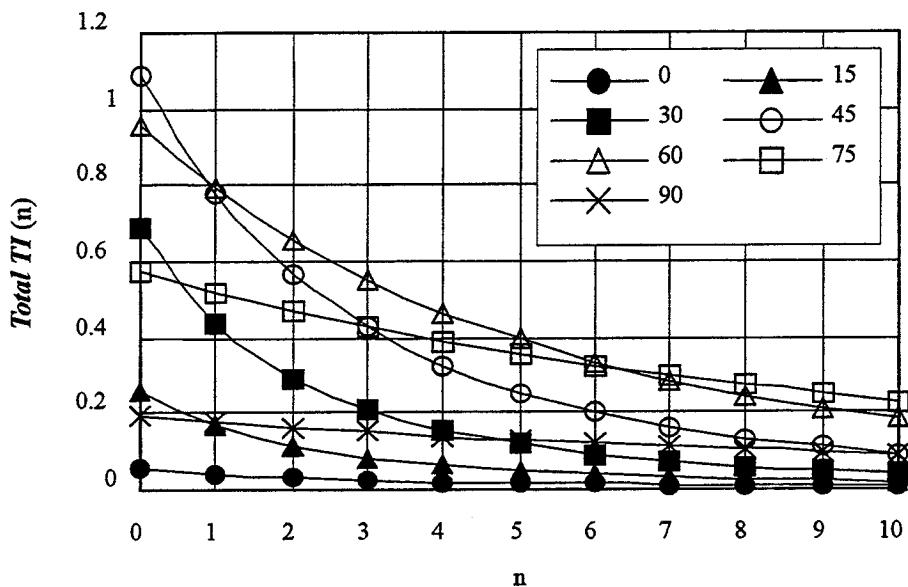


Fig. 4-16 Weighting for *Total TI* by Actuator Angle,
 $(|b_i|/|b_i|, l_i/|b_i|, \text{offset}) = (0.25, 1.25, 0)$

4.3.8 運動伝達指数による機構評価のまとめ

直動アクチュエータを放射状に配置した直動型パラレルメカニズムについて、アクチュエータ配置が TI 特性に及ぼす影響を動作領域、運動伝達指標 TI 及びこれらを統合した総運動伝達指標 $Total TI$ で評価した結果、以下の知見を得た。

- (1) アクチュエータ配置角が 90 (deg.) の時は、Z 軸方向の特性が一定になり、手先の Z 位置に関わらず同じ運動伝達性が得られる。
- (2) TI を動作領域で積分し、ベース半径で正規化した指標として *Total TI*を提案した。この指標を用いて、アクチュエータ配置角の影響を調べたところ、45~75 (deg.)が優れている。
- (3) アクチュエータ配置角以外の設計パラメータの違いが、*Total TI*に与える影響を調べた。連結ロッド長さは長い方が優れ、手先半径は短い方が優れていて、オフセット角は、30 (deg.)の時は特異点になるため、小さい方が望ましいことが判った。
- (4) *Total TI*の計算過程で TI を n 乗することで、 n を運動伝達指標の重み係数として見なすことができる。これによれば、アクチュエータ配置角は、運動伝達性を重視するときは 75 (deg.)が、動作領域を重視するときは 45 (deg.)が優れている。
- (5) しかしながら、本報での計算は、機構部品同士の干渉を考慮していない。アクチュエータ配置角を 60~75 (deg.)を、固定直動軸受けで実現すると、機構干渉の問題が発生する。またシリンダ方式で実現すると、干渉からは回避できるが、リンクに曲げモーメントが発生する。これらを考慮した解析は、今後の課題である。

4. 4 可操作性による評価

4.4.1 可操作性の定義

本論文では、エンドエフェクタでの運動特性を評価する指標として吉川の可操作性指標[103]を用いる。これは、式(16)のヤコビ行列 J を特異値分解して得られる特異値を組合せて、出力節における運動のし易さを示す指標である。吉川により、既にいくつかの指標が示されており、その概念はロボットの運動特性を評価する最も優れた指標の一つとして広く用いられている[23][104]～[107]。

また、可操作性を視覚的に表現する手法として、可操作性橙円体がある。可操作性橙円体は、アクチュエータ空間におけるアクチュエータの微小運動のノルムが 1 以下のとき、即ち $\|\delta c\| \leq 1$ より求まるエンドエフェクタ空間でのエンドエフェクタの微小運動の集合体である。図 4-17 は、入力節のアクチュエータ空間(c space)の微小運動の集合体を、ヤコビ行列の特異値分解によって出力節のエンドエフェクタ空間(e_t , e_r space)に射影された微小運動の集合体を求めるイメージを示したものである。現実の機構では、入力節が出しうる速度の集合空間は二乗ノルムではないため、可操作性は必ずしも正確に実機の運動を反映できるものではないが、よほど極端に等方的でない入力節構成でなければ、実機の機構設計を行う上でも十分利用価値の高い評価手法である。

本論文では、既に吉川により提案されている 4 つ可操作性指標の他に、ヤコビ行列の特異値の物理的意味を参考にして、更に 3 つの可操作性に関する評価指標を提案した。これらを評価基準にして、機構形状の違いによる運動特性の変化を調べ、得られた結果から目的に応じた推奨する設計方法を示す。本報では、まず 4.4.4 項でエンドエフェクタ位置姿勢を一点とした場合の各可操作性の影響を示す。また、エンドエフェクタ位置姿勢や設計パラメータが変化すれば最適な角度条件は変化するものと考えられるため、4.4.5 項でエンドエフェクタ位置の影響を、4.4.6 項でエンドエフェクタ姿勢の影響を、4.4.7 項で連結ロッドの長さの影響を調べる。

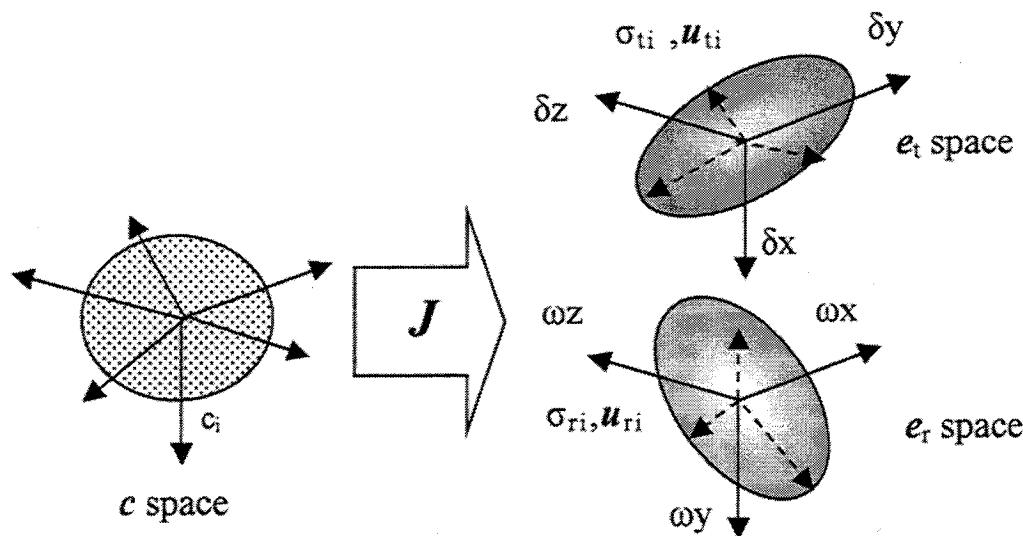


Fig. 4-17 Image of Manipulability Ellipsoids

4.4.2 特異値分解の整理

式(17)で示される入出力の微小運動の関係は、入出力空間における速度の関係と考えられる。この時、エンドエフェクタ速度 δe は並進速度と回転角速度で構成され、アクチュエータ速度 δc は並進速度だけで構成されている。即ち、その変換を行うヤコビ行列は次元の違う並進と回転の 2 種類の成分で構成されている。そこで、ヤコビ行列は、並進成分 t と回転成分 r に分けて式(31)のように記述し、以降の評価に供する[104]。

$$J = [J_t^T_{(6 \times 3)} \quad J_r^T_{(6 \times 3)}]^T_{(6 \times 6)} \quad (31)$$

J_t は、 J_r は、それぞれ特異姿勢以外 ($\text{rank } J_{t,r} = 3$) の時、式(32)のように特異値分解を行うことができる。但し、標記を簡単にするため、 t , r の添え字を省き共通の式を示す。

$$J = U \Sigma V^T \quad (32)$$

$$\text{但し, } U = [u_1 \quad u_2 \quad u_3] \quad U U^T = U^T U = E_3$$

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 & : & \\ 0 & \sigma_2 & 0 & : & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 & : & \end{bmatrix}$$

$(\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \geq 0)$

$$VV^T = V^T V = E_6$$

ここで、 σ_1 , σ_2 , σ_3 は、ヤコビ行列の特異値である。それらは、並進と回転それぞれの可操作性円体の軸半径の長さを示している。また、式(32)中で示す U の列ベクトルは、可操作性円体の主軸の方向を表している。よって、可操作性円体の各軸の半径は、 $\sigma_1 u_1, \sigma_2 u_2, \sigma_3 u_3$ で表される。

4.4.3 可操作性の指標の整理

本報で用いた可操作性の指標を表 4-2 に示す。 $w_{x1} \sim w_{x4}$ は、既に、吉川により提案、整理⁽¹¹⁾されたものである。添字 x は、並進運動 t または、回転運動 r を意味する

w_{x1} は、可操作度を表し、円柱の体積に比例する。自由度が冗長でない機構の場合、これは、ヤコビ行列の行列式の絶対値と同じになる。 w_{x1} に $4\pi/3$ を乗じたものが、円柱体体積である。 w_{x2} は、円柱体の偏平率を表し、エンドエフェクタの運動の等方性を評価する指標である。この指標は、ヤコビ行列の条件数の逆数と同じであり、0~1 (1 が最良、0 が特異点) で表されるため、他の指標と組合せて解析するのに都合が良い。 w_{x3} は、最小保証速度 (または角速度) を示している。この値が 0 に近づくほど特異点に近づいた状態となる。 w_{x4} は、円柱体に等しい球の半径の大きさを表している。

本論文では、更に以下の 3 種の指標を考え、解析に用いる。これらを表 4-2 中に既知の指標と合わせて表記する

(1) 分解能を表す指標

$\|\delta c\| \leq 1$ で得られる可操作性円柱は、アクチュエータの変位をエンドエフェクタの変位に変換

するとも考えられることから、 σ_{x_1} はエンドエフェクタでの分解能を示す指標になると考えられる。分解能は、小さい方が望ましいため、逆数の $1/\sigma_{x_1}$ を w_{x_5} として評価に用いる。この指標は、高分解能なマニピュレータを設計するのに有効である。

(2) 可操作度を考慮した等方性を表す指標

エンドエフェクタの等方性は w_{x_2} で表されるが、いくらこの値が良くても楕円体体積自体が小さい場合、実用的に意味のある機構は得られにくい。そこで、 w_{x_2} と楕円体体積に等しい球の半径を示す w_{x_4} との積を、 w_{x_6} を考える。この指標は、体積の影響を考慮した等方性を表すものと考えることができ、各方向への高速性が必要なマニピュレータの設計などに有効である。

(3) 楕円体の合成偏平率

エンドエフェクタの等方性を重視する場合、並進成分と回転成分を同時に満足したい場合がある。例えば、6 軸振動発生試験機などがある。そのため、並進成分と回転成分を同時に満たす等方性指標として合成偏平率 $w_{t_2} \cdot w_{r_2}$ を考える。これは、 w_{t_2} 、 w_{r_2} は、ともに 0~1 の無次元の比率で表すことができることを利用した指標である。この指標は、6 自由度の等方性設計に有効である。

Table 4-2 Measures of Manipulability

Index	Equation (x: t or r)	Meaning
Manipulability [103]	$w_{x_1} = \sigma_{x_1} \sigma_{x_2} \sigma_{x_3}$	Proportional Ellipsoid Volume
Elliptical Degree [103]	$w_{x_2} = \sigma_{x_3} / \sigma_{x_1}$	Reciprocal Condition Number
Minimum radius of Ellipsoid [103]	$w_{x_3} = \sigma_{x_3}$	Guaranteed Minimum Velocity
Geometric Average [103]	$w_{x_4} = (\sigma_{x_1} \sigma_{x_2} \sigma_{x_3})^{1/3}$	Radius of Equal Volume Sphere with Ellipsoid
Resolution	$w_{x_5} = 1 / \sigma_{x_1}$	Reciprocal maximum Ellipsoid Radius
Elliptical Degree with Volume	$w_{x_6} = w_{x_2} \cdot w_{x_4}$	Volume Considered Condition Number
Synthetics Elliptical Degree	$w_{t_2} \cdot w_{r_2}$	Reciprocal Condition Number with Translation and Rotation Simultaneous

4.4.4 各可操作性指標による評価の比較

エンドエフェクタ位置姿勢を(0, 0, 0.25, 0, 0, 0)に固定した条件において、図4-18は並進成分、図4-19は回転成分にそれぞれ関するアクチュエータ配置角と各可操作性指標の関係である。但し、各可操作性指標はそれぞ絶対値が違うため、指標別に最大値を1とした相対値で示している。両図より、可操作度を表す w_{x1}, w_{x4} は、45-80(deg.)で良いことが判る。120 (deg.)近辺では、 w_{x5} が良い。このことは、アクチュエータの運動が、エンドエフェクタの運動に変換されにくいために、エンドエフェクタの分解能を小さくすることができることを示している。 w_{x6} は、80 (deg.) 前後で優れた結果を得ている。この結果は、既報の運動伝達指数で得られた結果とほぼ同じ傾向であり、ロボットマニピュレータのような使用目的の場合、多方向への高速性が要求されるため、90 (deg.)からやや内側向きにアクチュエータを配置することが適している。

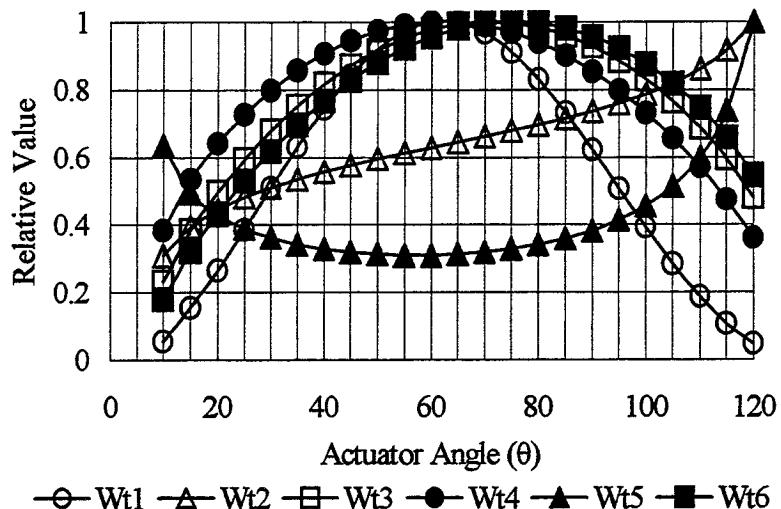


Fig. 4-18 Relation between Translational Manipulability Indices and Actuator Angle

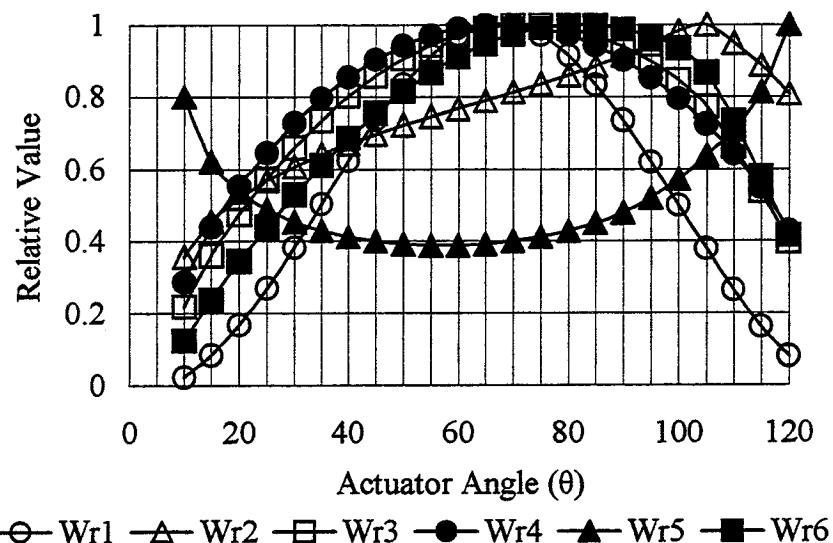


Fig. 4-19 Relation between Rotational Manipulability Indices and Actuator Angle

図 4-20 は、アクチュエータ配置角を 0 (deg.)～ 120 (deg.)まで変えたときの並進成分の可操作性椭円体の様子である。椭円体の体積は、アクチュエータの方向ベクトルと連結リンクの方向が近いほど大きい。この様な機構条件は、エンドエフェクタで高速が要求される仕事に向いている。0 度及び 120 度に近い場合は、椭円体が小さいため、高い分解能を得たい場合や、大きな出力が欲しい作業に向いていることが分かる。

図 4-21 は、アクチュエータ配置角を基準に、原点における w_{t1} と可動領域体積の関係を示す。但し、エンドエフェクタ姿勢は水平状態である。並進成分の椭円体体積は、可動領域の大きさにはほぼ比例していることがわかった。このことから、 w_{t1} から可動領域を推定できる可能性があるといえる。

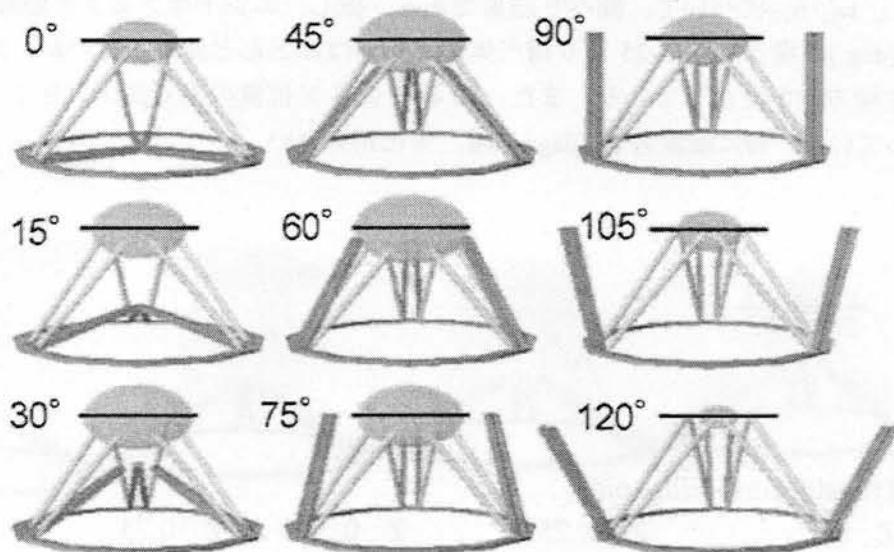


Fig. 4-20 Translational Manipulability Ellipsoid
in the Changing Actuator Angle

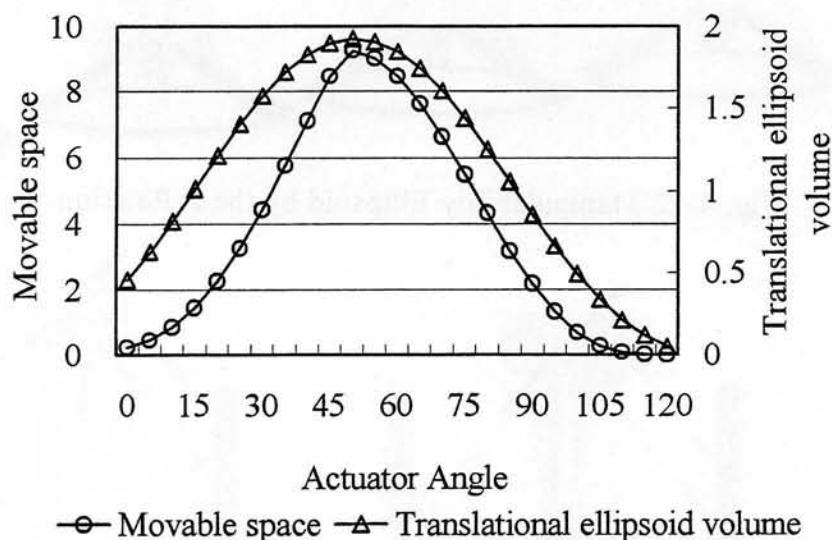


Fig. 4-21 Relation between Movable Space, w_{t1} and
Translational Manipulability Ellipsoids

4.4.5 エンドエフェクタ位置の影響

図 4-22 は、エンドエフェクタの Z 位置による橿円体形状の違いを示している。配置角 30 (deg.) の例では、Z 位置によって、並進成分、回転成分とともに橿円体の扁平の程度が変化している。また、並進成分と回転成分では、等方 ($w_{x2}=1$) になる形状条件が違う。ところで、アクチュエータ配置角が 90 (deg.) の時は、図 4-23 に、示すように Z 軸方向の特性が一定になる。これは、エンドエフェクタの Z 位置に関わらず同じ機構形状がとれるためである。広い範囲で特性が一定であることは実用的に有用である。

図 4-24 は、エンドエフェクタの X 位置による橿円体形状の様子を表している。図 4-25、図 4-26 は、それぞれ w_{t1} と、 $w_{t2} \cdot w_{r2}$ について、調べた結果である。但し、エンドエフェクタ姿勢は水平状態である。配置角 30(deg.)の場合、図 4-25 より橿円体の大きさはほとんど変化がないが、図 4-24 でわかるように長軸の主軸方向が変化している。また、図 4-26 より X 位置の絶対値が大きくなると、 $w_{t2} \cdot w_{r2}$ は、小さくなっている。特に配置角 90 (deg.)の時、劣化が大きい。

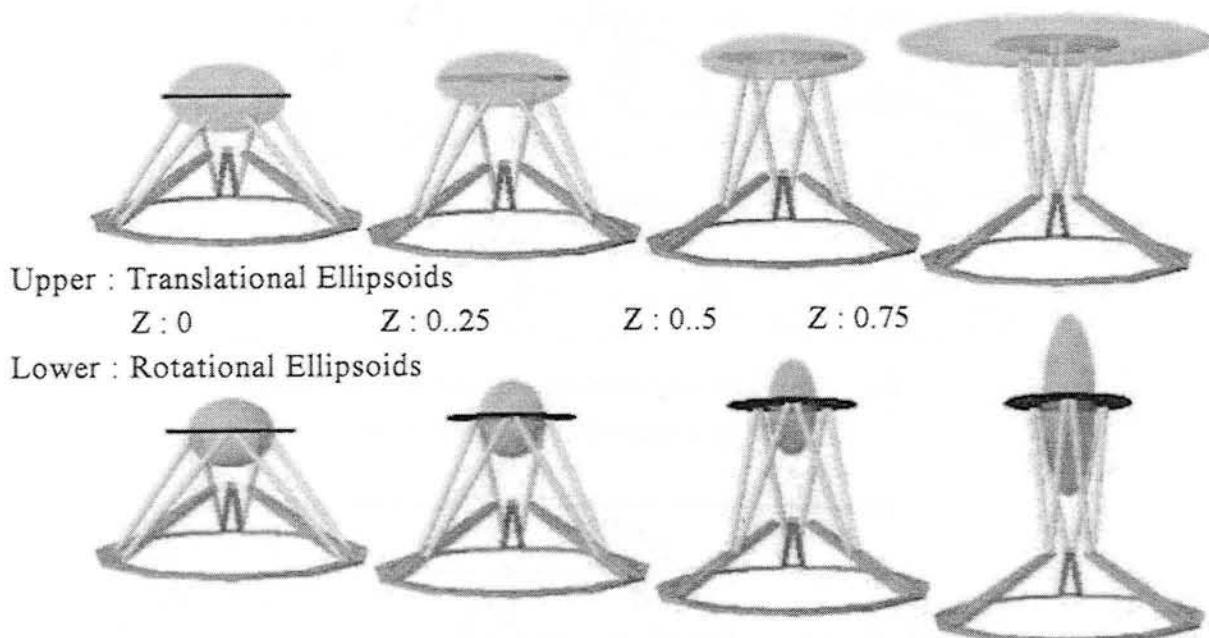


Fig. 4-22 Manipulability Ellipsoid by the Z Position

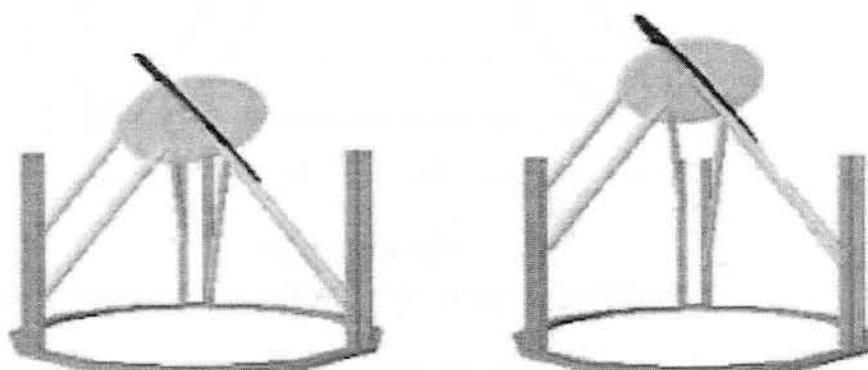


Fig. 4-23 Translational Manipulability Ellipsoid in Actuator Angle 90 (deg.)

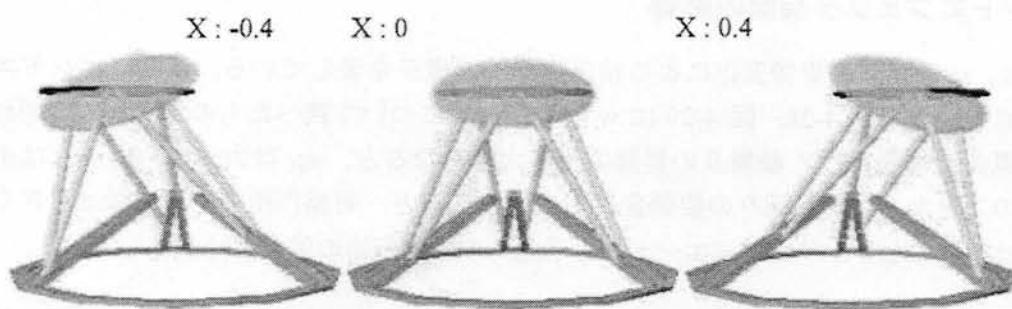


Fig. 4-24 Translational Manipulability Ellipsoid by the X Position

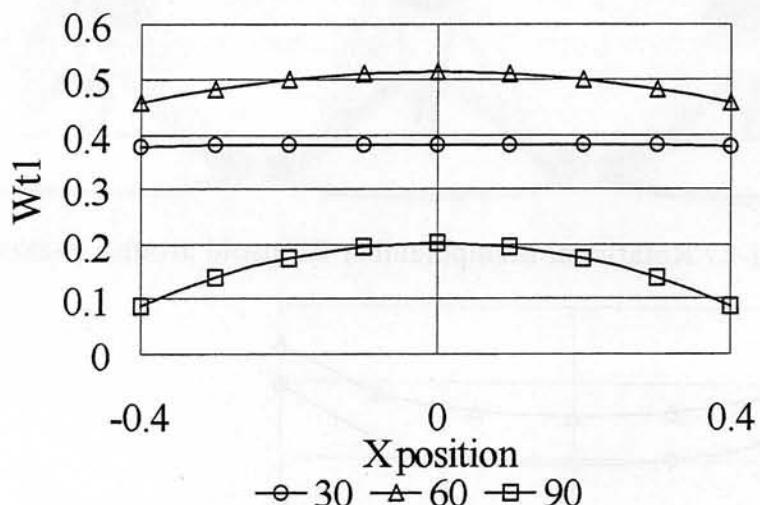


Fig. 4-25 Relation of X Position and w_{t1}

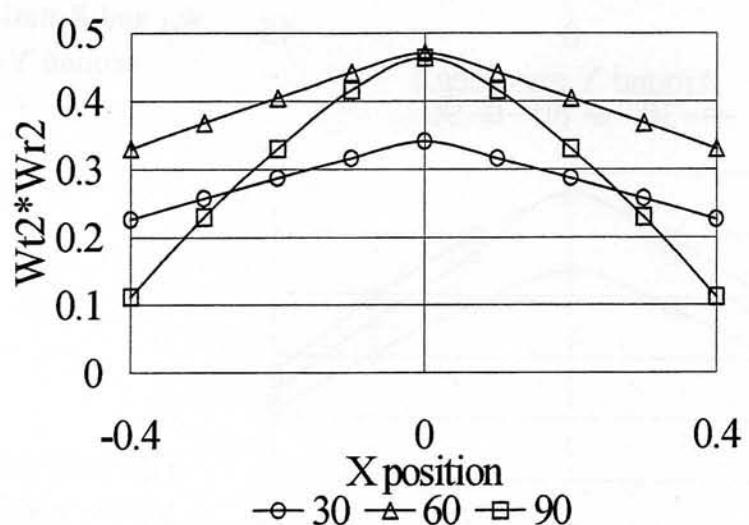


Fig. 4-26 Relation of X Position and $w_{t2} \cdot w_{r2}$

4.4.6 エンドエフェクタ姿勢の影響

図 4-27 は、 y 軸回りの姿勢変化による橿円体形状の様子を表している。但し、エンドエフェクタ位置は、原点である。図 4-28、図 4-29 は w_{r1} と $w_{t2} \cdot w_{r2}$ について調べたものである。いずれのアクチュエータ配置角の場合も、 Y 軸周りの姿勢変化が大きくなると、 w_{r1} は大きく、 $w_{t2} \cdot w_{r2}$ は小さくなっている。このことから、 Y 軸周りの姿勢変化が大きくなると、可操作橿円体の体積は大きくなるが、合成扁平率は小さくなり、アクチュエータから手先への運動伝達の等方性は劣化している。

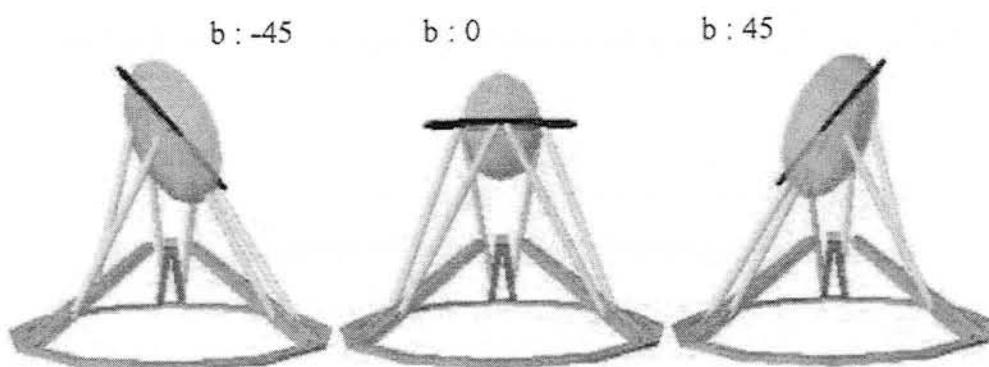


Fig. 4-27 Rotational Manipulability Ellipsoid around Y-axis

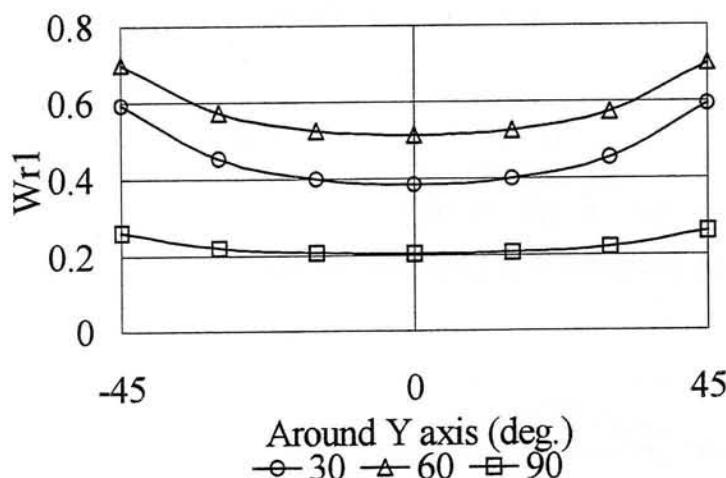


Fig. 4-28 Relation of w_{r1} and Rotation Angle around Y-axis

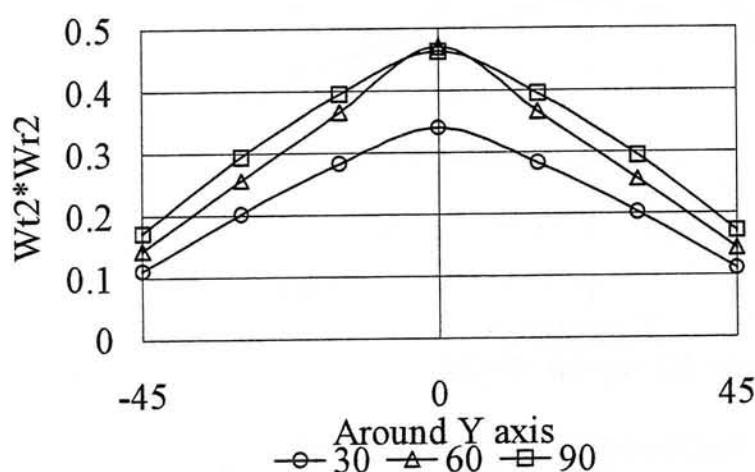


Fig. 4-29 Relation of $w_{t2} \cdot w_{r2}$ and Rotation Angle around Y-axis

4.4.7 連結ロッド長さの影響

図 4-30 は、連結ロッド長さの影響を、アクチュエータ配置角が 90 (deg.) の場合で表している。リンクが長いほど樁円体が大きくなっている様子が分かる。このことをグラフ化したものが図 4-31 である。図 4-32 は、 w_{t5} と連結ロッド長さの関係を示している。この図は、連結ロッドを短くすれば、小さい分解能を得られることを示している。

図 4-33 は、リンク長さを変えた時の $w_{t2} \cdot w_{r2}$ とアクチュエータ配置角別の関係である。この指標は、リンク長さに対して一定のピーカ幅を持つことが判った。それは、図 4-33 中の平らな領域であり、また、その値はアクチュエータ配置角に関わらず 0.40-0.47 程度であった。エンドエフェクタの運動の等方性を重視したい場合、リンク長さはこの領域で選ぶことが望ましいといえる。

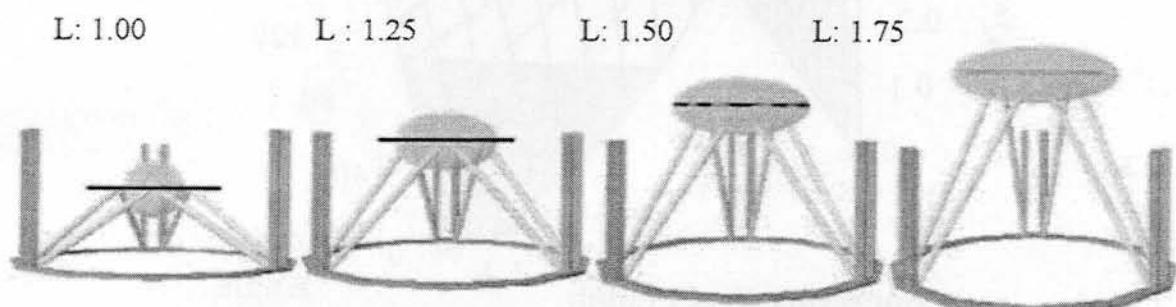


Fig. 4-30 Translational Manipulability Ellipsoid by Connecting Rod Length

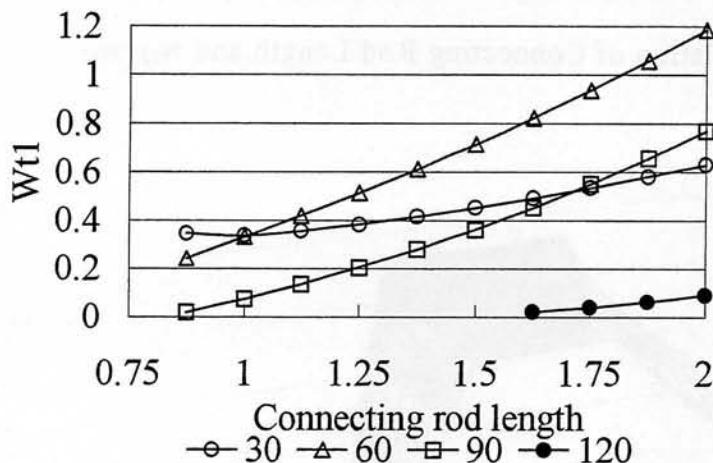


Fig. 4-31 Relation of Connecting Rod Length and w_{t1}

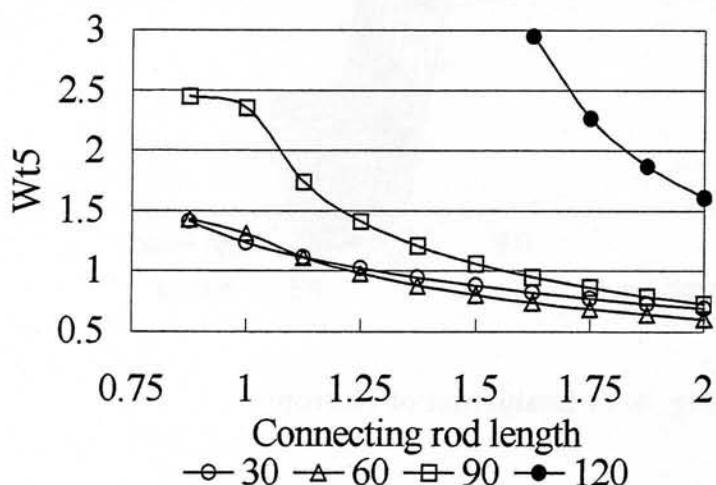


Fig. 4-32 Relation of Connecting Rod Length and w_{t5}

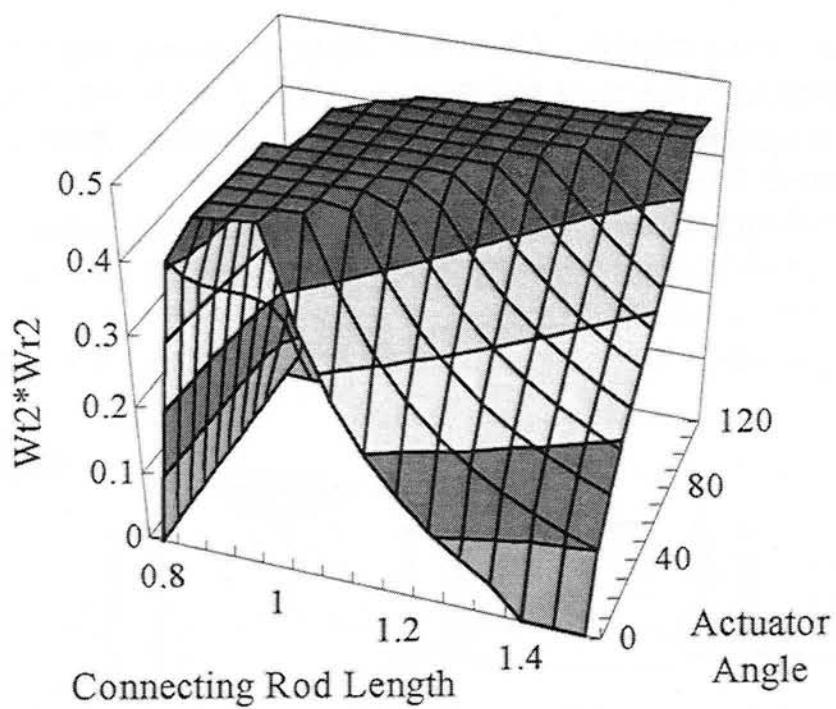


Fig. 4-33 Relation of Connecting Rod Length and $W_{t2} \cdot W_{r2}$

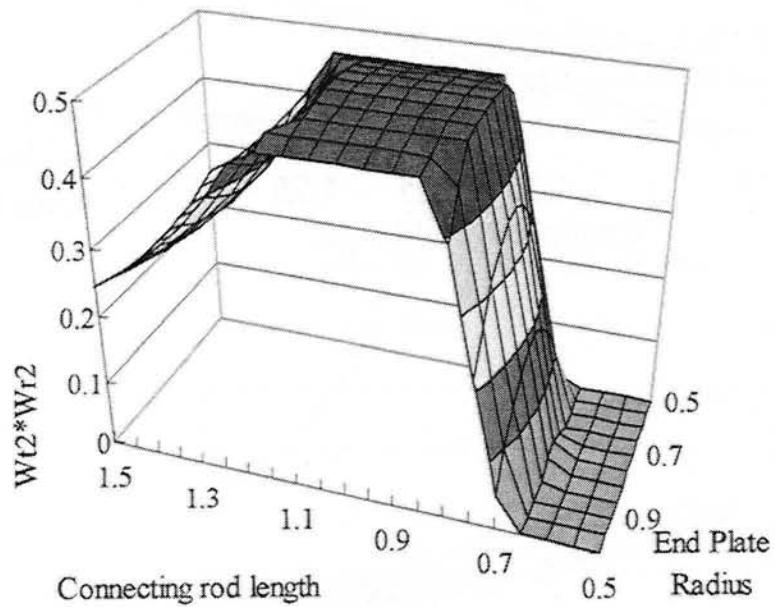


Fig. 4-34 Evaluation of Isotropy

4.4.8. 可操作性による機構評価のまとめ

直動アクチュエータを放射状に配置した直動型パラレルメカニズムについて、アクチュエータ配置が出力特性に及ぼす影響を可操作性で評価した結果、以下の知見を得た。

- (1) 既に知られている可操作性指標と併せて、「分解能を表す指標」、「可操作度を考慮した等方性を表す指標」、「並進成分と回転成分のそれぞれの可操作性橈円体の合成偏平率」の3指標を提案し、既存の指標と併せて機構評価に用いた。
- (2) アクチュエータ配置角などの設計パラメータが変化する時の運動特性の特徴を、これらの可操作性指標を用いて示した。可操作性橈円体は、第5章で解説する解析ソフトウェアにより視覚的に示された。以下にここまで評価結果を参考にして、作業目的に応じて推奨する機構設計例を示す。

例1：等方性設計

マニピュレータや多軸振動発生器などを考える場合、どの方向にも効率よく運動できることが望ましい。即ち、可操作性橈円体が球に近い等方的な特性に機構を設計することが推奨される。この場合は、 $w_{t2} \cdot w_{r2}$ が最も1に近くなればよい。図4-34は、リンク長さ(l_i)とエンドエフェクタ半径(r_e)を変化させた時の $w_{t2} \cdot w_{r2}$ である。但し、 r_e 、 l_i の値はベース半径1に対する比であり、アクチュエータ角度は30(deg.)である。図4-34から、 r_e は、その違いによる変化は小さいものの0.75前後で最良になり、 l_i は0.8~1.1で最良になることがわかった。このような手法により、設計パラメータの最適化を行うことが推奨される。

例2：異方性設計

ピックアンドプレース型の搬送装置は、水平方向に大きな速度が出せることが望ましい。即ち、可操作性橈円体が水平方向に大きく偏平するよう機械を設計することが推奨される。そのためには、図4-21、4-30が示すように、アクチュエータ配置角を水平方向に近づけ、連結ロッドを長めにとることが有効である。

- (3) 本評価手法では並進成分と回転成分を無次元化して同等に用いているが、実際には、これらのパラメータは、それぞれ具体的な長さや角度で仕様が要求されるものである。今後の課題は、これらの仕様に則した機械設計手法の提案である。

第5章

シミュレーションソフトウェアの開発

5. 1 シミュレーションソフトウェア開発の目的

パラレルメカニズムは、複数のリンクを協調して動作させ、エンドエフェクタの位置や速度が制御されている。そのため、人間の腕に似て動きのイメージが得やすいシリアルメカニズムに比べ、直感的にはその動きや特性が分かりにくい。特に、可動領域の大きさやリンク間で発生する干渉の問題などは、機構設計前に知らなければならない情報であるし、使用目的に応じた機構を設計するためには、その機構を構成する設計パラメータの適切な設定が必要となってくる。そこで、パラレルメカニズムの設計支援ツールとして、各種解析情報を扱えるシミュレーションソフトウェアが望まれる。既に、ロボットや工作機械において、その動作を視覚的に確認できるシミュレーションソフトは広く用いられており、機構設計やオフライン教示などに用いられている。しかし、パラレルメカニズムを対象としたものは、見あたらない。

本章では、第3章で示した運動学解析及び第4章で示した機構の解析及び評価の成果に基づいて、動きのわかりやすいアニメーション表示が可能なパラレルメカニズム専用のシミュレーションソフトを開発した事例を示す。特に、4章で用いた可操作性機能円体の概念は、計算結果だけでは具体的なイメージがつかみにくかったが、本ソフトウェアを用いたことで格段に理解しやすくなった。

このシミュレーションソフトは、本研究により解析された計算アルゴリズムを、共同研究先の三重大学加藤助教授らの研究グループによって、コーディング及び改良されたものである。現在、インターネット上（下記 Web サイト）にて無料で公開されている。本ソフトウェアが設計解析ツールの一つとして、パラレルメカニズムの発展に貢献できることを期待したい。

www.robot.mach.mie-u.ac.jp/research/parallel/index.html

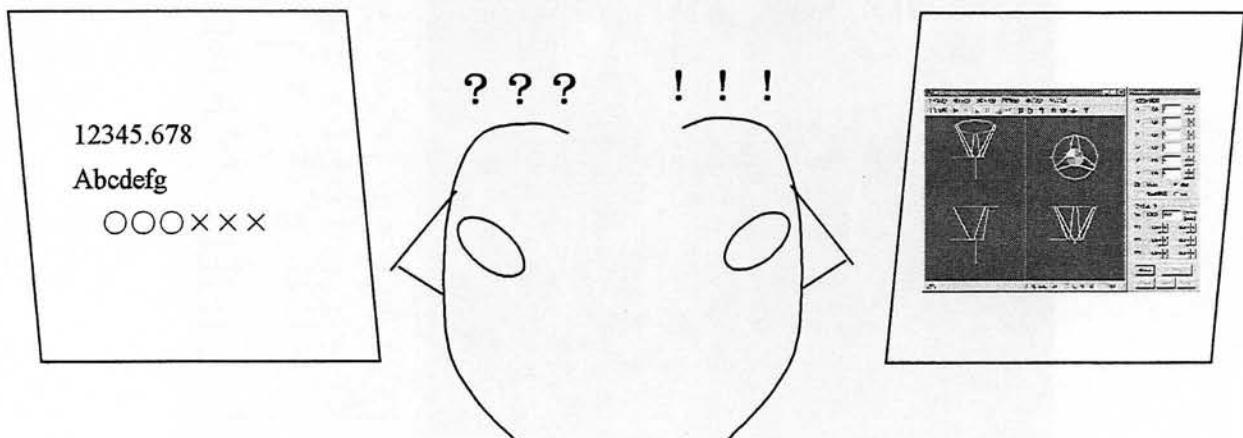


Fig. 5-1 Which User I/F is Better?

5. 2 シミュレーションソフトウェアの機能

開発したソフトウェアは、DirectX5 以降に対応した Windows OS 上で動作し、以下の機能を持つ。

- (1) 運動の様子を 3D アニメーションで表示.
- (2) 3 面図などの画面表示方法を選択可能.
- (3) 伸縮型、回転型、直動型の 3 種の機構に対応.
- (4) リンク長さなどの設計パラメータを任意設定.
- (5) エンドエフェクタ位置データを読み込み連続動作表示が可能.
- (6) 目標位置、姿勢から逆運動学変換した制御量を表示.
- (7) モータ制御量から順運動学変換した運動を表示.
- (8) 運動中の機構干渉を検出.
- (9) 運動中の特異点の発生を検出.
- (10) 運動中のヤコビ行列、行列式を表示.
- (11) 任意の姿勢での可動領域を表示.
- (12) 任意の姿勢での特異点領域を表示
- (13) ヤコビ行列や特異点領域の表示が可能
- (14) 可操作性橙円体の表示が可能
- (15) アクチュエータの負荷および操作力橙円体の表示が可能

開発したソフトウェアの典型的な的な表示画面例を図 5-2～5-4 に示す。

図 5-2 は、伸縮型を選択した時の初期画面表示例である。右側のコントロール窓にエンドエフェクタの位置姿勢を入力すると、機構の運動の様子が視覚で確認できる。連続的な運動の表示は、予め生成した軌道ファイルを読み込むことで可能である。

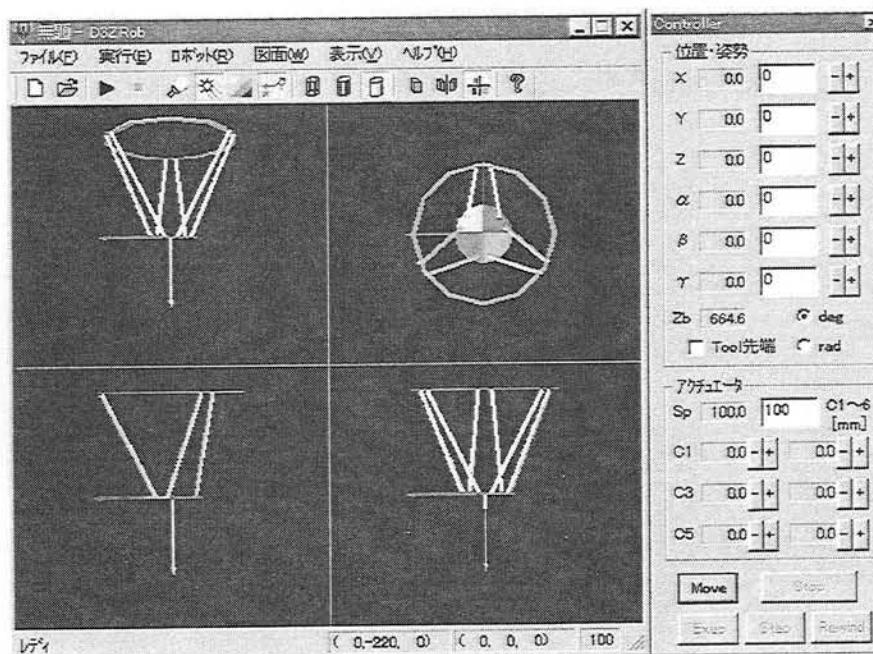


Fig. 5-2 Initial View Developed Simulation Software

図 5-3 は、直動型を選択し、任意の姿勢を与えた時のヤコビ行列と行列式を表示した時の画面表示例である。この例では、連続運動中に特異な状態に近づいている様子が、行列式により判断できる。

図 5-4 は、背景色や視点座標を変化させて、ワイヤーフレームで表示した例である。エンドエフェクタにあるきのこ状の形状は、可動領域を表している。

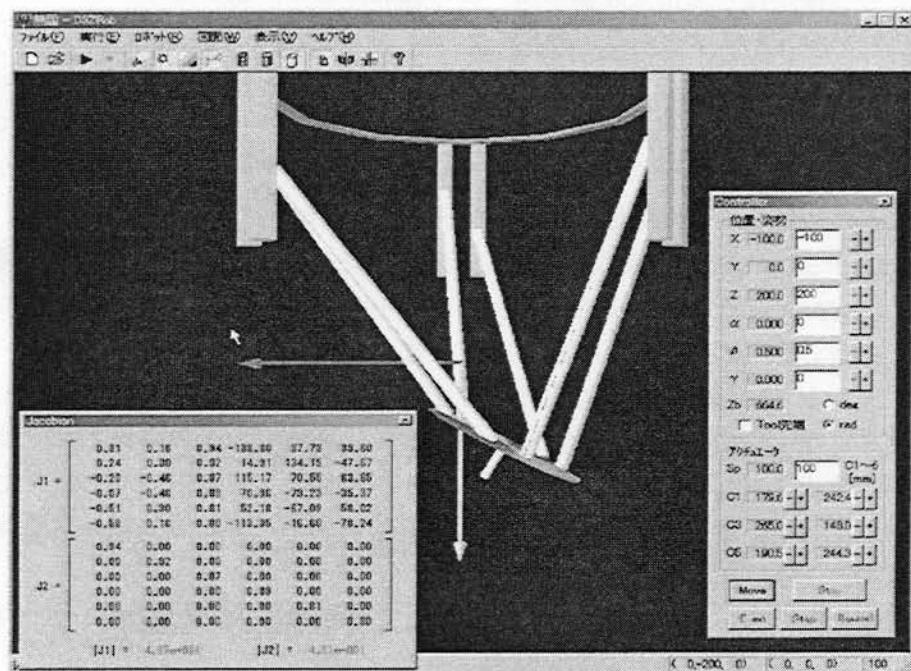


Fig. 5-3 Linear Actuated Parallel Mechanism with Jacobian Matrix

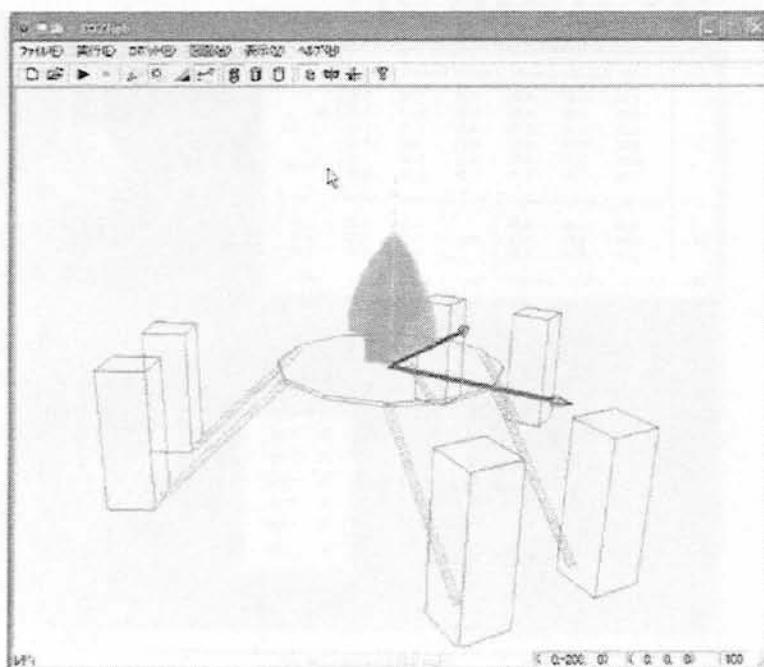


Fig. 5-4 Wire Flame Drawing and Movable Space

5. 3 シミュレーションソフトウェアの活用とまとめ

このシミュレーションソフトが最も有効に活用できるのは、機構設計時である。本章のまとめとして、具体的な活用事例を以下で示す。

図 5-5 は、ヤコビ行列の特異値分解結果とそれに基づく可操作性橈円体、及び静力学に基づくアクチュエータ負荷情報を表示した画面例である。第 4 章では、これらを使いアクチュエータ配置を変化させたときの可操作性の変化を評価した。この機能により、設計時のアクチュエータの選定や、実効可動領域の判断が容易になるものと思われる。

図 5-6 は、エンドエフェクタに $\mathbf{F}=[0,0,4,0,0,0]$ の一定負荷を与えた時のアクチュエータにおける負荷の様である。エンドエフェクタの近くに配置されているアクチュエータほど、大きな負荷がかかっていること、下向きにエンドエフェクタに負荷を与えてても、アクチュエータによっては上向きに負荷がかかるなど、わかり易い視覚情報として示されている。

全てのアクチュエータを垂直に配置した直動型パラレルメカニズムの操作力橈円体は、Z 軸に依存しないため、XY 方向の可動領域が最大となる Z=100 の場合について、エンドエフェクタの姿勢を一定にして、操作力橈円体の様子を観察した例が図 5-7 である。

同様に、エンドエフェクタ姿勢を変化させたときの操作力橈体の変化を調べた。過可動特異点近傍の例を図 5-8 に示す。操作力橈円体は球体ではなく、あるひとつの方に大きな操作力を持っていること、過可動特異点近傍では操作力橈円体は大きく偏平してある方向に力が発生しにくいことがわかり易く示されている。過可動特異点は、サーボ系破損の恐れがあるため、実機製作前にはこのような位置を知っておかなければならぬ。

これらの事例から分かるように、本ソフトウェアは効果的な設計補助ツールである。

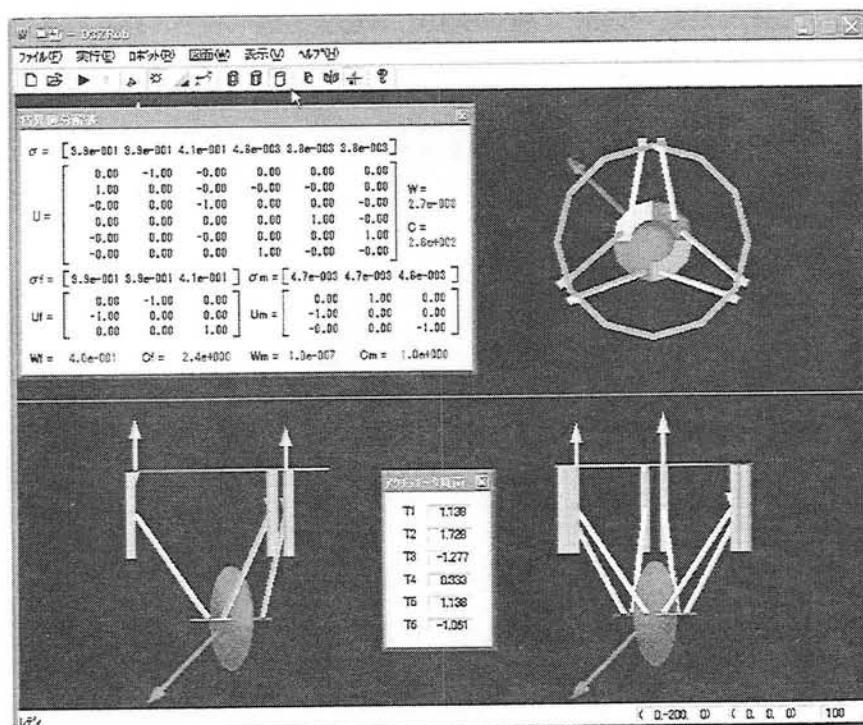


Fig. 5-5 Manipulability Ellipsoid and Actuator Load

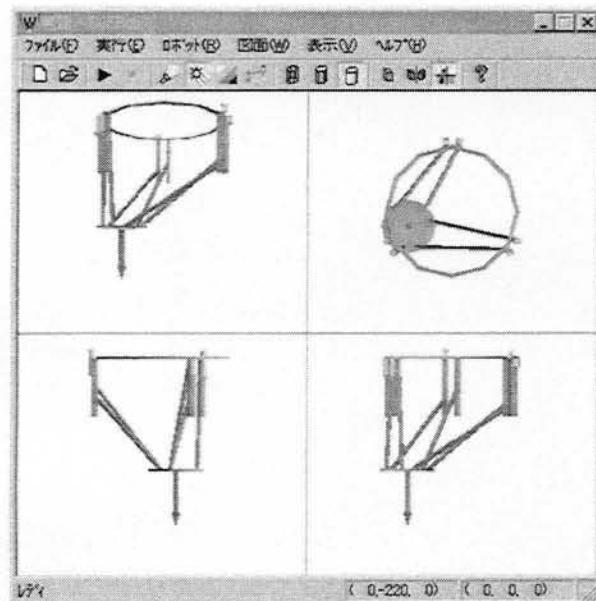


Fig.5-6 Actuator Load ($X=300, Y=-100$)

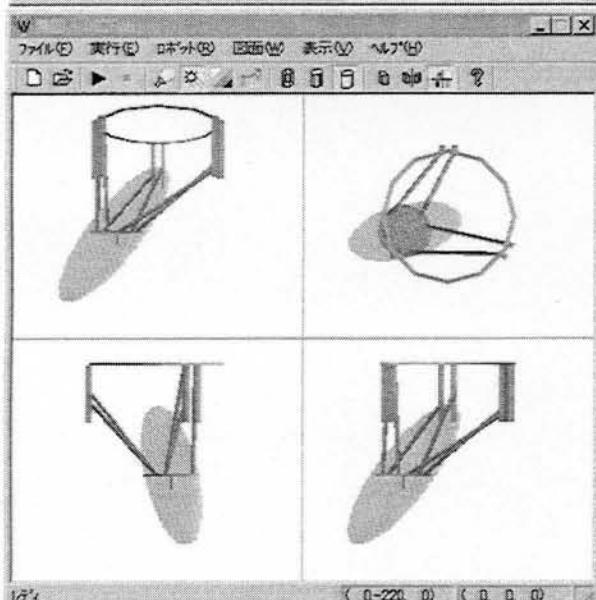


Fig.5-7 Manipulating force ellipsoid
($X=300, Y=-100$)

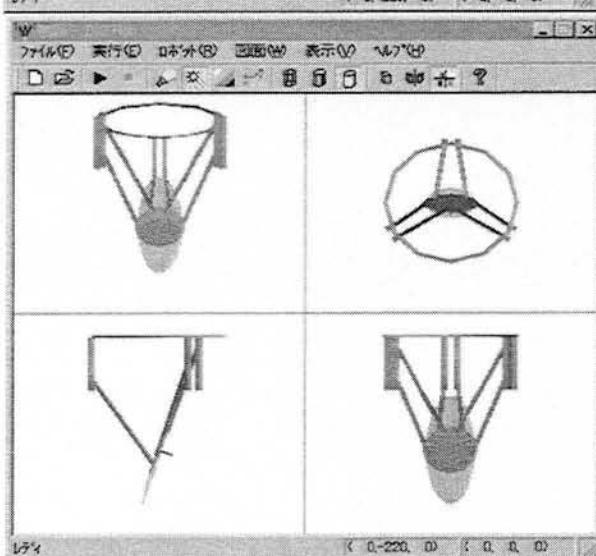


Fig.5-8 Condition Neighbor singularity

第6章

多自由度マニピュレータへの応用

6. 1 垂直直動型パラレルメカニズムの開発

6.1.1 垂直直動型について

重量物の搬送や高負荷加工作業に適した多自由度マニピュレータの開発を目的とし、直動アクチュエータを垂直に配置して各軸が平行に駆動する垂直直動型パラレルメカニズムを開発する。垂直直動型パラレルメカニズムの概念図を図 6-1 に示す。この機構の原型としては、Merlet[76]により提案されたシリンダー方式のものが早いが、本章ではより産業的な応用を目指し、駆動部に直動軸受を採用し機構剛性を高めた形態を提案する。この形態は、すべてのアクチュエータの動きが任意の座標軸（本事例の場合は、Z 軸）に一致し、各軸がそれぞれ平行に駆動するという運動学的な特徴を持っている。このことにより、前述したパラレルメカニズム一般の特徴以外にも、次の実用的有利性が期待できる。

- (1) 駆動軸と座標軸が一致するため、運動学計算が簡略化でき、制御計算資源の節約が期待できる。
- (2) 水平方向の動作面積に対し、架台を含めた本体の設置スペースを最小にできる。また、可動範囲が架台内部に收まり、架台そのものが安全柵の代用になる。
- (3) 垂直方向に安定した精度、出力が得られ、重力に対する作業などを想定した機構への応用が期待できる。
- (4) アクチュエータの長さを制限しなければ、可動領域は垂直方向で無限大になる。

なお、類似した形態としては、全軸を同一面に平行配置した機構が知られている[98][108]。

本章では、この垂直直動型パラレルメカニズムの逆運動学解法を示すと共に、これが幾何学的関係から簡易に求められることを示す。次に、機構の干渉条件を整理し、設計パラメータの選定方法や可動領域などの運動特性について考察する。また、微小変位解析に基づき特異点を考察し、可動領域中に占める特異点領域の面積率を基準に用い、機構の設計パラメータを変化させた時の特異点特性の変化を評価する。更に、機構の試作を行い、搬送や切削などのマニピュレータ応用事例を示す。

6.1.2 幾何による簡易な逆運動学解法

垂直直動型パラレルメカニズムの運動学は、第 3 章で示した解法で解析できるが、逆運動学については、幾何により直接的に理解でき、簡便にその制御量が得られる。

図 6-2において、 b_0 を原点(0, 0, 0)とし、直動機構上の対偶点を b_{ji} とする。エンドエフェクタの位置と姿勢を与えると、その各対偶点 $e_{ji}(x_{ei}, y_{ei}, z_{ei})(=p+R^h s_i)$ の位置が決定される。この時、 e_{ji} から仮想ベース上に垂直におろした点 $v_i(x_{ei}, y_{ei}, 0)$ 、 e_{ji} から v_i までの長さ z_{ei} 、既知であるアクチュエータ基準位置 $b_i(x_{bi}, y_{bi}, 0)$ 及び連結ロッド長さ l_i であることから、制御量 c_i は、台形 $b_i-b_{ji}-e_{ji}-v_i$ の関係より、直ちに式(33)で求められる。

$$c_i = z_{ei} - (l_i^2 - (x_{ei} - x_{bi})^2 - (y_{ei} - y_{bi})^2)^{1/2} \quad (33)$$

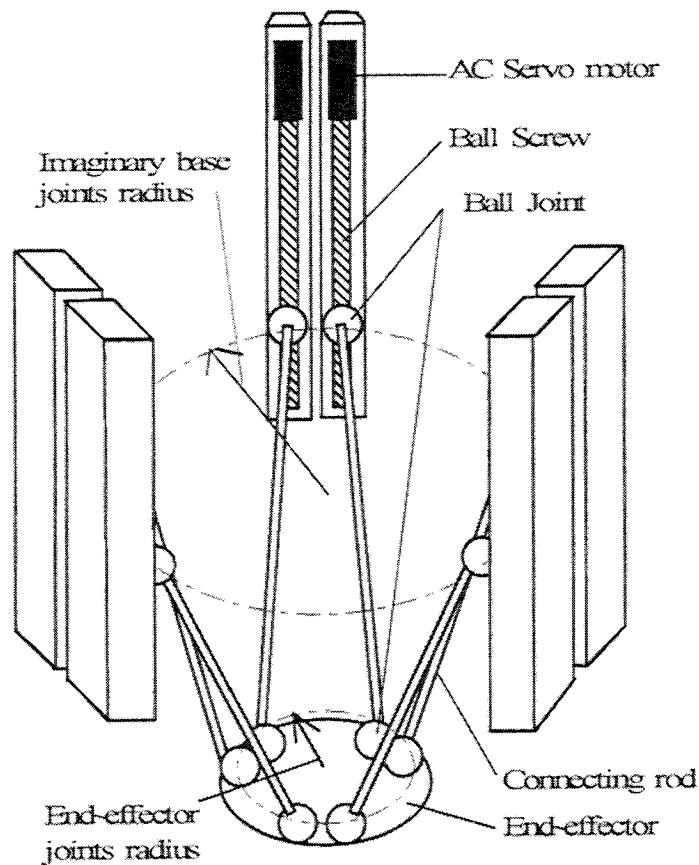


Fig. 6-1 Structure of 6 DOF Parallel Mechanism with 6 Vertically Fixed Linear Actuators

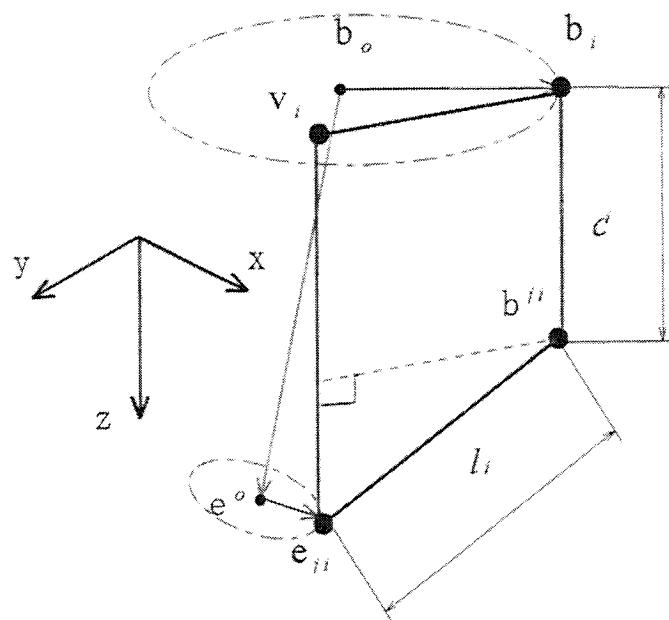


Fig. 6-2 Geometry of Kinematics

6.1.3 設計パラメータと可動領域

垂直直動型パラレルメカニズムの特性評価には、式(33)の構成を決める3種の固定値（ベース基準円半径(r_b)、エンドエフェクタジョイント半径(r_e)、連結ロッド長さ(l_c)）を決める必要がある。図6-3は、 r_b を基準として l_c 、 r_e を変化させた時の可動領域の体積変化を等高線図で示したものである。但し、図6-3は、アクチュエータの有効ストローク $c_{max}=r_b$ 、隣接する対偶点の間隔をベース側0.2(rad.)、エンドエフェクタ側0.6(rad.)、姿勢変化は与えない条件とし、 $r_b=450$ (mm)で算出した結果である。図6-3より可動領域は l_c が長いほど大きくなり、 r_e に対してはピークを持つことが判る。図中のプロットは、後述するシミュレーション及び試作機に該当する値である。図6-4は、可動領域の中心部でのエンドエフェクタの水平方向の分解能と速度を等高線図に示したものである。図6-4、6-5より、連結ロッド長さは、可動領域と速度に比例し、分解能に反比例することが判る。

これらのことから、設計パラメータは、図6-3において、等高線のピークを結ぶ線（図中の白線で示す）付近で任意に選定することが、可動領域確保のために効率がよいと言える。また、機構の特性は、精度を重視する場合はこの白線の左下方で、速度を重視する場合は右上方で選択することにより、調整が可能である。この様な機構特性の調整の容易さも、パラレルメカニズムの利点の一つである。

本報では、図6-3、6-4を参考に、 $r_e/r_b=0.33$ 、 $l_c/r_b=1.33$ を選定し、 r_b は試作機設置場所の制限から450(mm)として、表6-1のとおりに決定した。以降のシミュレーションは、この値を基準としている。

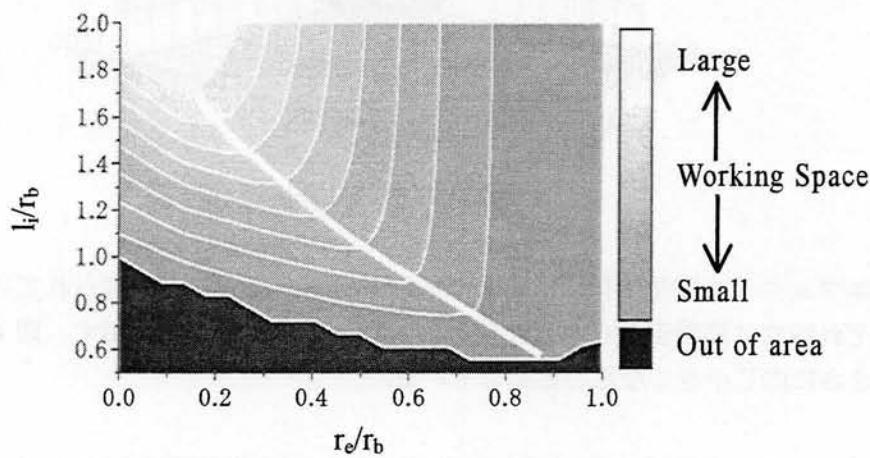


Fig. 6-3 Movable Space Volume related with Link Parameters

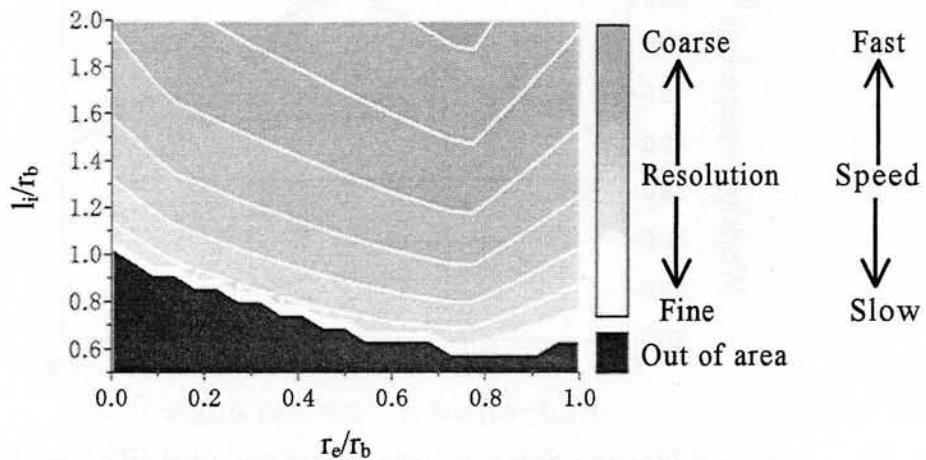


Fig. 6-4 Resolution and Speed related with Link Parameters

Table 6-1 Design Parameters for Simulation

Radius of Imaginary Base Circle	r_b	450 mm
Radius of End-Effector Circle	r_e	150 mm
Connecting Rods Length	l_i	600 mm

表 6-1 の設計パラメータを用いて可動領域を計算した結果を図 6-5 に示す。エンドエフェクタの姿勢変化がない場合、得られた可動領域は円錐と 6 角錐の中間形状になった。

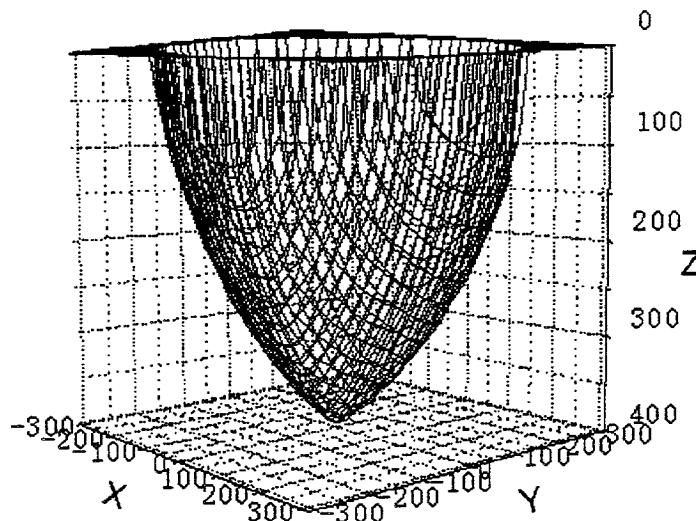


Fig. 6-5 Movable space

エンドエフェクタの姿勢変化は、可動領域に影響を与えることが知られている。図 6-6 に、各軸回りにそれぞれ独立に姿勢変化を与えた時の、可動領域の体積変化を示す。図 6-6 は、可動領域が姿勢変化の大きさに応じ小さくなること示している。

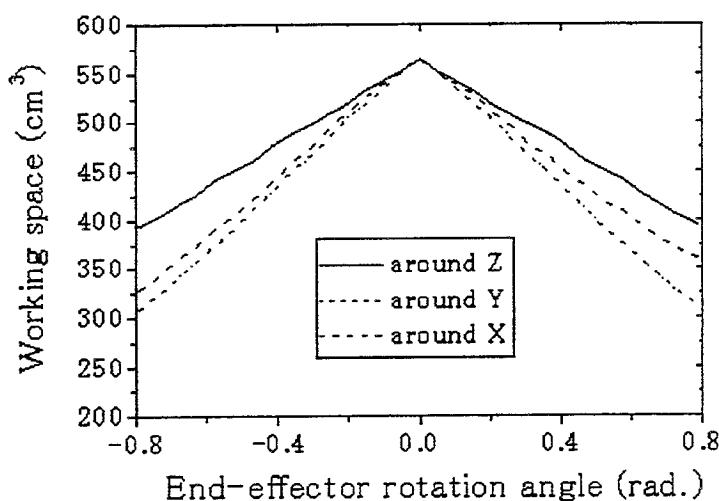


Fig. 6-6 Movable Space Volume related with End-Effector Orientation

6.1.4 特異点評価

式(10)の右辺が 0 になることを定性的に解釈すると、エンドエフェクタのある方向への運動が失われる事を示している。これは、式(10)中のヤコビ行列 J_2 の対角要素のいずれかが 0 になる場合である。連結ロッドとアクチュエータの内積が 0 になるのは、図 6-7 に示すようにそれらのなす角が $\pi/2$ の状態の時である。

ここで、制御量の 2 次式である式(4)を考える。これは、空間中の任意の点（エンドエフェクタ側の任意の対偶点）から、空間中の直線（直動機構側の対応する対偶点の動作を含む直線）までの距離が、ある値（連結ロッド長さ）になる場合の交点を求める式と等価である。よって、式(4)の判別式が 0 になる時、解は 1 個のみ存在し、この型の特異点となる。判別式が正になる条件の時、この型の特異点から回避できる。具体的な回避法としては、直動機構の配置間隔に比べ、連結ロッド長さを大きくすることが有効である。

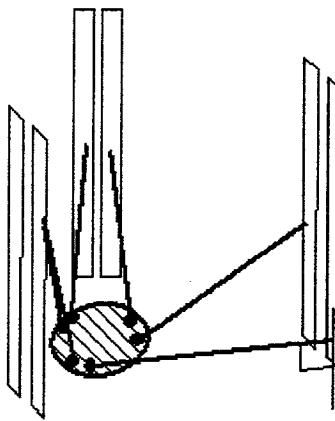


Fig. 6-7 Singular Configuration in Serial Linkages, Under Singularity

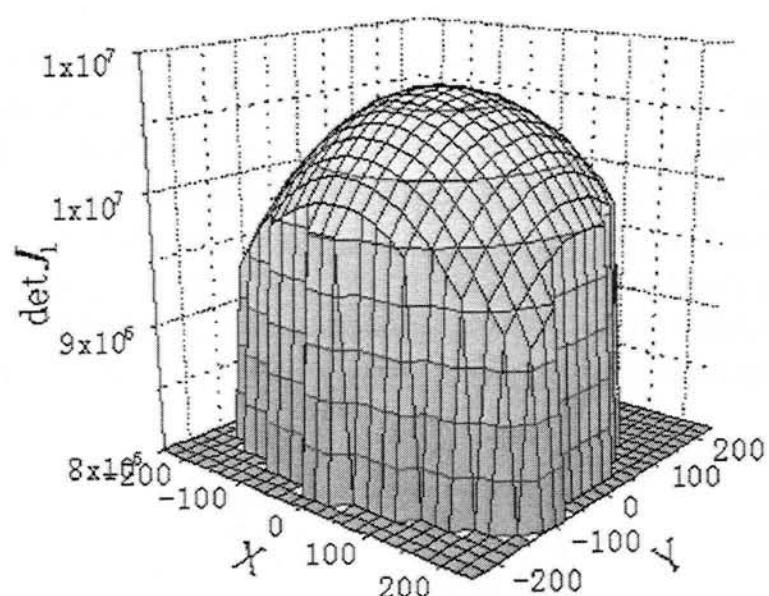
式(10)の左辺が 0 になることを定性的に解釈すると、エンドエフェクタのある方向や角度への出力が失われることを示している。ここで、式(10)中の J_1 の行列式を評価する。計算手順は、エンドエフェクタに任意の姿勢を与えた条件下 XY 平面上を走査し、 $\det J_1$ の分布を検討する。計算に用いた XY 平面は、空間の中心付近である $z=200(\text{mm})$ の位置とした。図 6-8(a), (b) は、それぞれエンドエフェクタに姿勢変化を与えない場合 $(\alpha, \beta, \gamma)=(0, 0, 0)$ と、適当に与えた場合 $(\alpha, \beta, \gamma)=(\pi/4, \pi/4, \pi/4)$ について、 $\det J_1$ の分布を示している。

図 6-8(a)の中心付近の高い値を示しているところが、可操作度が高いところにあたる。図 6-8(b)に見られる正負の境界の線($\det J_1=0$)が、特異点の集合である。しかし、実際の制御では、動作に連続性が必要であるため、 $\det J_1 \leq 0$ の領域を特異点領域として考える必要がある。これらのことから、特異点の評価指標を、「任意の XY 平面における可動領域面積に対する特異点領域の面積率」とし、その特徴を検討する。

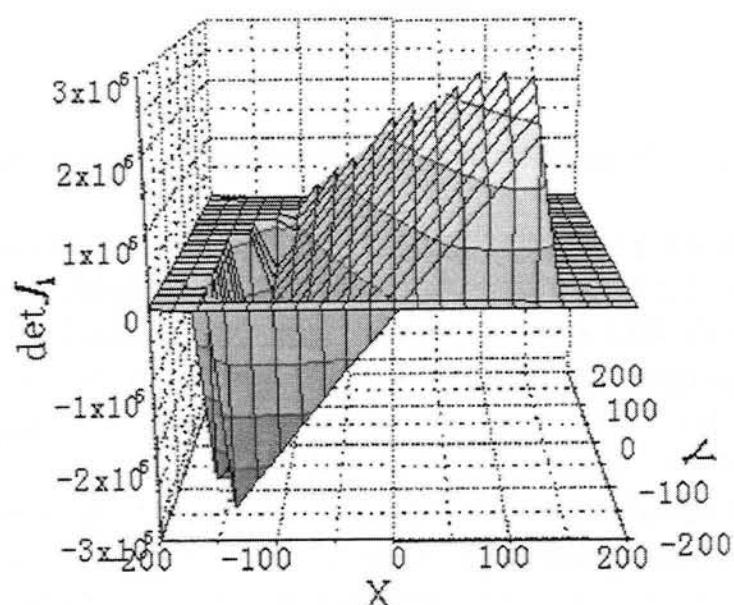
図 6-9 は、X 軸回りにのみ姿勢変化をした時の特異点領域の面積変化率である。X 軸回りの姿勢角が約 $-0.7(\text{rad})$ より傾くと特異点領域が発生し、姿勢角とともに、特異点領域が増加することが判る。

図 6-10 は、連結ロッドの長さを変化させた時の特異点領域面積率の変化である。但し、 $(\alpha, \beta, \gamma)=(\pi/4, \pi/4, \pi/4)$ である。図 6-10 より、連結ロッドを長くすると、特異点領域面積率は小さくなるため、特異点からの回避ができることが判る。しかし、連結ロッドの延長は、6.1.3 項で示したように精度が劣化するため、値の決定には、精度や可動領域を含めた総合的な判断が必要である。

特異点に近づけた時の挙動例を図 6-11 に示す。この位置では、2 本の連結ロッドで囲まれた面とエンドエフェクタ面が平行に近づいた様子を示した。



(a) $(\alpha, B, \gamma) = (0, 0, 0)$



(b) $(\alpha, B, \gamma) = (\pi/4, \pi/4, \pi/4)$

Fig. 6-8 Distribution of $\det J_1$

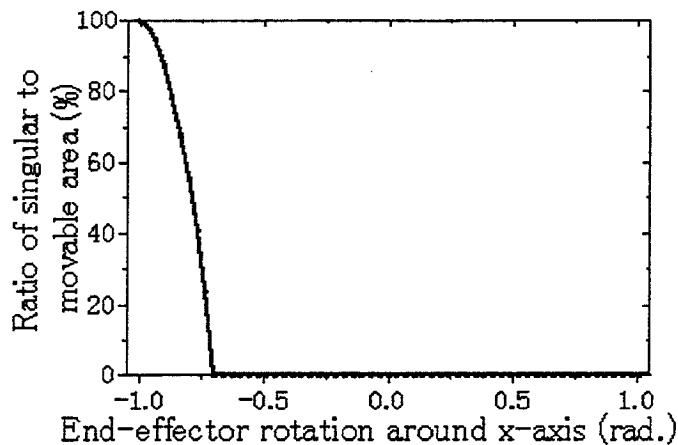


Fig. 6-9 Ratio of Singular to Movable Area related with End-Effector Rotation

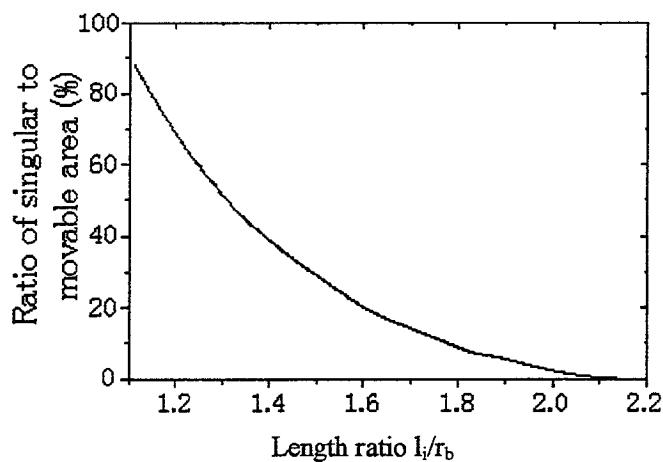


Fig. 6-10 Ratio of Singular to Movable Area related with Link Parameters

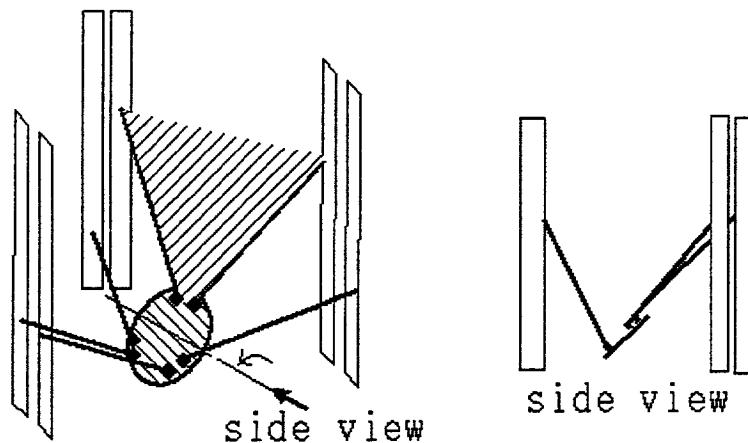


Fig. 6-11 Singular Configuration in Parallel Linkages, Over Singularity

6.1.5 垂直直動型パラレルメカニズムの試作

前章までの解析結果に基づき 6 自由度機構の試作を行い、ハンドリング実験及び加工機への適用を試みた。試作機に用いた連結ロッド長さは、可動領域と速度の確保、及び特異点からの回避を考慮し、 $720(\text{mm})(l_i/r_b=1.6)$ とした。この時、可動領域中心での水平方向の速度は、 $1528(\text{mm/s})$ と推定される。試作機の外観写真を図 6-12 に、試作機の仕様を表 2 に示す。

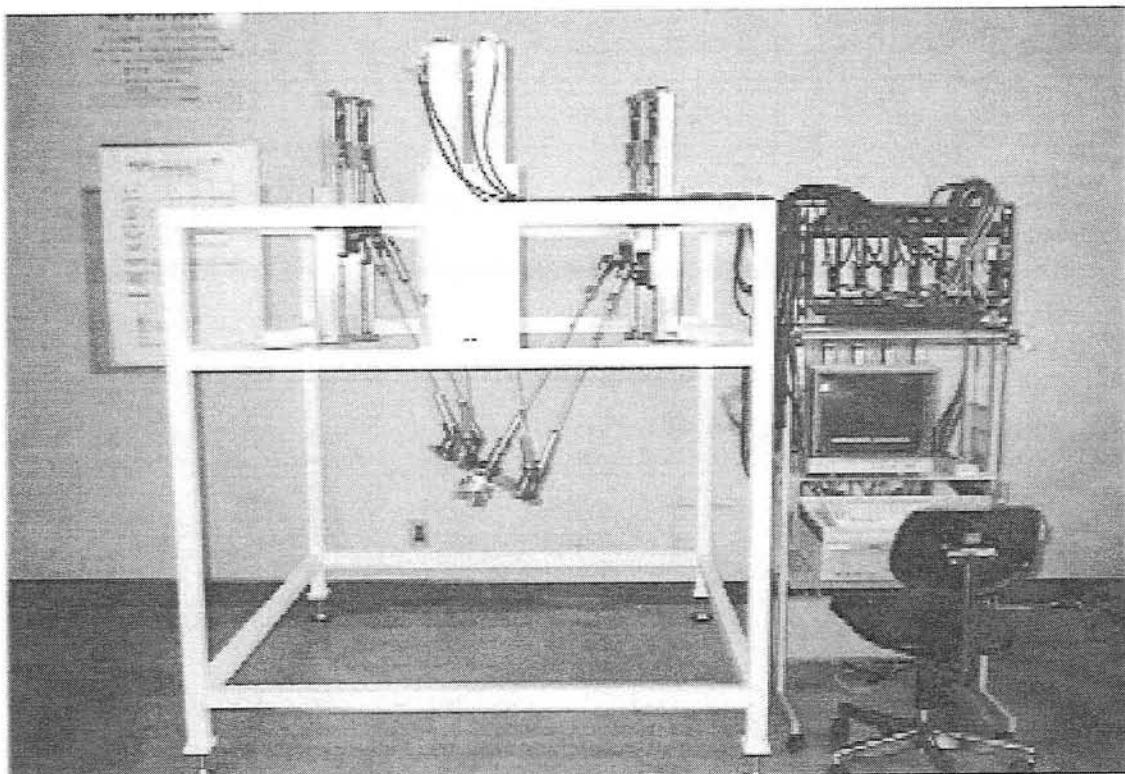


Fig. 6-12 Whole View of 6-DOF Prototype Manipulator

Table 6-2 Design Parameters of Prototype

Radius of Imaginary Base Joint Circle	450 mm
Radius of End-Effector Joint Circle	150 mm
Connecting Rods Length (Adjustable)	720 mm
Actuator Stroke	400 mm
Screw Lead	20 mm
Servo Motor	100W AC
Resolution of Actuator	0.02 mm
Maximum speed of Actuator	1000 mm/s
Payload (Level, at Center)	ab. 10 kg

パラレルメカニズムの製作では、しばしば球対偶軸受の選択が問題になる。実用に供されている多くの球対偶軸受は、揺動角が 0.5 (rad.)程度と小さく、また経時によりバックラッシが発生する恐れがある。本機では、図 6-13 に示すようにニードルベアリングが組み込まれたカルダン型ユニバーサルジョイント(外径 40(mm))と複列アンギュラ型ボールベアリングを組み合わせ球対偶軸受けを構成した。ユニバーサルジョイントのクロス部の静的弾性限界は、実測で 32 (kN)であり、ベアリングの静的耐モーメント性能は、94.1(N·m)であった。ワーク重量を数 10 (kg)に想定すると、これらは、いずれも十分な剛性を持ったものである。

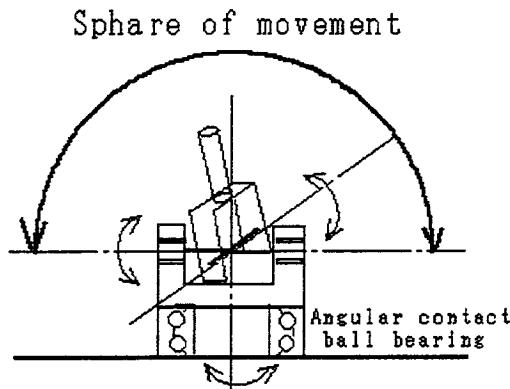


Fig. 6-13 3-Degree of Freedom Joint

制御は、パーソナルコンピュータ(486DX2 66MHz)及びパルスマータコントロールボードを用い、モータとドライバ間のみフィードバックを行うセミクローズドループ方式の位置制御方式とした。制御は、エンドエフェクタの位置と姿勢の 6 自由度情報を記録したデータファイルを読み込み、逆運動学計算を行い各軸の移動量と移動速度を求め、それに応じたパルス量と周波数をサーボモータドライバに入力し駆動している。逆運動学に要する計算時間は、約 85(μ sec)であった。図 6-14 に制御系のブロック図を示す。位置のみを指令するピックアンドプレース作業は、PTP 制御で、空間中での擬似的な直線補間、円弧補間は、CP 制御で実現している。

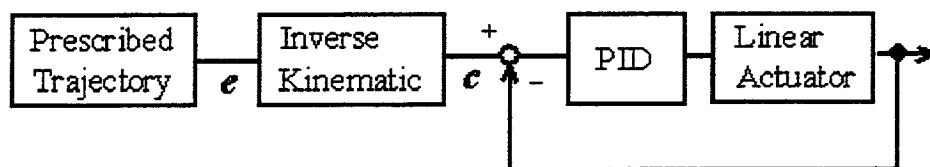


Fig. 6-14 Block Diagram

6.1.6 作業応用

(1) ハンドリング作業への応用

空気圧式三爪チャックにより、ハンドリング作業実験を行い、良好な動作を確認した。図 6-15 に姿勢の変化を伴うハンドリング作業の様子を示す。

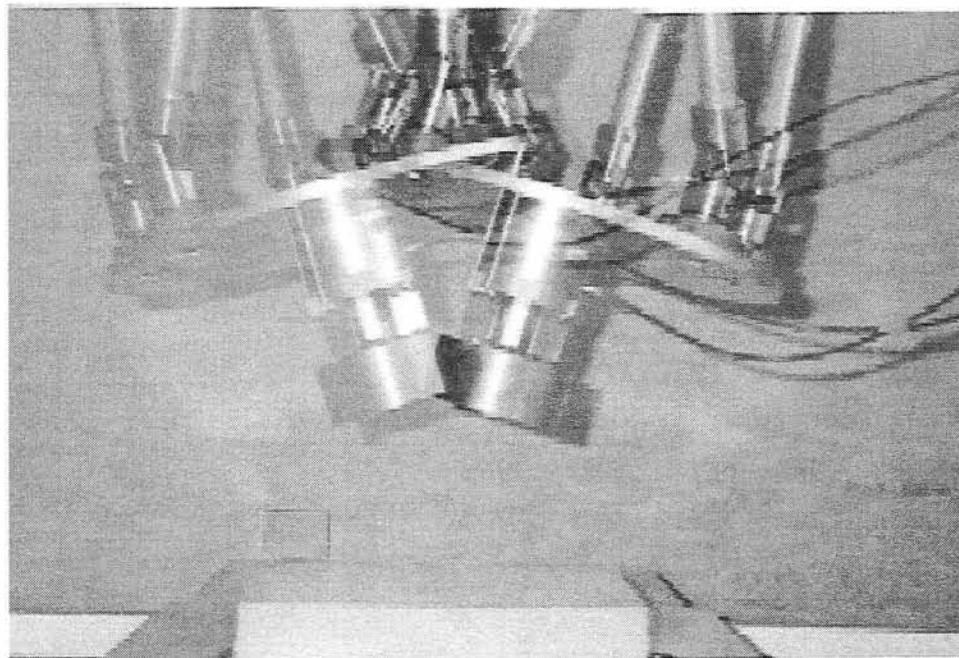


Fig. 6-15 Handling Experiment (Twice Exposure)

(2) 切削加工への応用

本機構を 5 軸加工機（回転ツールを用いない場合は 6 軸加工）に応用した事例を示す。本機構により曲面へのミーリング作業やアンダーカット加工など主軸の傾動を伴う加工が低コストで提供できるものと考えられる。加工実験は、表 6-3 の仕様で行い、加工風景及び加工例を図 6-16, 6-17 に示す。実験は、金型の深溝隅肉除去等を想定したアンダーカット加工、及び表面の平面切削と直線円弧を組み合わせた文字加工を行った。いずれの場合も良好な結果を得た。

Table 6-3 Specifications of Machining Experiments

Spindle	2400 rpm	
Tool	for Surface Milling for Character line Milling for Under-Cut Milling	8mm End Mill 8mm Ball Mill 6mm Ball Mill
Work	Mixing Paraffin Wax	

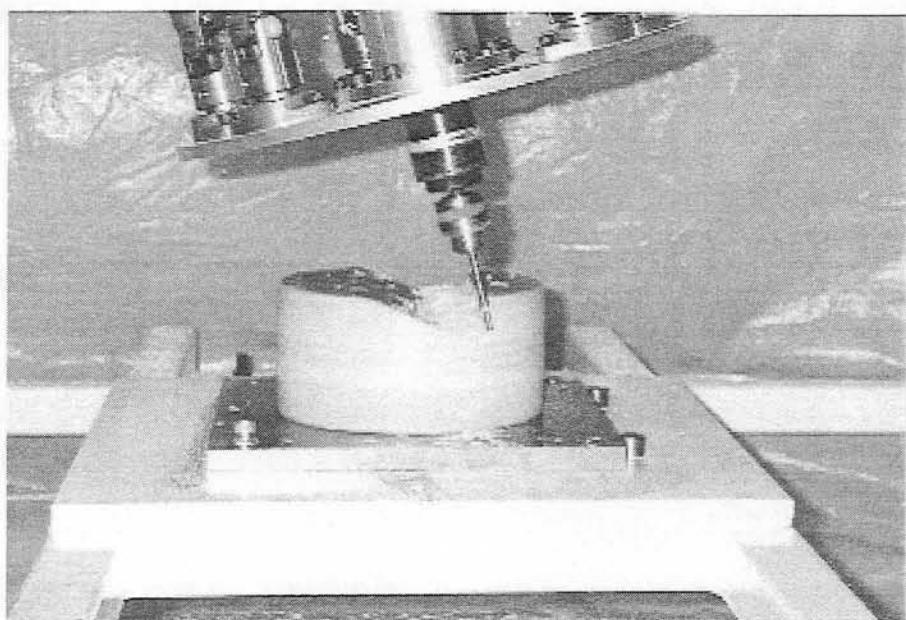


Fig. 6-16 Machining Experiment, Tilt Milling for Under-Cutting



Fig. 6-17 Machining Experiment, Result of the Character Line Milling

6.1.6 垂直直動型パラレルメカニズムの開発のまとめ

直動型パラレルメカニズムをマニピュレータに応用すること目的とし、垂直直動型の提案及び試作を行い、下記の知見を得た。

- (1) 様々な実用的なメリットを期待して直動アクチュエータを 2 本 1 組で 120 度対象に 6 本垂直に配置した垂直直動型を提案した。
- (2) 直動アクチュエータを垂直に固定配置することにより、逆運動学計算は、簡単な幾何により直接的に求められることを示した。
- (3) 設計パラメータの組み合わせを変化させ、可動領域、分解能、速度に与える関係を示した。この結果から、具体的な設計値を選択して可動領域を推定した。可動領域は、姿勢変化により大きく変化することを示した。
- (4) 微小運動の関係から特異点について考察した。評価指標に、任意の xy 平面における可動領域面積に対する特異点領域の面積率を用い、エンドエフェクタの姿勢制限や連結ロッドを長くすることが特異点回避に有効であることを示した。
- (5) 搬送装置や加工機械などのマニピュレータへの応用を想定して、試作機を製作した。開発された装置は、多自由度の特長を生かし、姿勢を変えたハンドリング例や、主軸を傾けたドリリング作業などの応用事例が可能であった。

6. 2 ベアリング組立作業をモデルにした機構の設計、製作及び実験

6.2.1 マニピュレータの設計について

一般に、組立作業は、ワークの姿勢と負荷を同時に調整しながら作業を行うが、作業速度や負荷の仕様から、重筋作業になる場合も多く、自動化や省力化が望まれている。組立作業時に、エンドエフェクタに要求される自由度は、非接触状態で、位置の3自由度、姿勢の3自由度であり、接触状態で、出力の方向成分3自由度、回転成分の3自由度である。組立作業の自動化は、これらを高精度に、かつ決められた時間内に処理する必要がある。現在のマニピュレータの代表で多関節型ロボットに代表されるシリアルメカニズムは、リンクが直列に構成された片持ち梁構造のため、高精度と高負荷の両立が困難である。パラレルメカニズムは、複数の閉ループで構成されたリンクが並列に配置された機構のため、精度と出力に優れていて高精度高負荷組立作業への適応が期待できる。また、この機構は、機構を構成する設計パラメータ（例えば寸法や）を任意に設定することにより、高速広範囲指向から高精度高出力指向まで、機構特性を任意に設定することができる。しかしながら、機構の設計には、目的の作業仕様から各部の寸法などの設計パラメータを最適化して決定する必要があるが、実用的なパラレルメカニズムの設計手順を示す報告は、見あたらない。

本項では、具体事例として図6-18に示す自動調心コロベアリングの組立作業をモデルとし、パラレルメカニズムの機構設計手順を示し、この設計手順に基づき試作、作業実験した事例を報告する。まず、設計に必要な基礎計算式を運動学及び静力学特性に基づき整理する。次に、組立作業に要求される仕様から設計パラメータを選択決定する手順を示す。具体的な事例は、図6-18に示すような自動調心コロベアリングの組立作業とした。最後に、装置の性能確認実験、及び位置と姿勢を変化させながら負荷を与える組立作業実験の結果を示す。

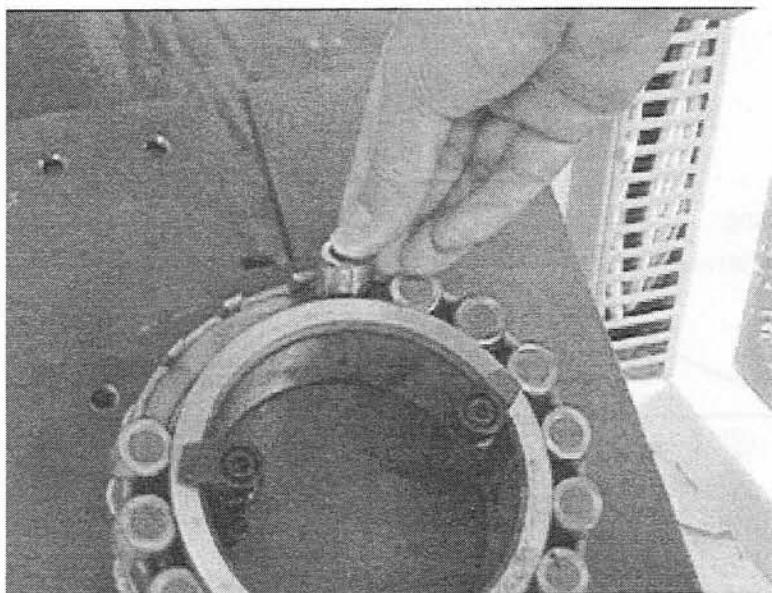


Fig. 6-18 Bearing Assembly Work

6.2.2 ベアリング組立作業と作業の要求仕様

自動調心コロベアリングは、大型回転体の軸受けとして広く使われている製品である。自動調心コロベアリングの組立作業は、コロの位置と姿勢を調整しながら、ワークを押し込む作業を繰り返し行うものである。この作業は、類似品種が多い代表的な多種少量生産品組立事例であり、ロットが少ない多くの品種は、現在も手作業により行われている。押し込み工程の軌跡は、内輪と保持器の形状の都合から、姿勢変化を伴う作業になる。押し込み作業のイメージ図を図 6-19 に示す。コロを柱と内輪の間に姿勢を変えながらの押し込む時に発生する力は、実験では 50~80N であった。大型製品の場合には、400N 程度の大きな力が必要な場合もあり、作業者に大きな負担となっている。

組立作業モデルは、ワーク供給点のコロをつまみ上げ、水平に搬送し、傾けながら押し込む一連の工程とし、図 6-20 に示す。作業に要求する仕様は、エンドエフェクタ目標 分解能、速度、移動距離、エンドエフェクタ姿勢角、出力の 5 項目とした。特に、速度については工程中で最も移動量の長い 2 点間の移動速度を、出力については工程中で最も負荷の加わる押し込み時の出力を、エンドエフェクタ分解能については位置決めで重要な水平方向のエンドエフェクタ分解能とした。これら作業要求仕様も、図 6-20 中に記した。

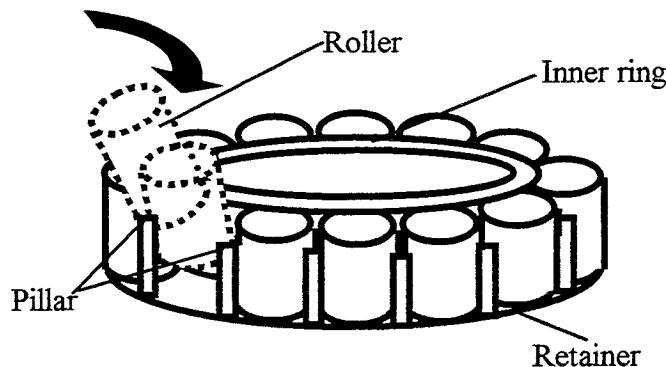


Fig. 6-19 Assemble Task

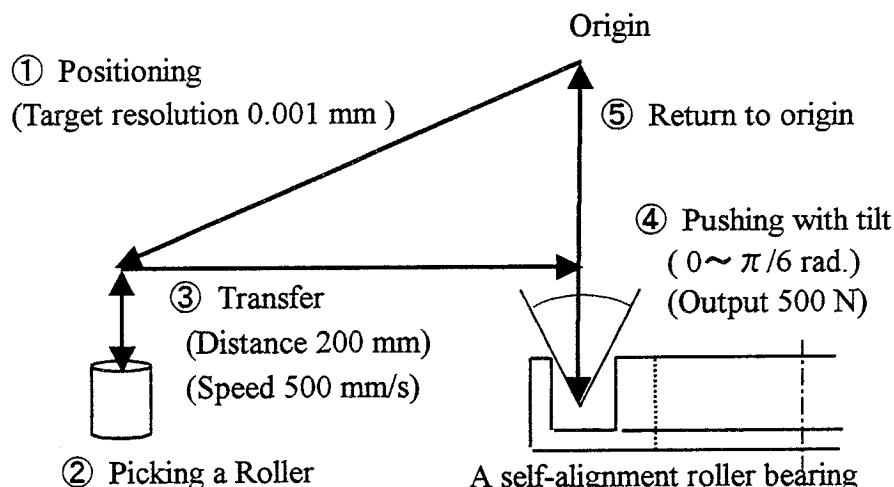


Fig. 6-20 Models of Bearing Assembly Specification, Specifications are Required Values

6.2.3 設計手順（1）設計の流れと機構の選択

本研究で検討、提案する設計手順を図 6-21 に示す。手順は、まず、可動領域や機構干渉などの幾何的な条件を、逆運動学及び微小運動学から得られた特性のバランスから選択し、各機構寸法を決定する。次に、逆運動学、微小運動学、及び静力学に基づきアクチュエータ仕様を決定する。

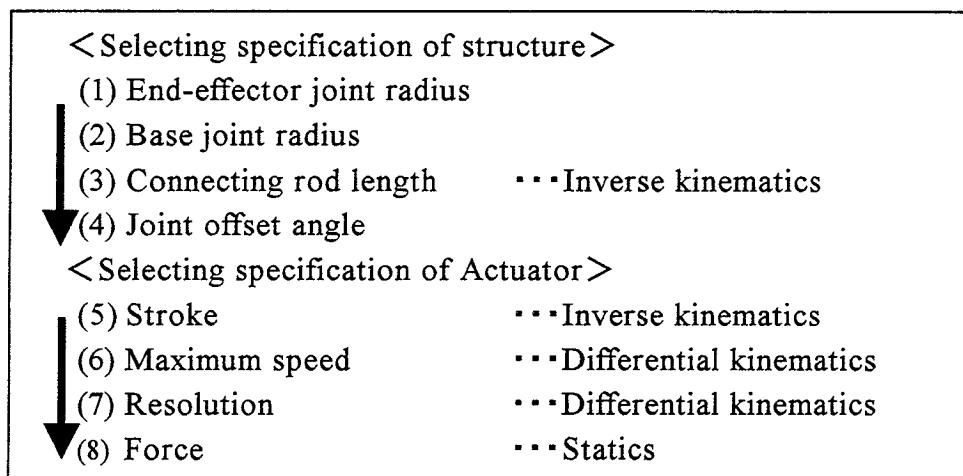


Fig. 6-21 Proposed Design Procedure

まず、機構の選択理由を述べる。図 6-20 の作業に必要な自由度は、並進 3 自由度と回転 2 自由度の計 5 自由度である。作業要求仕様の特徴として、動作範囲は比較的小さいもが、姿勢揺動時の出力が大きい。よって、エンドエフェクタの姿勢変化が可能な 6 自由度パラレルメカニズムが適していると判断できる。また、6 自由度パラレルメカニズムの中でも、出力特性を重視する場合は、軽量高速作業向きの回転型より、伸縮型及び直動型が適していると考えられる。よって、本事例では、主として押し込む方向、即ち鉛直方向の出力特性が同じになるように、アクチュエータの方向がすべて、地面に対して垂直に配置されている垂直直動型を選択し、設計製作モデルとする。構成する設計パラメータは図 6-22 に示す。本章では、図 6-20 で示した作業仕様から、図 6-22 に示す設計パラメータを求める手順を具体的に示す。

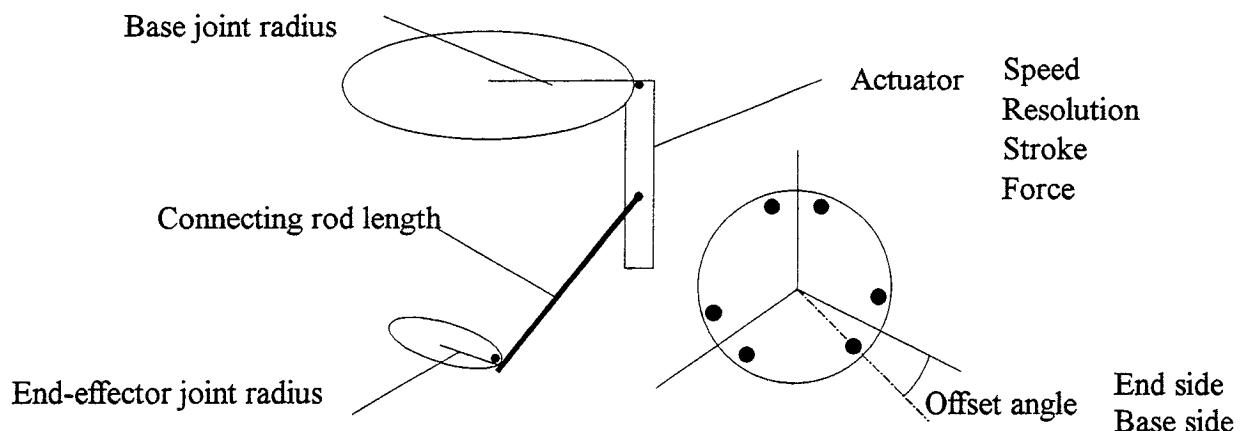


Fig. 6-22 Required Design Parameters

6.2.4 設計手順 (2) 機構寸法の決定

ベース、エンドエフェクタの半径(r_b , r_e)及び連結ロッド長さ(l_i)などの設計パラメータは、可動領域特性、外寸の制限、作業干渉性などを総合して選定する。図 6-23 は、 r_b を基準として l_i , r_e を変化させた時の可動領域の体積変化を等高線図で示した例である。図 6-23 より可動領域は l_i が長いほど大きくなり、 r_e に対してはピークを持つことが判る。このことから、設計パラメータは、等高線のピークを結ぶ線（図中の白線で示す）付近を選択することが、可動領域効率がよいことが分かる。また、機構の特性は、精度を重視する場合はこの白線の左下方で、可動領域を重視する場合は右上方を選択することで調整できる。この図及び各種制限を条件に、以下に個々の値を選定する。

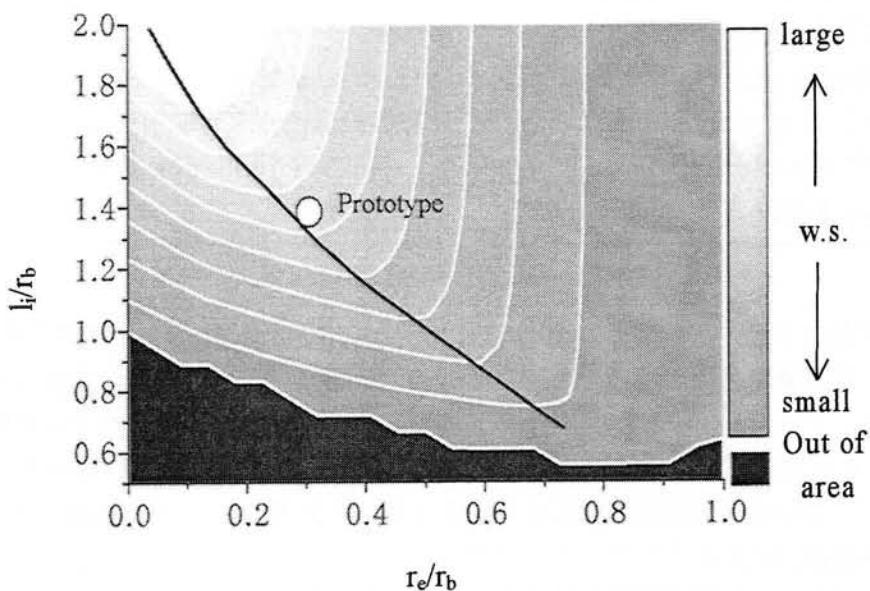


Fig. 6-23 Working Area Volume related with Design Parameters

a) ベース半径 (r_b), エンドエフェクタ半径 (r_e) の選定

エンドエフェクタ半径($r_e (=|{}^h s_i|)$)は、式(10)中 J_1 より、姿勢変化速度に影響するため、ある程度大きい方が望ましい。しかし、揺動角が大きくなると、図 6-24 に示すように、ワークとの間に作業干渉が発生する。事例では、採用を予定していた汎用チャックの高さを参考に、 $r_e=120$ (mm) を選定した。

ベース半径 r_b は、動作範囲から制限される最小値と、装置外寸から制限される最大値の二つの制限を考慮しなければならない。最小 r_b は、水平方向の原点から最大動作距離（事例では、200 (mm)）と r_e の和以上であればよく、本事例では、最小 r_b は、320 (mm) 以上となる。最大 r_b は、設置スペースや搬入口の大きさなどの環境要因で決められる。事例では、390 (mm) 以下であったため、 r_b は、360 (mm) を選択した。この時、 $r_e/r_b = 0.33$ となる。

b) 連結ロッド長さ l_i の選定

押し込み作業の位置は、座標系の原点と一致させたパラレルメカニズム中心部とした。これは、中心部が最も可操作性が高いためである。

$r_e/r_b=0.33$ の時、図 6-23 より $l_i/r_b=1.33$ 程度で体積効率がよいことが判る。この時、 l_i は、540 (mm) になる。また、図 6-25 は、連結ロッド長さと水平方向の可動領域との関係である。灰色部が可動領域である。長いほど精度が劣化するため、要求仕様の 200 (mm) 以上の可動範囲である斜線部が適当と考

えられる。連結ロッドの長さは、図 6-25 の斜線領域が適當と考えられ、このことからも、 $l_i=540$ (mm) が適當と判断できる。

c) ジョイントオフセット角の決定

ジョイントオフセット角は、小さい方が z 軸回りの力学性質が好ましいと考えられるが、実際には採用する 3 自由度ジョイントの外径から制限される。この角度は、 r_e, r_b のそれぞれの半径とあらかじめ選択するボールジョイントの外径から求まる。事例の場合、それぞれ $\theta_e=0.167$ (rad.), $\theta_b=0.056$ (rad.) となった。

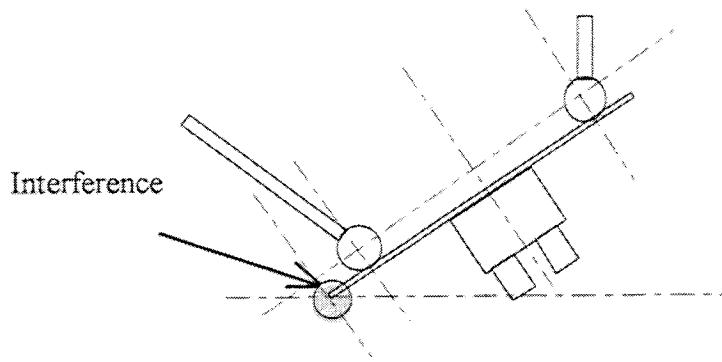


Fig. 6-24 Interference with Work

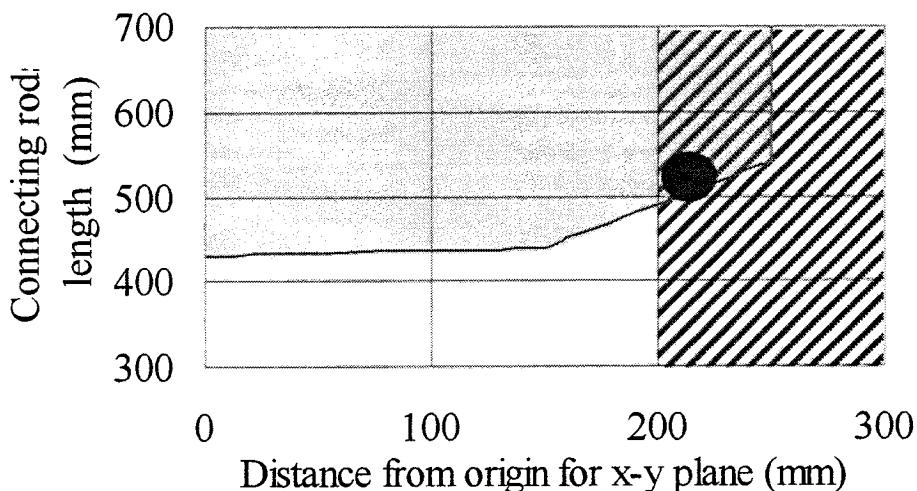


Fig. 6-25 Relationship between Movable Area and Connecting Rods Length

6.2.5 設計手順 (3) アクチュエータ仕様の決定

a) 有効ストロークの選定

有効ストロークは、逆運動学から求められる全工程でのアクチュエータ制御量の最大差以上あれば良い。事例では、353.8 (mm) 以上となったが、作業性を考慮し $l_s=500$ (mm) とした。

b) 最高速度の選定

発生できる最高速度は、エンドエフェクタの位置により異なる。事例において、エンドエフェクタで 500 (mm/s) 得るためにアクチュエータに要求される最高速度と、中心からの位置の関係を図 11 に示す。事例では、移動距離の中心付近の位置を採用し、 $a_v=500$ (mm/s) とした。

c) 分解能の選定

アクチュエータ分解能は、エンドエフェクタの分解能を与えた時、式(2)より得られた各軸の微小変位の最小値とした。事例では、中心部の分解能が 0.001 (mm) 時、要求されるアクチュエータ分解能は 0.006 (mm) 以下である。よって、 $a_r=0.005$ (mm) とした。

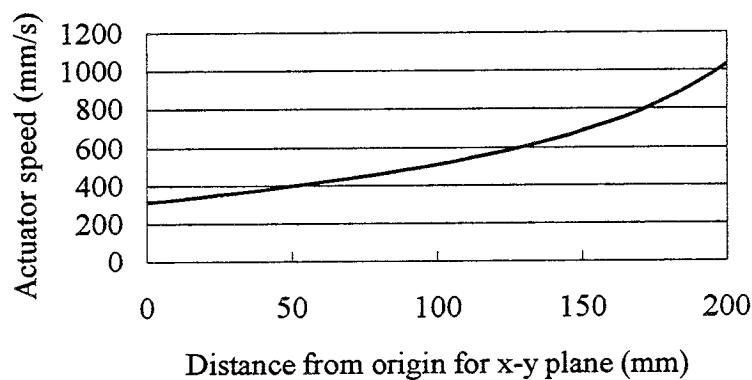


Fig. 6-28 Relationship between Actuator Speed and Movable Area
at End-Effector Speed of 500 mm/s

d) 出力の選定

アクチュエータ出力は、静力学に基づき算出する。事例では、 $m_e=10$ (kg), $m_l=1$ (kg), $m_a=2$ (kg), $e_z=100$ (mm) とし、作業負荷をエンドエフェクタ重心に加算した時、作業中アクチュエータに要求される最大推力は、91.24N 以上である。よって、 $a_f=100$ (N) とした。

図 6-27 は、これらの手順により計算した結果と実際の設計に採用した値である。

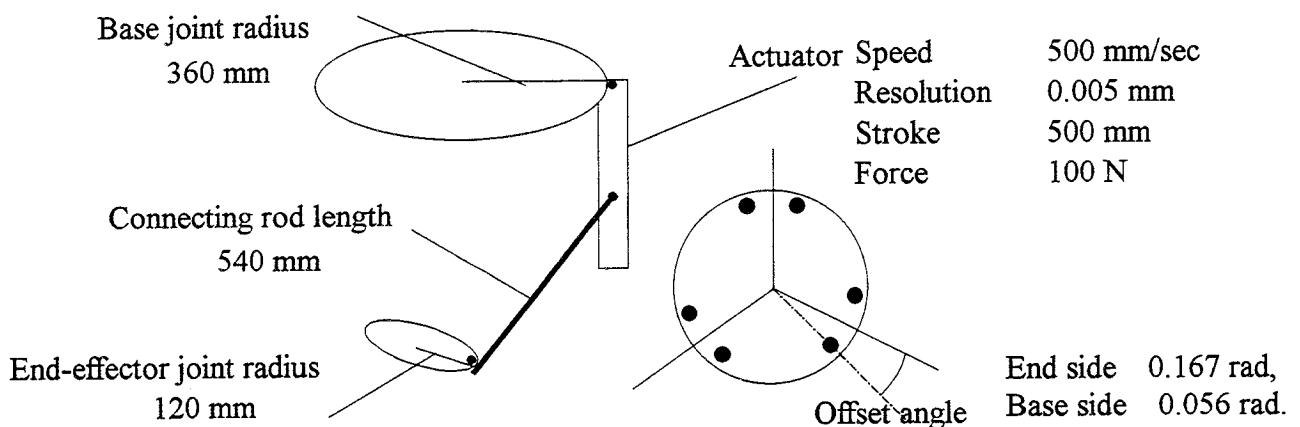


Fig. 6-27 Applied Design Parameters

6.2.6 製作

実験機は、図 12 に示す決定した仕様に基づき製作し、外観を図 6-28 に示す。直動アクチュエータは、AC サーボモータ、精密ボールねじ、及び直動ガイドで構成し、制御装置は、パソコンコンピュータ(OS: WinNT)を用いている。制御プログラムは、式(1)に基づく逆運動計算による位置制御方式で、連続動作は、PTP で得ている。図 6-29 は、制御系のブロック線図である。また、本装置は、速度制御、トルク制御にも対応した制御系構成となっている。図 6-30 は、コロ供給位置と組付け位置の関係及び、実験に用いた治具の様子である。

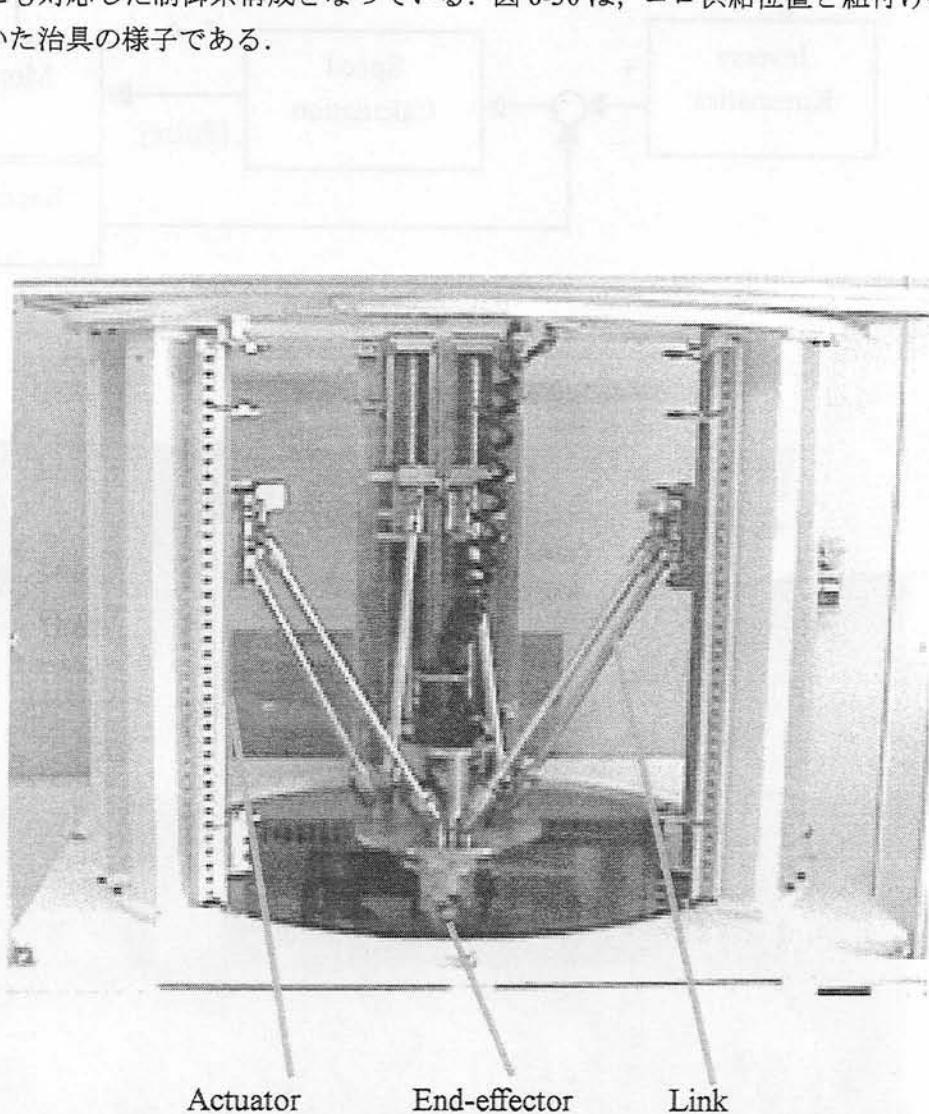


Fig. 6-28 Photo of Prototype

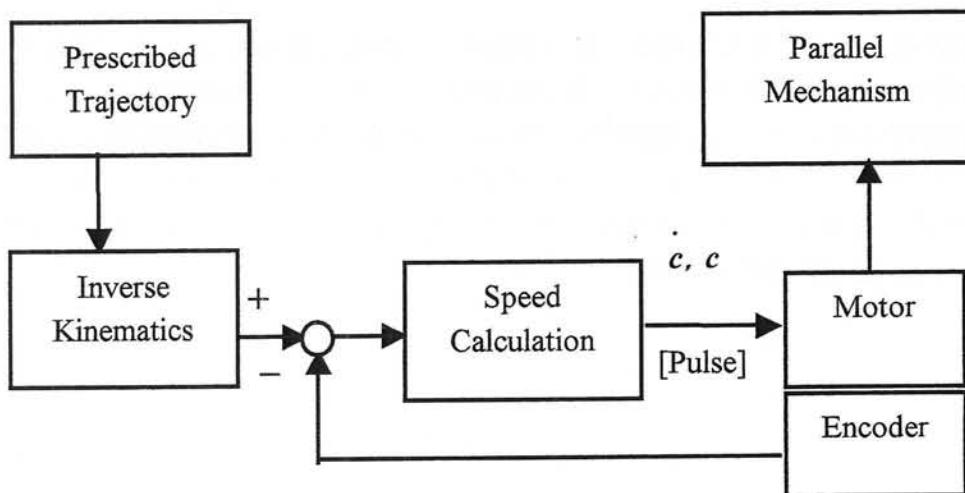


Fig. 6-29 Block Diagram

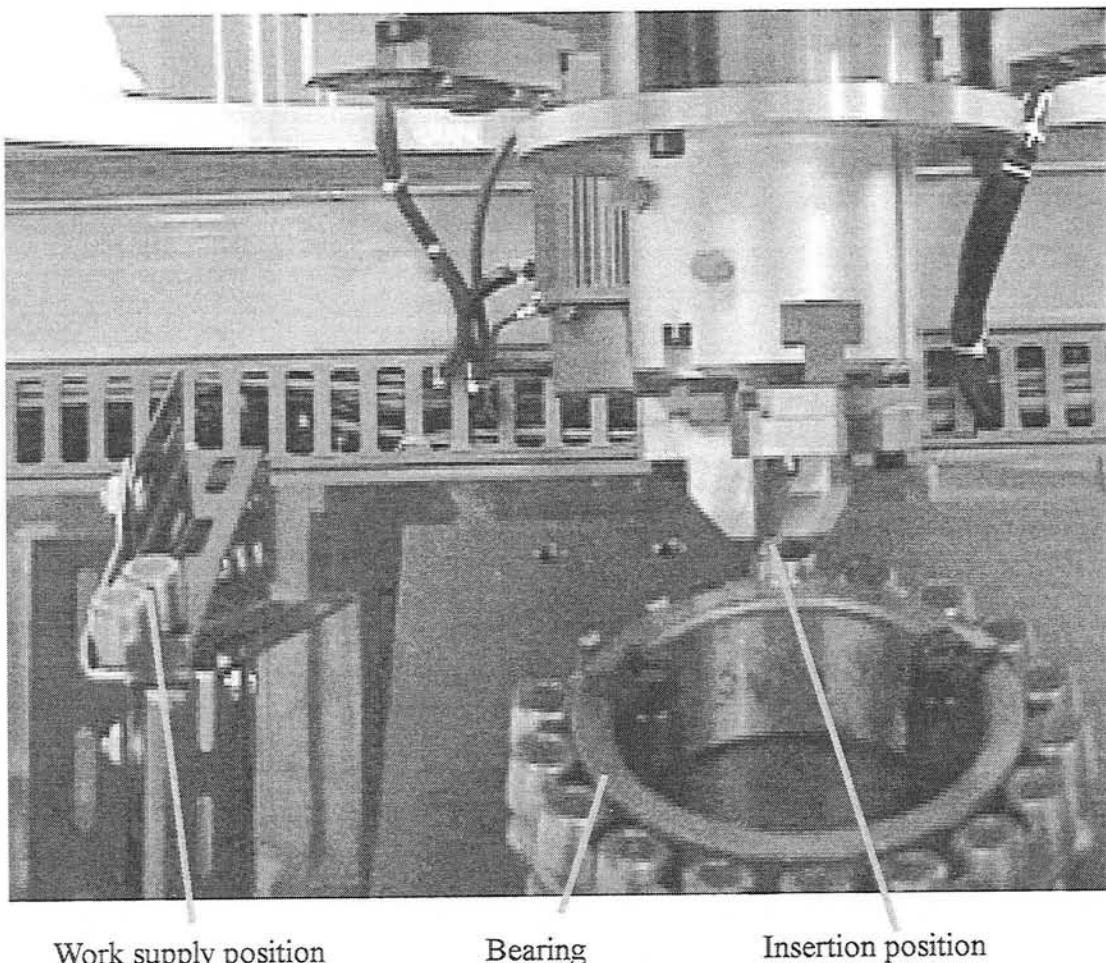


Fig. 6-30 View of Work and Jig

6.2.7 速度検証実験

設計値の実機検証を、速度特性で行った。検証実験は、エンドエフェクタに取り付けた加速度センサから得たデータを時間で積分して速度、及び距離について、設計値と比較することで行った。

図 6-31,6-32 は、原点から 200mm 離れた位置から原点まで移動する場合の加速度測定結果、及び速度、距離の計算結果である。図中の横軸は、時間 (msec) であり、縦軸は、図 6-31 は、加速度 (G) で、図 6-32 は、速度 (mm/s) 及び距離 (mm) である。

図 6-31 より、装置は設計目標値の 500 (mm/s) を満足していることがわかる。また、図 6-32 より約 200 (ms) で加減速を行い、エンドエフェクタに発生した最大加速度は、±0.4 (G) に達し、600 (ms) で移動が終了していることがわかった。

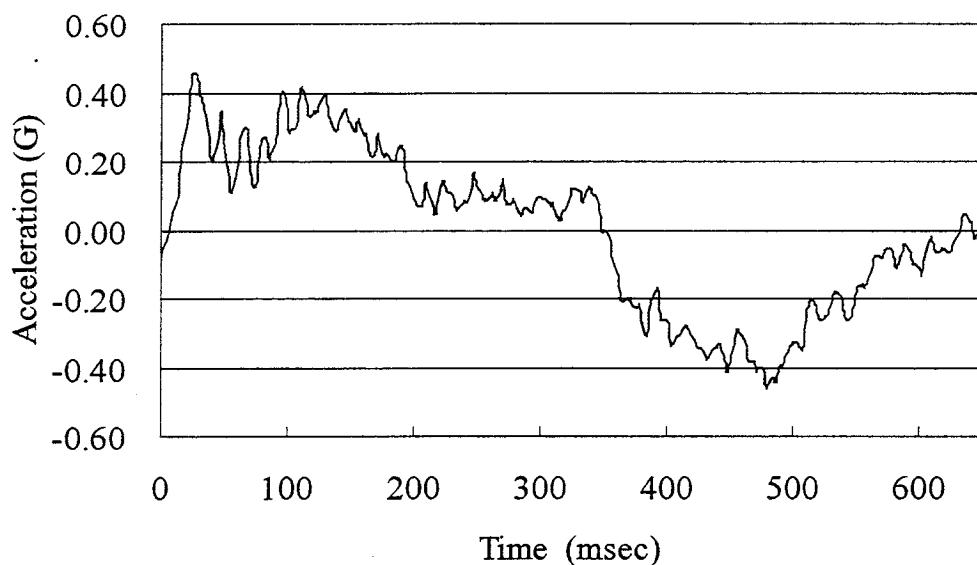


Fig. 16 Acceleration

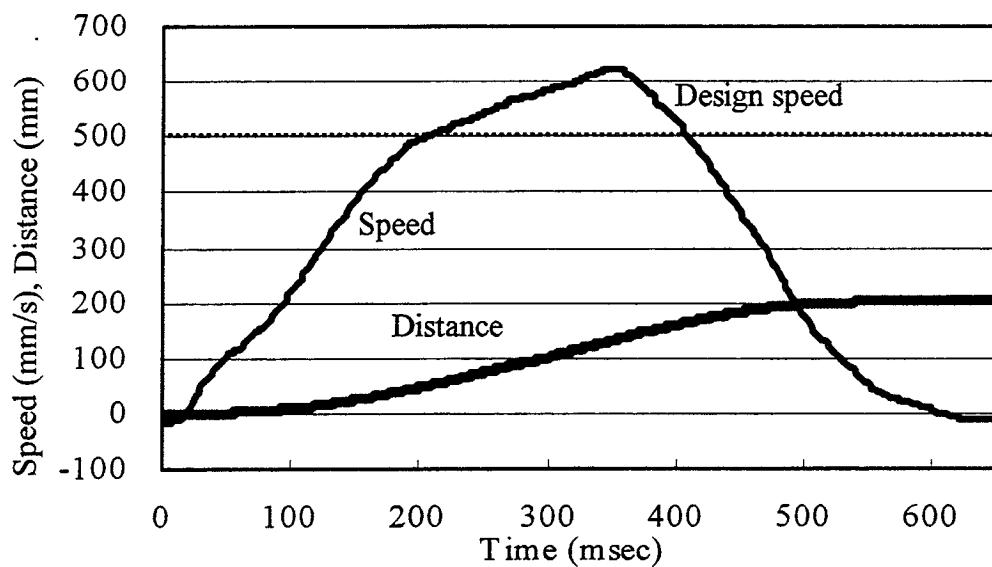


Fig. 17 Speed and Distance

6.2.8 精度検証実験

今回の設計例においては、作業分解能を設計情報のひとつとしたが、実際の機構では、実際に得られるエンドエフェクタ精度が重要である。これは、ジョイント等の誤差などが総合的に影響する。

そこで、エンドエフェクタ精度を検証するために、レーザー干渉式測長器を用いて計測した。図 6-33 は、エンドエフェクタに 200g の干渉計を持ち、原点より水平方向に ±100 (mm) の長さを 5 (mm) づつ移動させたときの指示値と実測値の誤差の関係である。図より式(34)(35)の関係が得られた。また、この式で図 6-33 を補正し得た図 6-34 より、エンドエフェクタの水平誤差は、0.01(mm) 以下に収まることが分かった。

$$\text{err} (\mu\text{m}) = 1.9357 \times x (\text{mm}) + 1.8864 \quad (0 < x < 100) \quad (34)$$

$$\text{err} (\mu\text{m}) = 2.4120 \times x (\text{mm}) + 1.2727 \quad (-100 < x < 0) \quad (35)$$

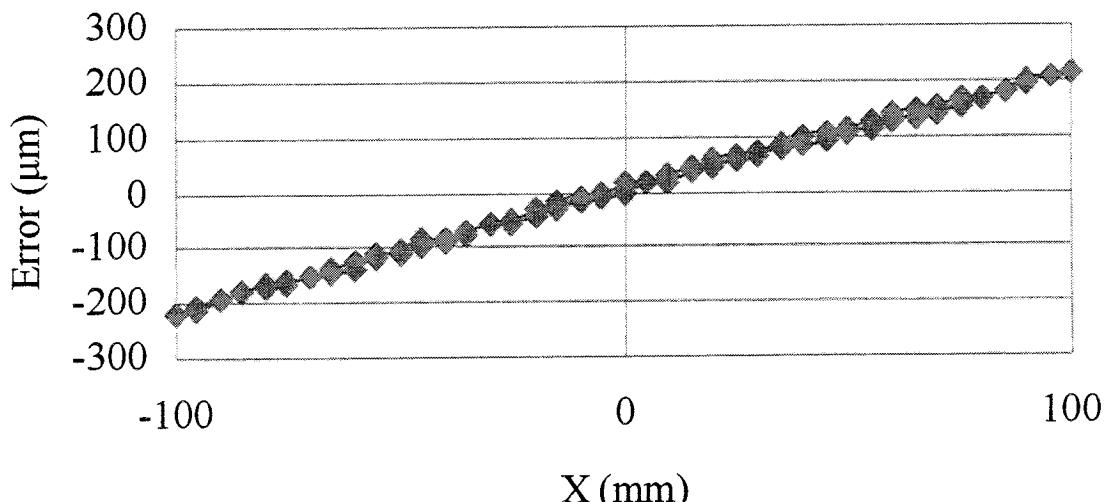


Fig.6-33 Relation between End-Effector Position and Error

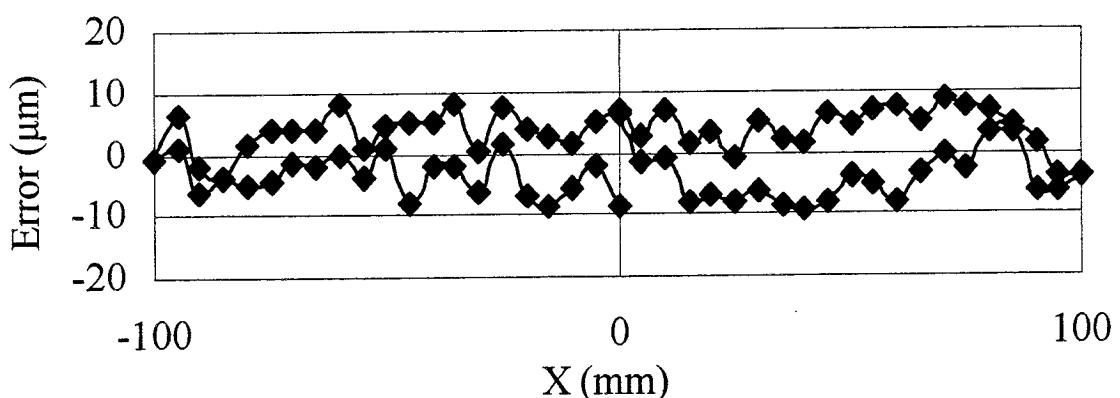


Fig.6-34 End-Effector Accuracy for x Position, after Calibration

6.2.9 組立作業実験

最後にベアリングの組立実験を行った様子を示す。作業は、予めワークに応じて生成した軌跡に基づき、位置と姿勢を徐々に変化させながら押し込む工程を連続して行った。図 6-36 は、工程の流れの様子を図示したものである。まず供給点から搬送されたコロを、ベアリングの所定位置で位置決めし、軽く押し込んだ様子である。この時、保持器と内輪の形状から、すこし傾いて組み込まれていることが分かるが、これはチャックのコンプライアンスを利用している。次に、アクチュエータのつめを開じ、その先端を使って位置と姿勢を変化させながら押し込んでいく。

Step 1:

Positioning

Step 2:

Pushing with Tilted End-Effector

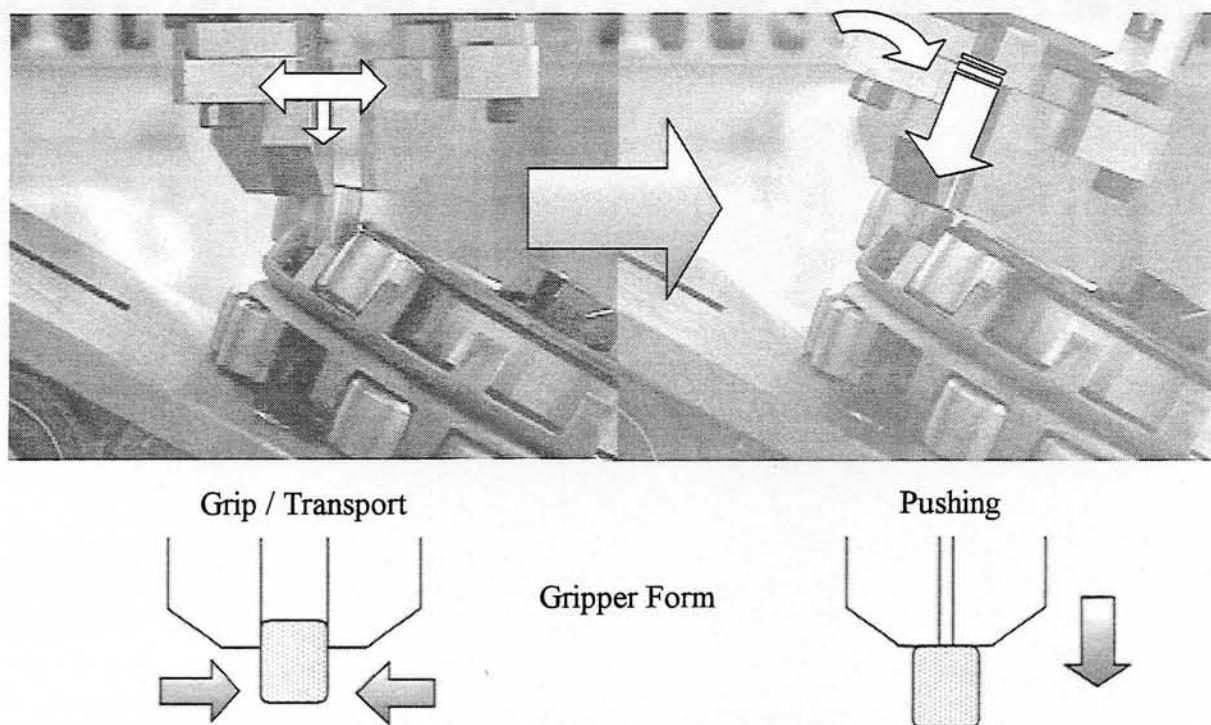


Fig. 6-36 Procedure of Assembly

6.2.10 マニピュレータの設計、製作及び実験のまとめ

垂直直動型パラレルメカニズムを用い、ペアリング組立作業をモデルに機構の設計製作及び実験を行い、以下の知見を得た。

- (1) 自動調心コロ軸受けの組立作業を対象にして、作業に要求される仕様から、パラレルメカニズムの設計パラメータを決定する手順を示した。また設計に用いる計算式を、逆運動学、微小運動学、静力学に関連づけて整理し、設計手順と対応させた。
- (2) この設計に基づき製作された試作機は、加速度センサによる実証実験、レーザー干渉計による精度実験により、目標設計値を満たされていることを確認し、設計製作の妥当性を確認した。
- (3) 位置制御による組立実験により、姿勢変化を伴う自動調心コロ軸受けのコロ挿入作業実験に成功した。

第7章 産業機器への応用

7. 1 多軸振動発生器への応用

7.1.1 多軸振動発生器への応用の必要性と期待

振動発生装置（加振機）は、耐振性、耐衝撃性の品質保証を行う試験のために、広い産業分野で用いられている。日本において振動試験は、包装貨物、家具、電気、自動車、鉄道、船用電気など広い分野でJIS化[109]～[113]されている。これらの規格で要求されている振動は、単軸から3軸（x, y, z軸方向の並進運動）までのものが一般的である。しかし、近年の品質保証要求の高まりから、各軸周りの回転振動についての評価が望まれている。また、人体に与える加速度の影響評価は、近年盛況のアミューズメント産業の発展や、人間の安全性・快適性の重要視化により、今後ますます重要な指標になるものと予想される。人体への振動の影響は、回転成分によるものが大きい[114]ことが知られている。

これらの要求から、並進3軸及び回転3軸の合計6軸の振動が発生できる装置が、製品レベル[115]～[116]で発表されている。これらは、回転成分を含む複合波形や地震波など6自由度振動の再現も可能である。しかし、これらは非常に高価であるため、より低コストに作ることができる機構原理が望まれる。

パラレルメカニズムは、アクチュエータを高速に制御できれば、そのまま6軸の振動発生装置として使用できると考えられる。また、この原理を多軸防振装置[117]～[119]へ応用した例も既に知られている。しかし、これらの事例はいずれも油圧式の伸縮型であり、油圧シリンダーのアクチュエータ自身を動かさなくてはならないため、高速性において不利である。一方、直動型パラレルメカニズムは、可動部が軽く、高速、高精度が期待でき、多軸振動発生器に適した機構であると考えられる。

直動型パラレルメカニズムは、第1章で示したとおり一般に可動領域が小さいという欠点がある。しかし、加振機ではテーブルに要求される可動領域はもともと小さいため、これは問題にならない。また、多軸振動発生機構にパラレルメカニズムを適用することで以下の長所も期待できる。

- (1) 6軸の機構部品を共通化するためにコスト的に有利である
- (2) アクチュエータを基礎上に集中配置できるため、エンドエフェクタとアクチュエーターを離せる
- (3) テーブル近傍で電磁場の発生が無い

以上の理由から本章では、直動型パラレルメカニズムの多軸振動発生装置への応用を検討する。まず、パラレルメカニズムの振動特性を明らかにする。これに関する情報は、わずかしか知らない[120]。更に、カム・リンク機構を工夫し、1つの駆動源で順次多軸の振動発生に対応できる装置を提案する。この順次多軸機構をはじめ本報で検討する原理は、振動試験以外にも、配線類の繰り返し曲げ疲労試験や、振動を応用した様々な加工プロセスなど、幅広い産業分野に利用が期待できるものである。

7.1.2 パラレルメカニズムの振動特性

パラレルメカニズムは、受動対偶で連結されたその構造から、振動減衰が悪くなったり、固有振動数が低くなることが予想される。このことは、工作機械や組立ロボットへ応用する場合、しばしば問題になるにもかかわらず、パラレルメカニズムの振動特性は、知られていない。多軸振動発生装置に応用する場合、機構の振動特性の把握は、必須である。

本報では、振動特性をパルス打撃加振法[121]により実験的に推定した。この試験方法は、ハンマーで機構の任意の位置を打撃し、発生した振動が減衰していく様子を微小変位計で観測するものである。この方法は、簡便に測定できるためによく用いられている。一般に、減衰固有振動数と固有振動数は、近い値になることが知られているため、本報ではこの試験方法を試した。実験機及び仕様は、図 7-1、表 7-1 である。打撃位置と方向は、図中に示す。振動の計測は、渦電流式変位計（応答性 DC～3.3kHz）を用いた。エンドエフェクタ及び把治具の合計質量は、約 20kg である。

図 7-2、7-3 は、実際に計測された波形で、時間軸は 1 目盛りあたりそれぞれ 50ms、10ms である。波形の特徴として、小さい 4 つの波で構成された波形が繰り返し発生し減衰している。これは、6 本の連結ロッドがそれぞれ干渉しているためにこのような現象が表れたものと思われる。

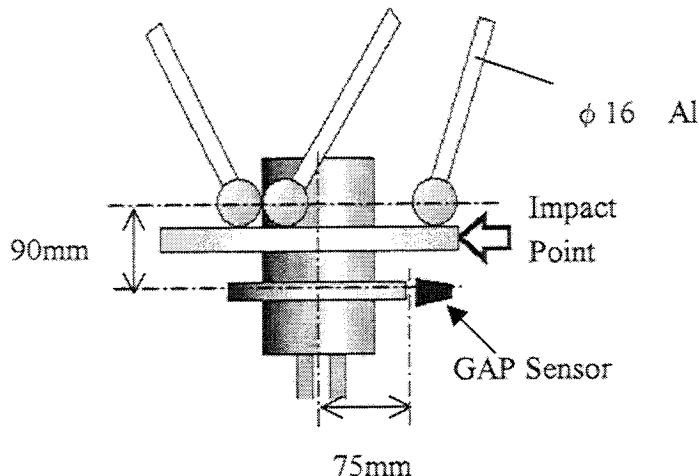


Fig. 7-1 Vibration Test Condition

Table 7-1 Specification of Mechanism

Connecting rod length	540 (mm)
End plate radius	120 (mm)
Base radius	360 (mm)
Actuator arrangement	90 (deg.)
Weight of table	About 20 (kg)

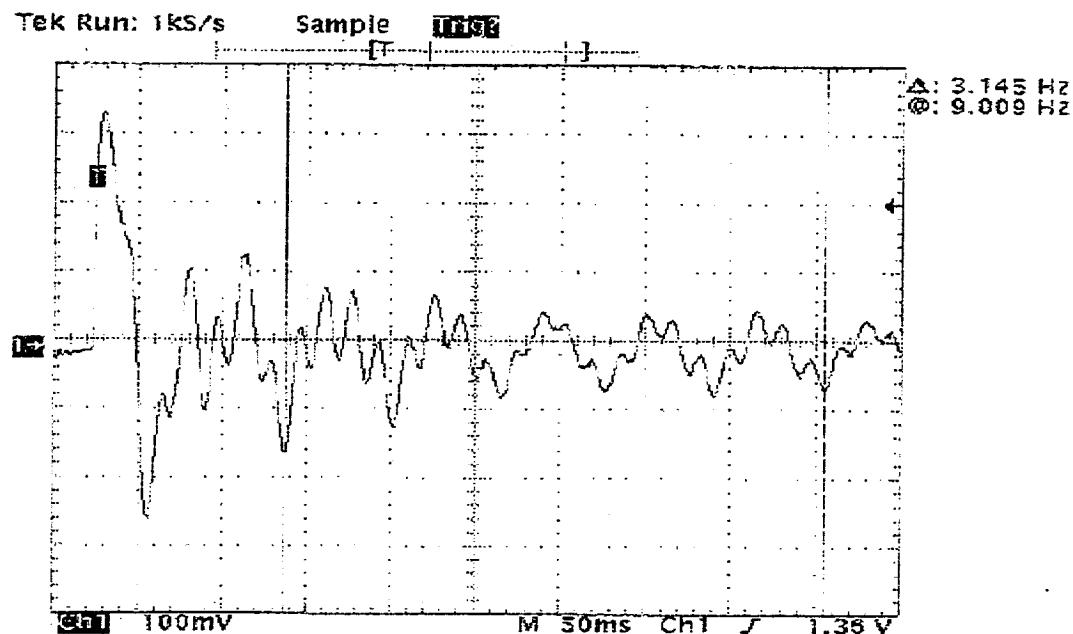


Fig. 7-2 Vibration Data (50msec)

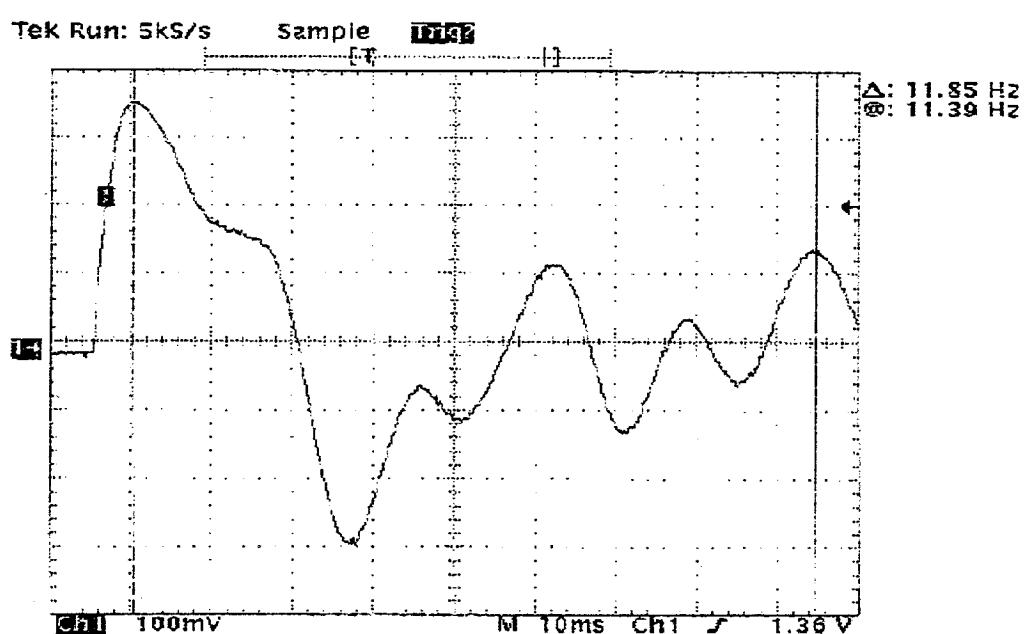


Fig. 7-3 Vibration Data (10msec)

ここでは、繰り返し波形の減衰に注目し、振動特性を推定する。振動特性の計算は、パルスによる過渡応答波形を当てはめ、周期、減衰比、減衰固有角振動数、減衰固有振動数を求めるものとした。実際の計算は、図 7-2 に外挿線を追加し値を読み取った。

周期 T は、式(36)で表される。

$$T = (T_n - T_1)/n \quad (36)$$

減衰比 ζ は、 $\log(x_1/x_n) = 2\pi n(\zeta/(1-\zeta)^{1/2})$ の関係より、 ζ が 1 より十分小さいとき、式(37)で表される。

$$\zeta = \log(x_1/x_n) / 2\pi n \quad (37)$$

減衰固有角振動数 ω_{dn} は、式(38)で表される。

$$\omega_{dn} = 2\pi / T(1 - \zeta^2)^{1/2} \quad (38)$$

減衰振動数 f_d は、式(39)で表される。

$$f_d = \omega_{dn} / 2\pi \quad (39)$$

表 7-2 に振動特性の結果を示す。この結果から、本装置の固有振動数は、例えば従来の工作機械（一般に数百 Hz）と、多関節ロボット（一般に数 Hz）との中間的な値であることが判った。よって、パラレルメカニズムを多軸振動発生装置に応用する場合は、この周波数帯域での使用に注意を要する。

Table 7-2 Vibration Properties

Period	T	0.063 (sec)
Damping Ratio	ζ	0.037
Damping Angular Frequency	ω_{dn}	99.75
Damping Natural Frequency	f_d	15.88 (Hz)

7.1.3 単駆動源による順次多軸振動発生機構

自動車部品や電気部品の耐振動試験[110][111]では、振動テーブルにワークをセットし各軸の振動を順次与える方法で行われている。そこで、より低コストを期待して、1つの駆動源と6つのリンクカム機構で構成される多軸振動発生装置を考案し、その可能性を検討する。具体的には、まずモータなどの主軸による1自由度運動を、ギヤ等により同期した6つの運動に変換し、次に4節リンクやカム等により、それぞれの運動を任意の振幅を持つ直線運動に変換し、更に得られた6つの運動を、パラレルメカニズム原理を用い1つのテーブルに連結した機構である。なお、類似した機構原理に、パラレルメカニズムをカム機構で駆動する例としては、植松らの物品処理装置[122]が知られている。

図7-4は、角度調整が可能な斜板カムを利用して、回転運動を任意振幅の往復直線運動に変換した機構の例である。この機構は以下の特徴を持っている。

(1) 振動周期は主軸の回転数と同期する

(2) 駆動ロッドは軸方向に運動するため、チャンバーが設置しやすく、環境試験に対応できる。

まず、テーブル変位とアクチュエータ変位の関係を調べる。図7-5～7-10は、適当な単振動を与えた時の、テーブル変位（並進は $\sin \theta$ 、回転は θ ）と式(5)で計算した各アクチュエータ変位の関係である。但し、計算条件は表7-3である。これら図より、テーブル変位と各アクチュエータ変位は、一次比例していることが分かる。これは、テーブルの単振動が、アクチュエータ側では、任意の振幅を持つ単振動に変換されていることを示している。

のことより、同期駆動される直動アクチュエータに、それぞれ任意の振幅をもつ正弦波を与えれば、テーブルにおいて望みの単振動が得られることが判る。表7-4は、振動方向と各アクチュエータの振幅の関係を、図7-5の傾きを基に算出した表である。但し、並進はz軸、回転はz軸回りで正规化している。これは、テーブルと駆動軸の速度関係を示すヤコビ行列と類似している。但し、アクチュエータの制御遅れは、テーブル姿勢の乱れとして現れることが予想されるため注意が必要である。

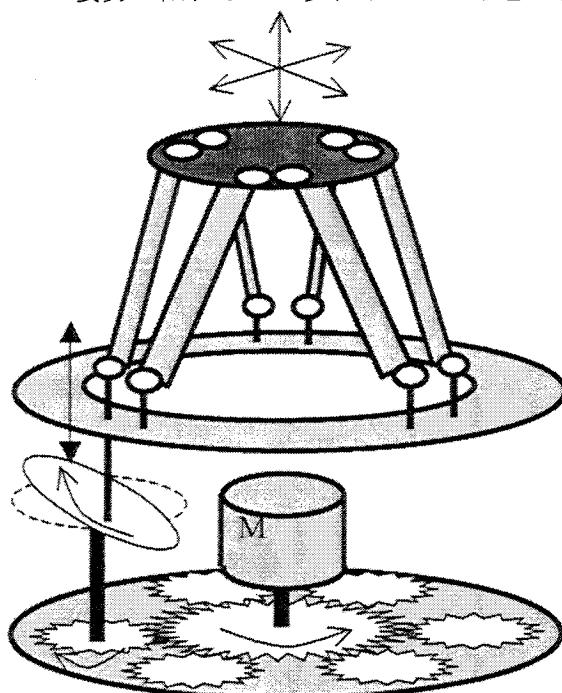


Fig. 7-4 A 6-DOF Vibration Generator with a motor and 6 cams

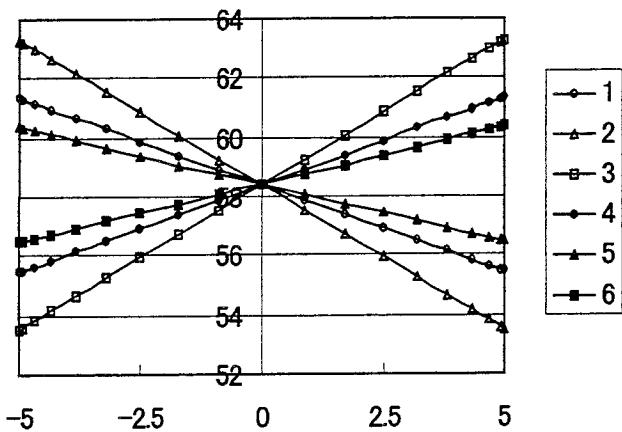


Fig. 7-5 Translation with x-axis

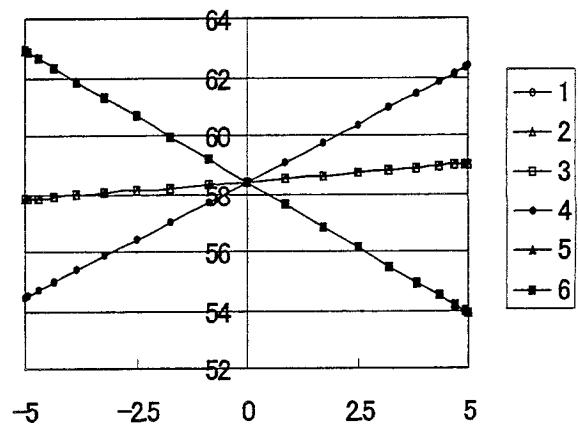


Fig. 7-6 Translation with y-axis

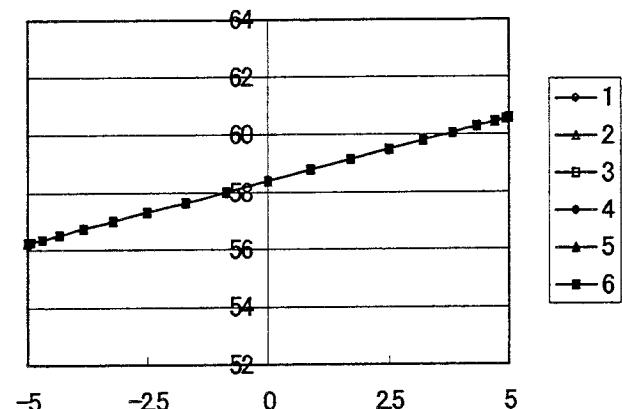


Fig. 7-7 Translation with z-axis

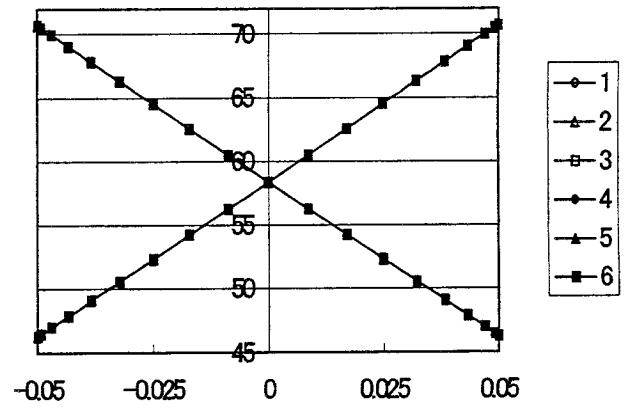


Fig. 7-8 Around z-axis

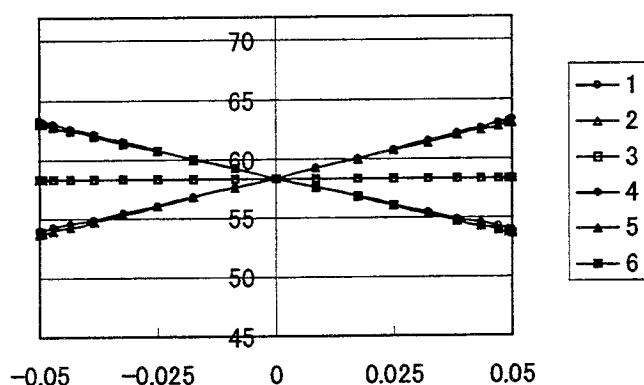


Fig. 7-9 Around y-axis

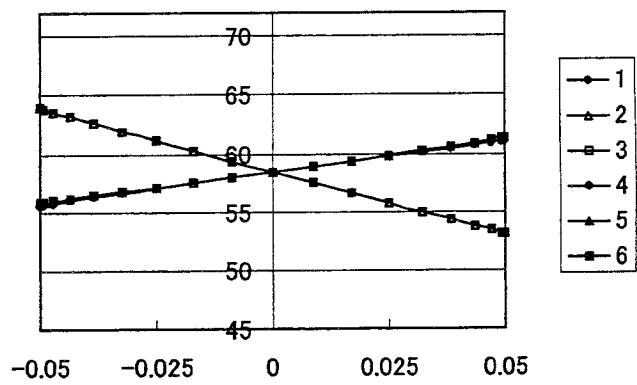


Fig. 7-10 Around x-axis

Table 7-3 Simulation Conditions

Connecting rod length	600 (mm)
End plate radius	250 (mm)
Base radius	680 (mm)
Actuator arrangement	30 (deg.)
Vibration amplitude	5 (mm) in transfer 0.05 (rad.) in rotation

Table 7-4 Amplitude of each axis on the basis of Z

	Axis-1	Axis-2	Axis-3	Axis-4	Axis-5	Axis-6
x	-1.357	-2.251	2.251	1.357	-0.894	0.894
y	1.815	0.267	0.267	1.815	-2.083	-2.083
z	1	1	1	1	1	1
c	1	-1	1	-1	1	-1
b	-0.385	0	0	0.385	0.385	-0.385
a	0.222	-0.444	-0.444	0.222	0.222	0.222

7.1.4 6 軸加速度計測

本項では、既存のパラレルメカニズム装置を用いて、実際に6軸振動を発生させる実験を試みるとともに、6軸の加速度を測定できるように配置を工夫した複数のセンサによる加速度測定実験を行なった。実験結果は、ノイズ発生等の問題により必ずしも満足できないものであったが、実験によりいくつかの課題を整理・抽出することができた。

実際に多軸加振機を運用する場合は、測定物に振動を与えるのと同時に、そこに発生した加速度を測定することが重要である。空間で運動する質点は、図7-11に示すように、並進の3自由度と回転の3自由度の計6自由度で表される。しかし、6軸を一度に計測できる加速度センサは一般的ではなく、このことは、多軸試験機メーカにおいても開発課題として挙げられている。そこで、本章では、6軸加速度（但し角加速度を含む）の計測方法について検討する。

一般に、並進の加速度成分（X,Y,Z軸と平行に発生する加速度成分）は、座標軸と平行に配置された加速度センサで計測される。それに対して、回転の加速度成分（X,Y,Z各軸周りに発生する角加速度成分）の測定には、航空機や飛翔体の姿勢制御などではジャイロセンサ等が用いられることが多いようである。一般にジャイロセンサは、回転運動の中心に設置して用いられることが多い。しかしながら、多軸加振機への利用を想定した場合、測定対象ワークを一度取りつけたら、取りつけ直すことなく並進3自由度と回転3自由度を全てが測定できることが望ましい。即ち、回転中心には、測定対象物を設置したいため、センサの設置位置は回転中心以外としたい。具体的には、回転中心以外に1個以上のセンサを設置し、それらのデータを組み合わせて、中心部での発生加速度を推定することが想定される。

次項で、運動の自由度により振動発生条件を整理し、それぞれの場合において、発生加速度の検出方法を整理する。

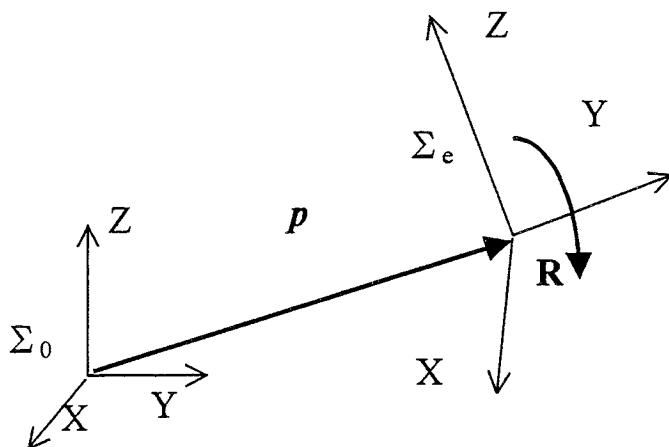


Fig. 7-11 Conversion of Coordinates

7.1.5 6 軸加速度の検出方法の検討

(1) 回転中心が並進運動を伴う同時6軸振動の場合（剛体の6自由度運動）

6軸振動現象の再現など並進と回転の運動が同時に発生する場合、並進加速度及び角加速度で表される。位置姿勢を $\mathbf{r} = (\mathbf{p}, \boldsymbol{\eta})^T$ （但し、 \mathbf{p} ：並進成分 $\boldsymbol{\eta}$ ：回転成分）とすると、速度及び加速度はそれぞれ式(40)(41)で表される。但し、式中のイタリック表記はベクトル量を、ローマン表記はスカラー

量をそれぞれ表している。

$$\dot{dr}/dt = r + \omega \times r \quad (40)$$

但し、 ω ：角速度、 \times ：ベクトル積

$$d(\dot{dr}/dt)/dt = \ddot{r} + \omega \times \dot{r} + \omega \times \dot{r} + \omega \times (\dot{r} + \omega \times r) \quad (41)$$

この場合の計測は、並進成分に発生するコリオリ力(式(2)第3項)や求心加速度(式(2)第4項)を、測定または推定しなければならないため複雑である。この条件では、複数のセンサを、幾何的に特異な姿勢にならないように配置すれば、測定物中心での並進加速度及び角加速度の推定が可能になると思われるが、本研究ではその解決には至らなかった。

(2) 順次6軸振動の場合（剛体の1自由度運動）

JISで規定されているような各軸を順次に加振する条件を考えた場合、これは1自由度運動として分解して扱うことができる。並進運動では、座標軸と平行に設置されたセンサデータをそのまま使うか、幾何的に合成すればよい。回転運動では、各センサには回転運動の接線方向の加速度 a_t と回転中心に向かう求心加速度が発生する。中心に並進運動を与えない条件で、各座標軸周りに運動を与える時、各センサの動きは図7-12に示すように回転中心を原点とする円運動と考えられるため、回転中心からセンサ位置までの距離を r とすると、接線方向の加速度は式(42)で表されるため、回転中心の角加速度 ω は式(43)で表される。

$$a_t = r\omega \quad (42)$$

$$\omega = a_t/r \quad (43)$$

この式より、角加速度 ω を計測するには、接線方向の加速度データが一つあればよいことがわかる。よって、回転中心が一点で各軸周りに順次駆動させる場合、各回転軸それぞれの接線方向の加速度データが一つあれば良いことがわかる。

具体的にこれらの条件を満たすには、図7-13に示すような1つの3軸加速度センサを全ての座標軸上以外に配置する、3個の1軸加速度センサを各座標軸に対し接線方向に配置するなど、数通りの配置方法が考えられる。

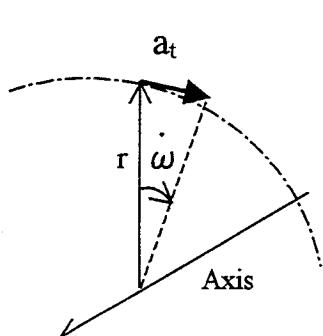


Fig. 7-12 Calculate of Acceleration

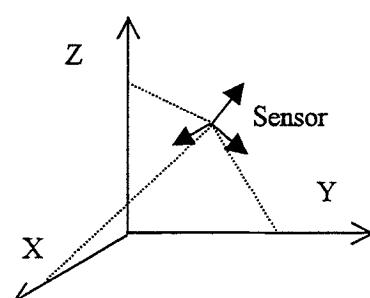


Fig. 7-13 A example of Sensor Layout
for Sequential Sensing

7.1.6 計測実験

整理した加速度計測手法を参考にして、実際に順次 6 軸振動の測定実験を行なった。本報では、複数の多軸センサを組み合わせ、その幾何関係から 6 軸の加速度を推定することとする。この測定方法の場合、次のような特徴がある。

<長所>

- ① 回転中心に測定物を設置することができる
- ② 市販の並進型加速度センサを利用できる
- ③ 自由度に対し、測定データが冗長であるため、平均化処理などによりデータの信頼度を上げられる。

<短所>

- ① 回転中心の並進運動からエンドエフェクタ座標系の運動にコリオリ力が発生する。
- ② 複数のセンサを同期して測定する必要がある。
- ③ 配置によっては、幾何的に特異な位置関係となり、測定が困難になる恐れがある。（例えば、同一線上に並べて配置した場合など）

図 7-13 に実験用に製作したセンサを示す。テーブル中心部に発生する並進成分は、3 センサの幾何関係より、式(44)～(46)で表される。

$$a_x = (a_{1x} - a_{2y} + a_{3y}) / 3 \quad (44)$$

$$a_y = (a_{1y} + a_{2x} - a_{3x}) / 3 \quad (45)$$

$$a_z = (a_{1z} + a_{2z} + a_{3z}) / 3 \quad (46)$$

同様に、回転に対しては、式(47)～(49)で表される。

X 軸周り：

$$\omega_x = (a_{1z}/r - a_{2z}/r \cdot 2 - a_{3z}/r \cdot 2) / 3 \quad (47)$$

Y 軸周り：

$$\omega_y = (a_{2z}/1.732 r \cdot 2 - a_{3z}/1.732 r \cdot 2) / 2 \quad (48)$$

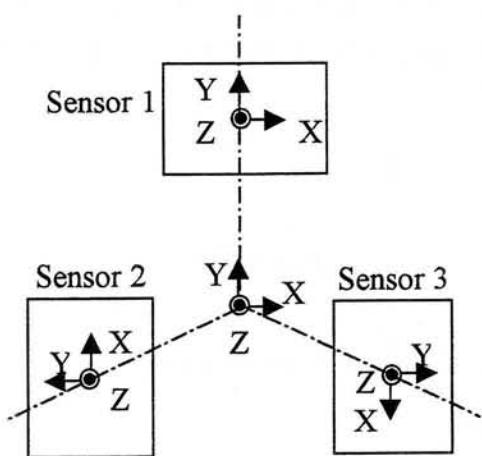


Fig. 7-13 Model of 6-DOF Sensor

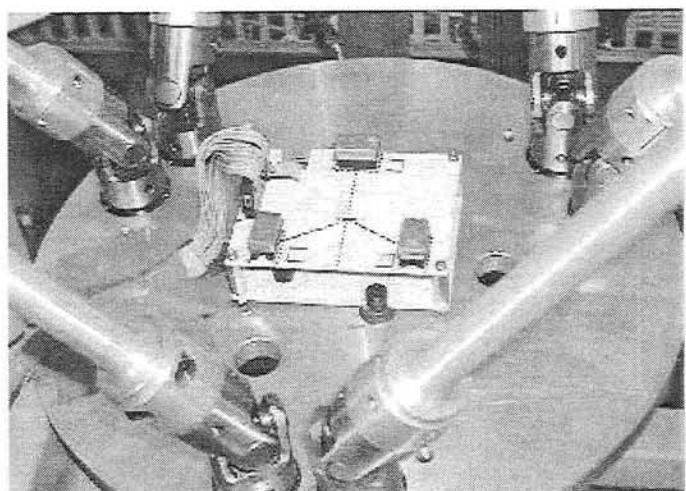


Fig. 7-14 Sensing Experience

Z 軸周り：

$$\omega_z = a_{lx}/r \quad (49)$$

実験に用いた装置は、前報で振動特性を測定した既存の垂直直動型パラレルメカニズム装置である。このエンドエフェクタ上に、図 7-14 のようなセンサを配置して実験に供した。振動は、エンドエフェクタに与える振動データの振幅端 2 点の位置を PTP 制御で繰り返し運動させることで発生させた。与えた振幅は、並進運動で 10mm、回転運動で 0.1rad とした。

実験結果を図 7-15～7-20 に示す。図 7-15～7-17 は並進運動を与えた場合、図 7-17～7-20 は回転運動を与えた場合の測定データである。並進成分においては、エンドエフェクタの加速度をうまく検出できている。

但し、いずれの場合も、モータから誘導された電磁ノイズの影響が大きくてた。また、回転運動では、スムーズな運動を得ることができなかつた。これは、本装置の制御方法に原因があるものと考えられ

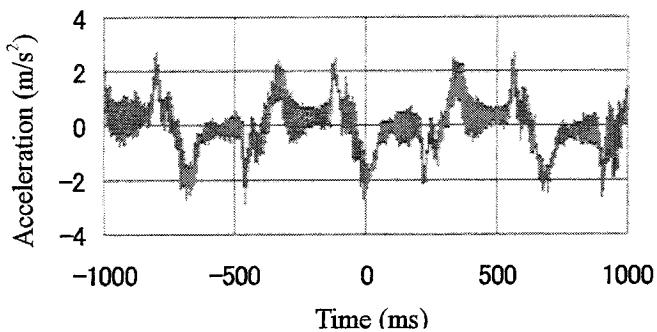


Fig. 7-15 Acceleration for X

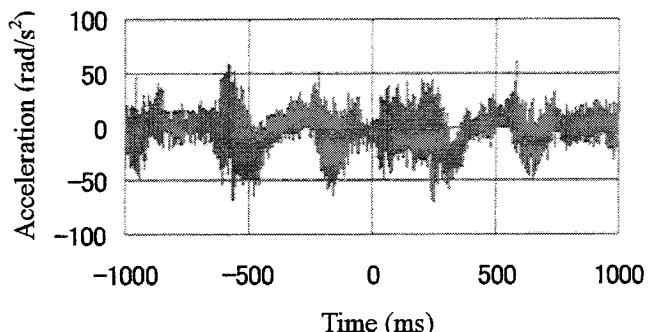


Fig. 7-18 Acceleration around X

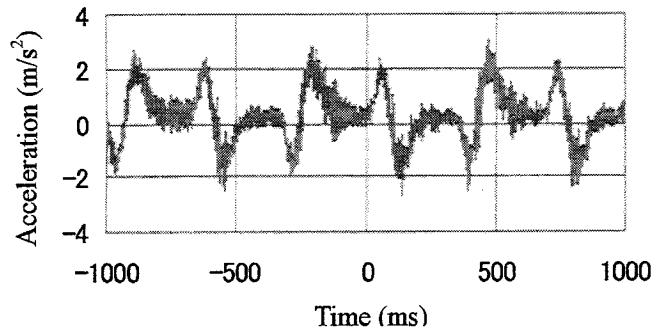


Fig. 7-16 Acceleration for Y

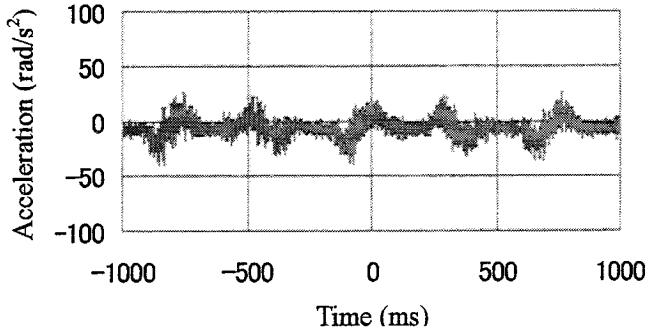


Fig. 7-19 Acceleration around Y

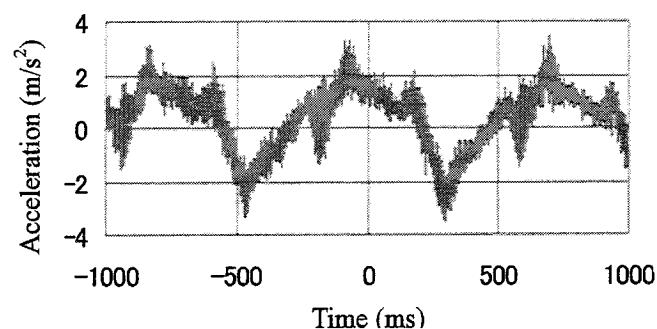


Fig. 7-17 Acceleration for Z

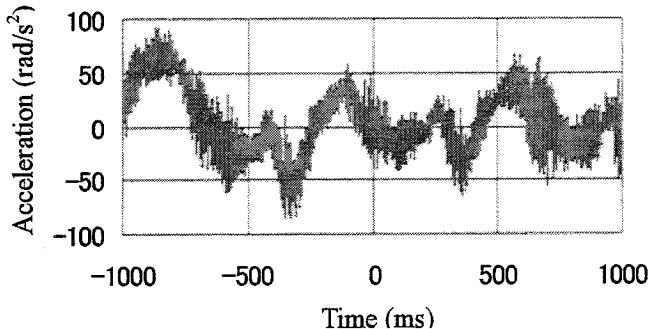


Fig. 7-20 Acceleration around Z

る。本装置では、まず作業空間で位置を指令し、逆運動学で関節空間の位置に変換した後、関節空間でPTP制御を行なっている。そのため、作業空間での補間は保証されない。特にX軸周りの回転運動は、ジョイントの配置が対称でないため、スムーズな振動を与えられなかつた。これらの問題は、作業空間での軌道制御を行なうことで対応できると思われる。

7.1.7 多軸振動発生実験のまとめと課題

本項では、直動型パラレルメカニズムを適用した多軸振動発生装置について検討を行い、以下の知見を得た。

- (1) パラレルメカニズムの振動特性を測定した。一般的な多関節型ロボットと直交座標型ロボットの中間的な特性を示した。
- (2) 単駆動源及びカムを用いた機構を提案した。この機構は順次6軸の振動発生が可能である。これは、多くのJIS規格（現規格では3軸まで）に準じた振動発生方法である。
- (3) 順次6軸の加速度の測定方法を検討し、計測実験を行なった。

しかし、計測実験ではいくつかの問題が解消できず不調であった。これらは、ノウハウ的な部分でもあるが、実用化には大きな課題である。以下に課題と考えられる対応方法を示す。

(1) 姿勢乱れ

パラレルメカニズム型多軸振動発生装置は、アクチュエータ各軸が完全に同期した動きが要求される。アクチュエータにおける制御遅れは、運動学から考えてエンドエフェクタでの姿勢乱れとなることが考えられる。特に、高速振動を発生させる場合には注意が必要である。この対策としては、エンドエフェクタ軌道を精細に補間することが効果的であると考えられる。

(2) モータの反転運動が頻繁に発生

6軸パラレルメカニズムを高速振動させる場合は、アクチュエータが高速往復運動を行なうため、モータ及びボールねじで構成される直動機構が正転逆転の切替えが頻繁に発生する。このような使用条件では、スムーズな運動制御が困難になるだけではなく、大電流が要求されるためエネルギー消費の増大とノイズの発生が考えられる。この対策としては単駆動源6カム方式の機構が効果的であると考えられる。

(3) ノイズ対策

実験結果で示したように、モータから誘導される電磁ノイズが大きく発生した。この問題に対しては、ケーブルのシールド化、ツイストペア化、フレームアースの追加など、考えられるノイズ対策を行なったにも関わらず、解決には至らなかった。実際に測定する時には、センサケーブルの引き回しにも注意が必要である。センサケーブルは、それ自身が大きく振れる状況では、センサに対し物理的に振動を及ぼしたり、電磁ノイズを誘導したりする原因になりやすい。この対策としては、ケーブルを短くしてシールドをするなど一般的な電磁ノイズ対策が効果的であると考えられる。

7. 2 微細作業ステージへの応用

7.2.1 微細作業デバイスの必要性

近年、バイオテクノロジーやナノテクノロジーの発展に伴い、顕微鏡下で物体を操作する微細作業技術[123]-[127]が注目されている。従来の精密マニピュレータは、運動が並進3自由度、分解能が1ミクロン程度のものが一般的であった。6自由度の運動ができ、サブミクロンの分解能を持つ機構ができれば、今後の微細作業技術の発展に大きく役立つものと考えられる。

Fig.7-21に示すようなクローン胚作成作業手法は、家畜の優良品種保護や、トランスジェニックマウスの產生に大きな期待が寄せられている。この作業は、100倍程度の光学顕微鏡下において、液圧式のマニピュレータによる3自由度の双腕操作で、作業ツールとしてホールド用ピペット、ナイフ(針状でハンドリングツールを兼ねる)、及びインジェクタの3種を用いて行われる。この作業では、液中において位置姿勢決め、穿孔、切除、押出、注入などの一連の操作を素早く行わなければならない。

Fig.7-21に示すような赤潮プランクトンの単離同定作業は、動き回る20(μm)程度の赤潮原因プランクトンをピペットでサンプリングを行うものである。作業の特徴は、顕微鏡受精作業同様、液中の3自由度+平面2次元運動である。この作業は、現在、限られた熟練者により行われているが、赤潮対策は漁業行政上大きな課題であり、発生時には迅速な対応がとれる体制が望まれている。

例に挙げた2種を含めた代表的な微細作業事例の要求仕様をTable 7-5にまとめた。作業が要求する自由度、サイズ、環境、市場の大きさは様々であった。概して、生物ワークでは数～数百 μm オーダーが、無機物ワークでは数十nm～数 μm オーダーが対象サイズであり、目的サイズに応じた機構の供給が望まれる。いずれも現状より使い易い微細作業ツールが提供されれば、新しい展開が期待できるものと考えられる。

Table 7-5 Micro Manipulation Examples and Required Specifications

Micro Manipulation examples	Required DoF	Size μm	Microscope	Environment	Market Scale
(1) Fertilization Manipulation	3 × 2 arms	20-200	Optical Microscope	Liquid	Small-Large
(2) Virus Free Seed Product [128]	6 × 2 arms	100-5000	Stereoscope	Air	Large
(3) Plankton Handling	3 + XY	10-50	Optical Microscope	Liquid	Small
(4) Micro/Nano Material Handling	6	0.1-100	Electron Microscope	Vacuum	Middle

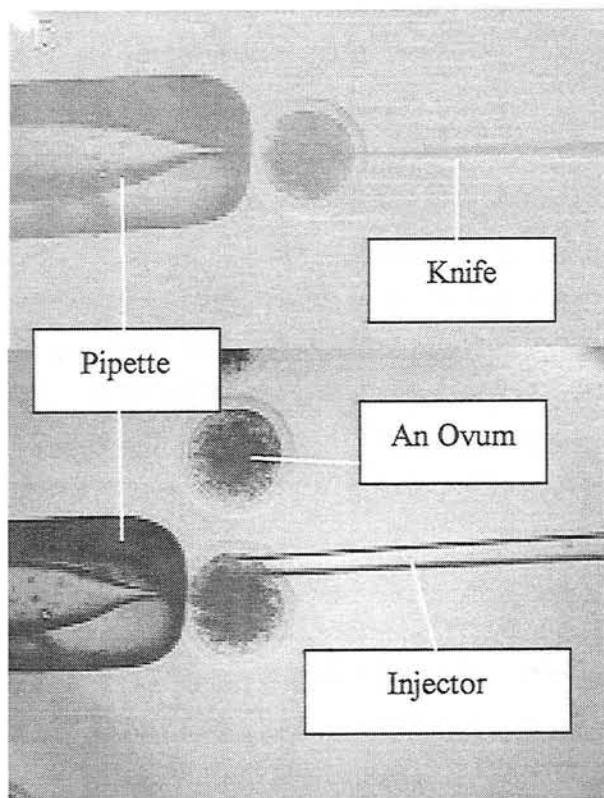


Fig. 7-21 Manipulation of a Fertilization

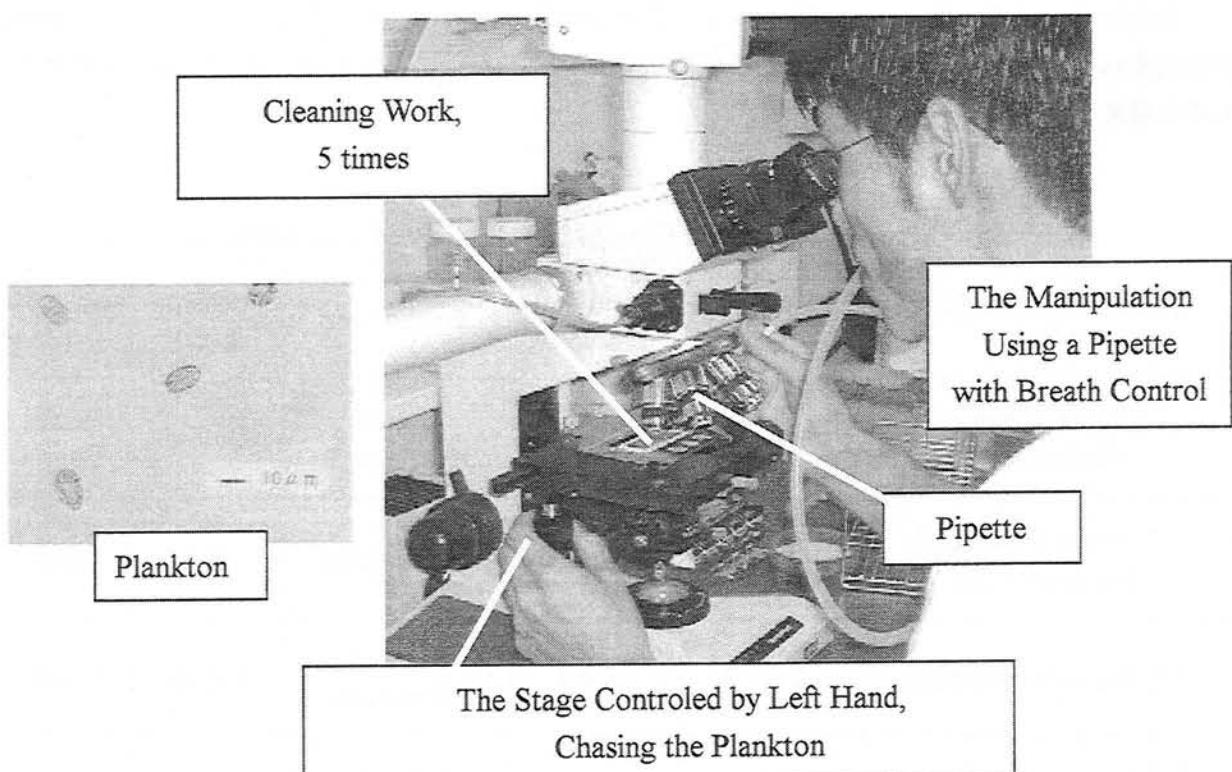


Fig. 7-22 Manipulating of the Plankton of a Red Water

7.2.2 特異点近傍に着目した微小運動原理

前項で示したニーズのように、顕微鏡下作業では多自由度の運動が必要である。既に、多自由度の微細作業を実現するために、多くの一本針式の操作装置や微動テーブルが提案されている。それらの運動機構原理は、直動アクチュエータを複数組合せた直交座標型[129]や伸縮型パラレルメカニズム[63][67]-[69][130][131]などが採用されている。微細運動を実現する微小運動機構は、おおまかにアクチュエータ部とメカ部に分けられる。アクチュエータ部は、精密加工ポールねじと回転式モータを組合せたものが最も多く用いられている。他にも、駆動源の要素技術として、圧電素子、超音波モータ、超磁歪素子などが利用されている。しかし、本論文では、これらの利用を前提とした機構について研究するが、要素自体の高分解能化については研究対象としない。

メカ部は、市販のほとんどが直交座標型の XY テーブル機構が採用されている。通常、XY テーブル機構ではアクチュエータの運動方向とテーブル機構の移動方向は一致する。これを入力節と出力節の運動変換と考えるとその変換比率は 1:1 であり、テーブル機構の制御分解能は、アクチュエータの制御分解能が限界となる。これに対してパラレルメカニズムでは、機構パラメータを調整することで、入力節と出力節の運動を変換する比率を調整することができる。そのため、入力節の制御量に比べて、出力節の運動変位が小さくなるように機構パラメータを設定すれば、微小運動を得ることができると考えられる。このような機構では、アクチュエータ単体の分解能より小さい制御分解能を機械的に得ることができる。次項以降で、入出力節間の変換（拡大/縮小）率が小さくなる機構原理を検討する。

第3章で述べたようにパラレルメカニズムは、可動領域中に2種類の特異点があることが知られている。その一つの劣可動特異点は、式(10)において J_2 が退化する特異点である。この時、ある方向への運動出力が無くなる。これは、式(10)と式(23)の相似性から、 J_2 の行列要素のいずれかが 0 になる場合、即ち $z_i \cdot a_i$ の内積が 0 になる場合で、直動型ではアクチュエータとリンクのなす角が 90 (deg.) になる場合が考えられる。ここで、この特異点の近傍領域を考えると、この領域では入力節を大きく入力しても、出力節の動きは小さくしか得られないはずであり、これは多自由度の運動縮小機構と考えることができる。パラレルメカニズムの劣可動特異点の近傍を積極的に活用した機構の駆動部は、図 7-23 で示すような形態が考えられる。

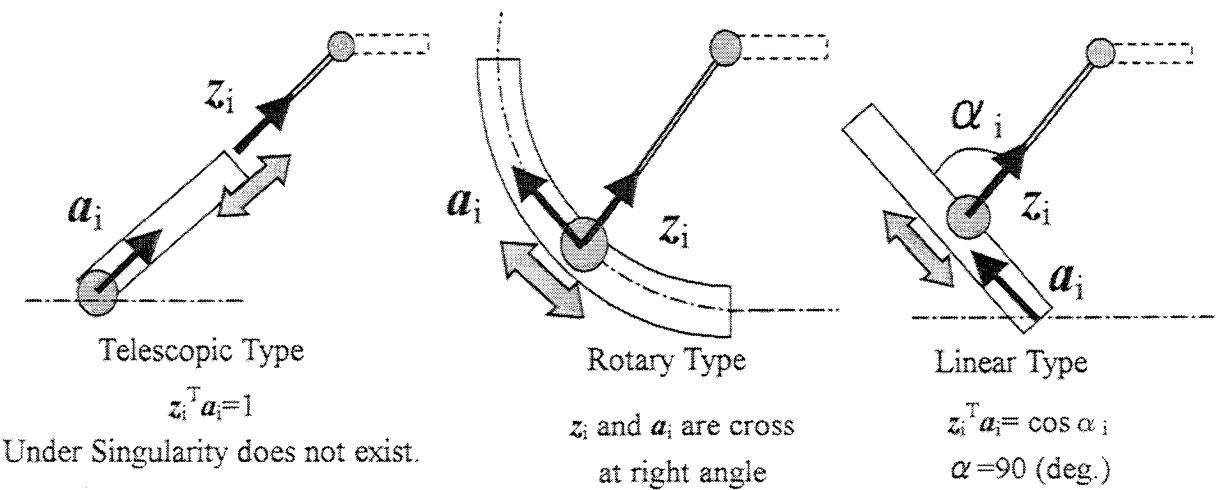


Fig. 7-23 Link Mechanism in the Under Singularity, $J_2=0$ in Formula 10

7.2.3 微細作業ステージの試作

以上の知見に基づき、アクチュエータとリンクのなす角が $90(\text{deg.})$ に近くなる条件に機構パラメータを設定し、アクチュエータの入力分解能より小さい出力分解能をもつ直動型パラレルメカニズム式の微動機構の製作を行った。想定される 3 自由度微動機構の原理図を Fig.7-24 に、外観図を Fig.7-25 に示す。機構は、DELTA[46]を参考に、3 つの平行リンクで構成した 3 自由度直動型パラレルメカニズムとし、アクチュエータとリンクのなす角 α が $90 (\text{deg.})$ 近くになるように各パラメータを設定する。入力節は直動機構とし、関節はボールジョイントで球対偶を構成する。

図 7-26 は、図の条件で出力節の Z 位置を変化($x,y=0$ 一定)させた時の駆動源の制御量、入出力比率及びリンクとアクチュエータがなす角のシミュレーション計算結果である。この図より、特異点近傍 ($P_z=2.0 (\text{mm})$ 付近)では、 α が $90 (\text{deg.})$ 度に近づき、入出力比率が大きくなっている、即ち出力値に対し大きい入力値が要求されていることがわかる。このことから、本微動機構は、アクチュエータの分解能より高い分解能を持つ機構であることが判る。

図 7-27 は、試作した 3 自由度機構である。実際には、図 7-28 に示すボールジョイントやリンクの加工、組立精度の問題からテーブル姿勢の乱れが生じている。このことから 3 自由度デバイスの場合でもアクチュエータを 6 台用いた 6 自由度機構とし、適切なキャリブレーションを行うことが望ましい。

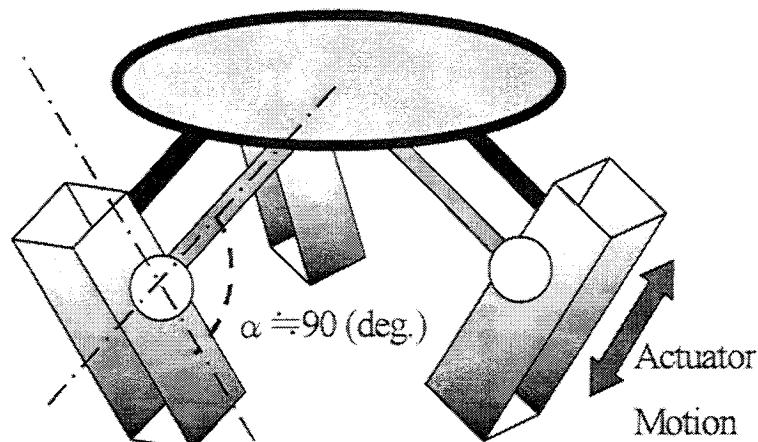


Fig. 7-24 Principle of 3DOF Micro Stage

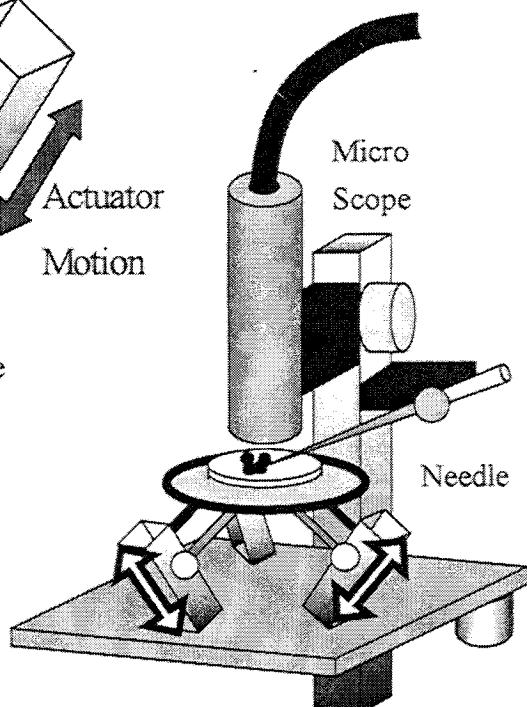


Fig. 7-25 Whole View of 3DOF Micro Stage

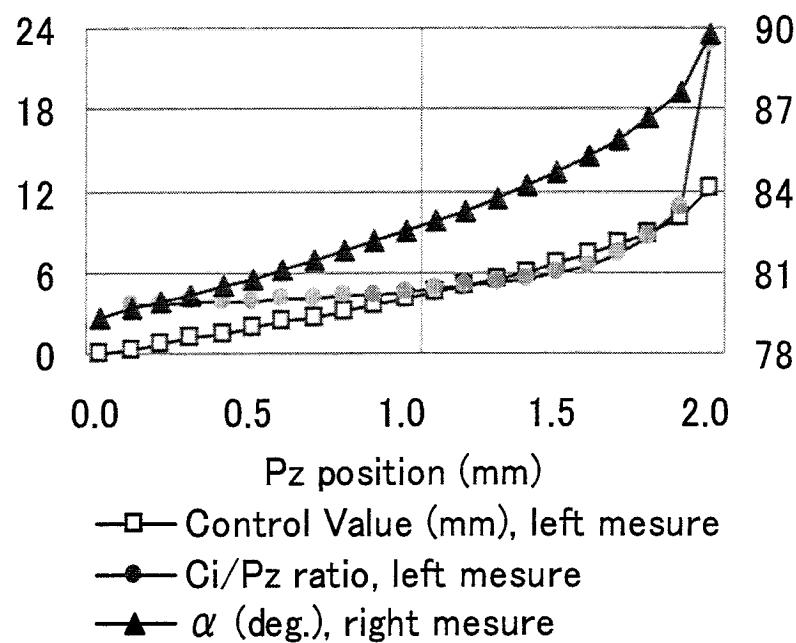


Table Joint Radius	R_e	20 mm	20
Base Joint Radius	R_b	62 mm	62
Link Length	l_i	58 mm	58
Actuator Angle	θ	60 deg.	60

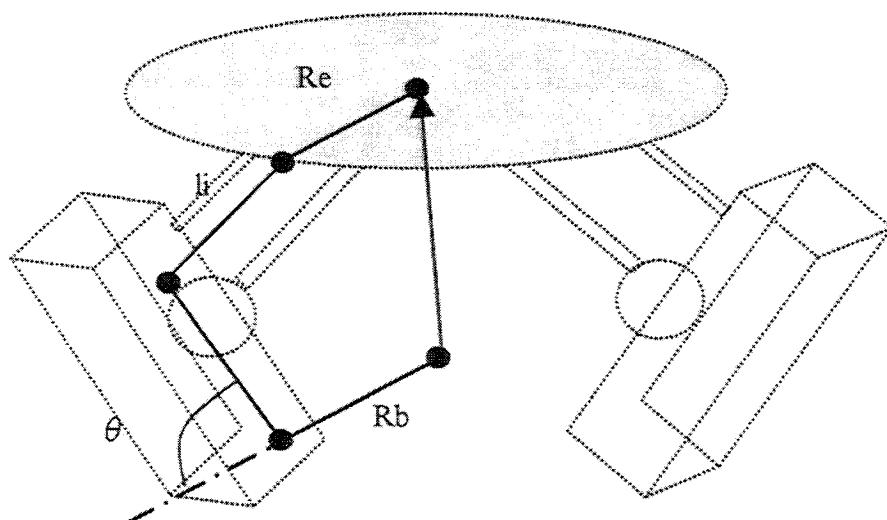


Fig. 7-26 Simulation Result and Condition

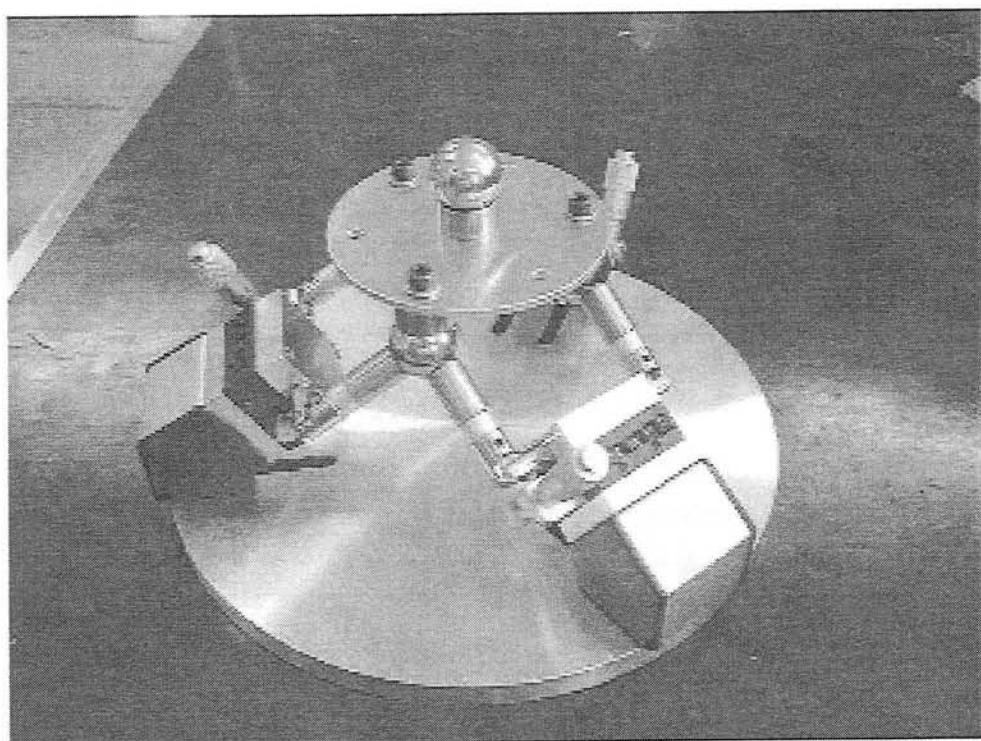


Fig. 7-27 Prototype of Micro Motion Stage

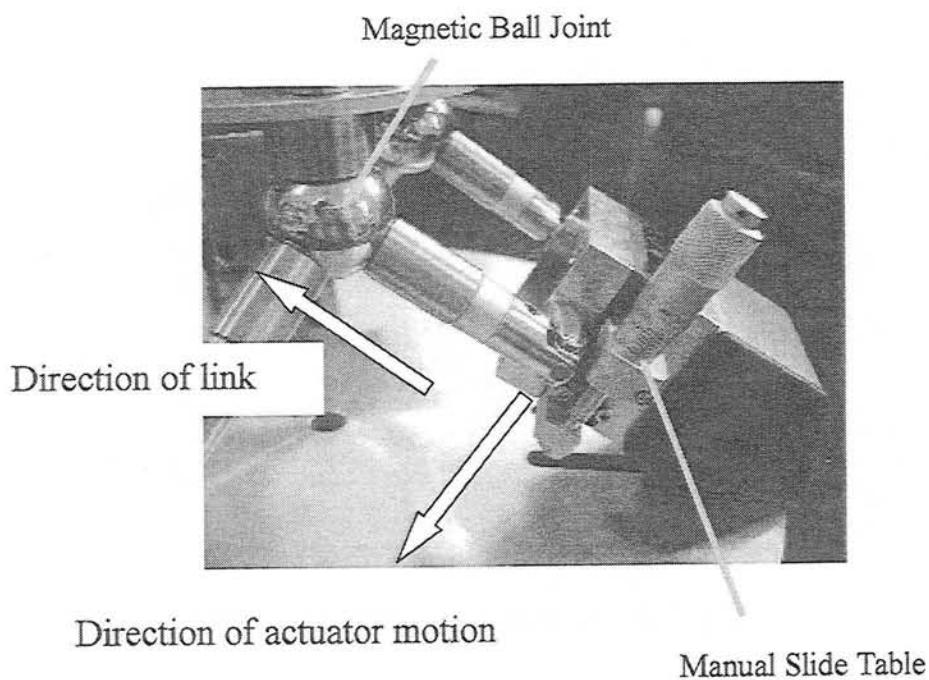


Fig. 7-28 Joint and Linkage Structure

7.2.4 微細作業ステージ機構のまとめ

本項では、微細作業を行うためにパラレルメカニズムの特異点近傍に着目し、高い分解能を持つ微小運動機構を検討し、以下の知見を得た。

- (1) パラレルメカニズムの劣可動特異点近傍では、てこの原理で支点を作用点に近づけた状態に相似し、小さな動きしか得られない。これは、アクチュエータの分解能を縮小できる機構であると解釈できるため、これを積極的に活用する微小運動機構を提案した。
- (2) 直動型パラレルメカニズムの運動学から、劣可動特異点になる状態は、アクチュエータ側のリンクと連結ロッドが 90 (deg.) に交わる状態であることを示した。
- (3) この原理に基づいて、シミュレーション結果を示し、微細作業用の微動ステージの機構案を提案し、実際にモデル試作を行った。
- (4) この分野の発展のためには、バイオ、医療、材料など幅広い産業分野でのニーズと、メカトロニクスを中心とする機械分野のシーズを融合することが重要であるため、業界分野の情報を微細作業の視点で整理した。現状での市場性は必ずしも大きくないが、目的サイズに応じた機構が要求されていることがわかった。

第8章 結論

本論文では、多自由度運動を生成する機構として直動型パラレルメカニズムに注目し、この機構について総括的に解析、評価及び応用の研究を報告した。具体的な詳細については各章に記述したが、総じて以下の知見を得ることができた。

- (1) パラレルメカニズム研究の歴史を整理して、アクチュエータの駆動形態によって機構の分類を行った。それらの中でも直動型パラレルメカニズムは、精度、出力、コスト面などで比較優位に有ることを示した。
- (2) 直動型パラレルメカニズムの運動学を整理し、手先の位置姿勢からアクチュエータの制御量を求める逆運動学とその逆の順運動学、手先とアクチュエータの速度関係を表す微小運動学、静的な力の釣り合いを求める静力学を整理した。
- (3) 直動型パラレルメカニズムに発生する2種の特異点の挙動を示した。
- (4) 直動型パラレルメカニズムの機構干渉を整理し、それらの回避方法を示した。
- (5) 直動アクチュエータの配置角度や、中間リンク長さなどの設計パラメータの違いが機構特性に与える影響について、動作領域、運動伝達指標、可操作性の評価指標により明らかにした。
- (6) 動作領域の形状は、アクチュエータ配置の方向に広がることや、動作領域や運動伝達を総合的によくするには、アクチュエータ角度が45～75(deg.)程度が望ましいことが分かった。
- (7) 運動伝達指標は、アクチュエータと中間リンクが平行に近くなる程良くなることが分かった。更に、運動伝達指標と動作領域を同時に評価する指標として、総運動伝達指標を提案し、これにより機構の特性を明らかにした。
- (8) 可操作性の評価には、従来から知られている評価指標以外に、3つの新しい指標を提案して用いた。これらを用いて、設計パラメータが変化した時の機構の特性を明らかにした。結論的には、最適なパラメータは一意に決まるものではなく、作業仕様に合わせて適切な設計パラメータをとることが重要であることが分かった。可操作性を機構設計情報に反映させて、定性的ではあるが作業目的に応じて適切なパラメータを選択する事例を示した。
- (9) 直動型パラレルメカニズムは、その動きが直感的に理解しにくいため、機構の解析や評価結果をユーザーインターフェースに優れた視覚情報で提示するシミュレーションソフトウェアを開発した。更に、この評価解析ツールを用いた機構設計事例を紹介した。
- (10) 様々な実用的なメリットを期待して垂直直動型のマニピュレータを提案し、この機構の動作領域や特異点の評価を行い、更に姿勢を変えたハンドリング例や、主軸を傾けたドリリング作業などの応用事例を示した。また、軸受けの組立作業をモデルにして、作業に要求される仕様から、運動学に基づき各種設計パラメータを決定する設計手順を示した。この設計に基づき試作機を製作し、加速度や精度の計測から設計製作の妥当性を確認し、姿勢変化を伴う軸受けのころ挿入作業実験に成功した。
- (11) 動作領域が小さくても高出力が出せる特徴を生かした多軸振動発生器を提案した。パラレルメカニズムの振動特性の測定を行い、多軸の加速度を測定した。
- (12) 不可動特異点近傍で出力運動が小さくなることを活用した微細作業ステージの開発例を示した。

謝辞

本論文は、1996年に三重県金属試験場（現 三重県科学技術振興センター工業研究部金属研究室）において開始した直動機構を用いたパラレルメカニズムに関する研究をまとめたものであります。本研究は、大変多くの方のご指導、ご協力のうえに成り立つものであり、ここに感謝の意を表します。

まず、本研究を遂行するにあたり、終始丁寧なご指導と、貴重な研究装置を利用する機会を与えていただきました大阪大学大学院基礎工学研究科システム科学分野の新井健生教授に深く感謝いたします。私がこの研究に取り組んだのは、教授が工業技術院機械技術研究所時代に提案されたこの機構のユニークさに魅せられたことに寄ります。更には、ロボット工学全般に関する技術指導や、研究に取り組むスタンスおよび手法など、大変広範囲にわたりご指導を賜りました。心より御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、大阪大学大学院基礎工学研究科システム科学分野 藤井隆雄教授、同研究科機械科学分野 田中正夫教授には、ご多忙な中にもかかわらず審査をお引き受けいただき、また貴重なご助言をいただきました。深く感謝申し上げます。

大阪大学大学院基礎工学研究科システム科学分野 井上健司助教授、前泰志助手および早瀬敏夫技官には、常日頃より貴重なご指導、ご助言およびご熱心なご討議の機会をいただき深く感謝いたします。井上先生の研究諸事への対応や視点の持ち方は、今後も多いに見習いたいと思います。前先生には、研究指導だけでなく研究環境の整備にも暖かいご配慮をいただきました。また、研究室の学生諸氏にも心より感謝いたします。吉田晴行氏（現 大阪電気通信大学助手）、梅谷智弘氏の両氏とは、論文の執筆や会議での発表などについて、共に切磋琢磨し忌憚のない意見交換ができました。このことは、本研究を遂行する上で公私にわたり大きな支えとなりました。また、同じ直動型のパラレルメカニズムを研究対象とした村田嘉一氏、高山和也氏、田中航氏らのユニークな発想は本研究を遂行する上で大きなヒントとなりました。新井研究室のスタッフ・学生の皆様に、深く感謝申し上げます。

加藤典彦助教授をはじめ三重大学工学部機械工学科メカトロニクス研究室のスタッフ及び学生諸氏には、シミュレーションソフトの作成に関して大変お世話になりました。加藤先生には、常日頃からもロボット分野全般に関してご指導をいただいており、深く感謝申し上げます。本研究の初期に的確なアドバイスで研究方向を導いていただいた東京都立大学 中村達也教授、独立行政法人産業技術総合研究所 谷川民生主任研究員、パラレルメカニズムに関する貴重なアドバイスをいただきました東京工业大学 武田行生助教授、東京工科大学 一柳健教授、またさまざまな会議で有意義なご議論をいただいたパラレルメカニズムを研究している諸先生にも心より感謝申し上げます。

三重県科学技術振興センター工業研究部 藤原基芳研究員、同金属研究室 谷澤之彦研究員には、多くの議論や実験、発表論文の精査などに協力をいただきました。研究初期から協力をいただいた藤原研究員の才なくしては、この論文は完成することはなかったはずです。深く感謝いたします。

本研究の機会を与えてくれました三重県科学技術振興センター長 石川裕一理事、財団法人三重県産業支援センター 川端正忠参事、三重県科学技術振興センター総合研究企画部スタッフ各位、同工業研究部 木村赫雄部長、西尾憲行総括研究員兼金属研究室長、柴田周治主幹研究員兼金属研究グループリーダー、並びに工業研究部研究員に深く感謝いたします。特に金属研究室研究員各位には、日常業務の多くをサポートしていただき、本研究の大きな支えとなりました。

最後になりましたが、精神的・経済的に支えてくれた祖父 故小野知雄、両親 増田悦夫、喜子に感謝します。そして、終始献身的に支えてくれた家族 瑞恵、千瑠、理奈、健友に感謝します。

参考文献

- [1] 経済産業省：経済産業省におけるロボット産業に係る政策の基本的考え方～21世紀ロボットチャレンジ～, 2001 <http://www.meti.go.jp/feedback/downloadfiles/i10719bj.pdf>
- [2] P. Coiffet: New Role of Robotics in the Next Century, 30th International Symposium on Robotics, Proceedings, pp.3-8, 1999
- [3] G. Hirzinger, R. Koeppel: Towards a New Robot Generation – From Space to Surgical Application, 18th International Mechatronics Forum / IEEE Forum, Proceedings, pp.7-32, 2000
- [4] Web Site of “International Federation of Robotics” <http://www.ifr.org/>
- [5] 川崎晴久：ロボット工学の基礎, 森北出版株式会社, ISBN 4-627-91380-X, 1991
- [6] 金子真他: 特集「マニピュレーション：21世紀に向けた新展開」, 日本ロボット学会誌, Vol.20, No.2, pp.1-32, 2002
- [7] 稲垣莊司: 産業用ロボット技術の歩み, 日本ロボット学会誌, Vol.18, No.4, pp.464-467, 2000
- [8] 大西文献: 工場ライン以外の製造現場へのロボット適用をめざして, 日本ロボット学会誌, Vol.18, No.4, pp.491-495, 2000
- [9] 日刊工業新聞社編, 工作機械 50年 [進化と未来], 機械技術, Vol.49, No.12, 2002
- [10] 生産システム副読本, ニュースダイジェスト社, 2001
- [11] C.R. Boer, L. Molinari-Tosatti and K.S. Smith: Parallel Kinematic Machines: Theoretical Aspect and Industrial Requirements, Springer, ISBN 1-85233-613-7, 1999
- [12] L. J. Stocco, S. E. Salcudean, F. Sassani: Optimal Kinematic Design of a Haptic Pen, IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, Vol.6, No.3, 2001
- [13] 北島政樹他: 外科手術の新しいトレンド, Clinical Engineering, Vol.12, No.6, pp.485-514, 2001
- [14] 新井史人:マイクロ・ナノマニピュレーション：10年後の青写真は？, 日本ロボット学会誌, Vol.20, No.2, pp.138-139, 2002
- [15] 新井健生:マイクロ・ナノマニピュレーション：今後の進展, 日本ロボット学会誌, Vol.18, No.2, pp.140-142, 2002
- [16] 日本機械学会編, 機械工学便覧, C4 メカトロニクス, pp.65-70, 1989
- [17] 日本ロボット学会編, ロボット工学ハンドブック, pp.187-192, 1990
- [18] 中村達也: ロボットの基礎工学, コロナ社, ISBN 4-339-04347-8, pp.142-147, 2000
- [19] JIS B 0134-1998: 産業用マニピュレーティングロボット用語
- [20] E.F. Fichter: Kinematics of a Parallel Connection Manipulator, ASME, 84-DET-45, 1984
- [21] L. W. Tsai: Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulator, Wiley Interscience Publishers, ISBN 0-471-32593-7, 1999
- [22] J-P Merlet: Parallel Robots, KLUWER ACADEMIC PUBLISHERS, ISBN 0-7923-6308-6, 2000

- [23] 新井健生: 静力学特性に基づくパラレルリンクマニピュレータの解析と統合, 日本ロボット学会誌, Vol.10, No.4, pp.526-533, 1992
- [24] 内山勝: パラレルマニピュレータの機構と特性, 日本ロボット学会誌, Vol.10, No.6, pp.721-726, 1992
- [25] 日本機械学会編: 生体機械工学, pp.100-130, 1997
- [26] H. Kitano, T. Kawaguchi, Y. Urano, O. Sekine: A Horseback Riding Therapy System using Virtual Reality and Parallel Mechanism, Proceedings of the International Conference on Machine Automation 2000, pp.123-128, 2000
- [27] H. Takanobu, Takeo Maruyama, Atsuo Takahashi, Kayoko Ohtsuki, Masatoshi Ohnishi: Mouth Opening and Closing Training with 6-DOF Parallel Robot, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1384-1389, 2000
- [28] Pollard, Position controlling apparatus, US Patent, USP2286571, 1938
- [29] D. Stewart: A Platform with Six Degrees of Freedom, Proc Instn Mech Engrs, Vol.180 -Pt 1, No.15, pp.371-386, 1965
- [30] 松浦陽恵, 池谷光栄, 堀川勇壮, 村上力: 汎用飛行シミュレータ設備, 計測自動制御学会誌, Vol.4, No.7, p456-470, 1965
- [31] 川原弘靖, 岡部正典, 渡辺顕, 板東俊夫, 若色薰: 飛行シミュレーション試験設備モーション模擬装置の構成及び機能性能, 航空宇宙技術研究所資料, TM-575, 1987
- [32] K. Cappel: Motion Simulator, US Patent, USP Re 27051, 1971
- [33] E. Peterson: Movable and Rotatable Top, US Patent, USP3288421, 1966
- [34] K. Kail: Motion Simulator Actuator Joint, US Patent, USP3577659, 1971
- [35] R. Haas: Simulator Complex Data Transmission System Having Self-Testing Capabilities, US Patent, USP4280285, 1981
- [36] W. Lam, M. Devries, G. McKinnon, J. Baribeau: Blended Mode Concept For Control of Flight Simulator Motion Systems, US Patent, USP4576577, 1986
- [37] J. Heart, A. Summerfield, W. Lee: Motion Simulator, US Patent, USP 4753596, 1988
- [38] 油圧/電動モーション・システム, 三菱プレシジョン株式会社製品カタログ
- [39] 小野里雅彦: アミューズメントと工学玩具のシステム化と工学研究への適用, 精密工学会誌, Vol.66, No.2, pp.197-200, 2000
- [40] 津坂祐司, 福泉武史 井上博允: パラレルマニピュレータの設計と機構特性, 日本ロボット学会誌, Vol.5, No.3, pp.12-20, 1987
- [41] パラレルメカニズム研究専門委員会報告書, 日本ロボット学会, 1992
- [42] 特集「パラレルメカニズム」, 日本ロボット学会誌, Vol.10, No.6, pp.695-769, 1992
- [43] パラレルメカニズム応用工作機械に関する調査研究分科会, 成果報告書, 日本機械学会 P-SC301, 2001
- [44] 垣野義昭他: 特集パラレルメカニズム, 精密工学会誌, Vol.63, No.12, pp.1643-1685, 1997

- [45] 特集: パラレルメカニズムが機械を変える, 日経メカニカル, 日経 BP 社, No. 450, pp.26-49, 1995
- [46] 特集: 機械の常識を変えるパラレルメカニズムの機構設計入門, 機械設計, 日刊工業新聞社, Vol40, No.10, pp.17-65, 1996
- [47] Ingersoll Milling Machine Company: Octahedral machine tool frame, US Patent, USP4988244, 1990
- [48] Geodetict Technology International Holdings N. V.: Mechanical Manipulator, US Patent, USP5575597, 1993
- [49] 遠山, 渋川, 服部, 大坪, 堤: 傾斜直動型パラレルメカニズムの開発と評価, 精密工学会誌, Vol.67, No.7, pp.1185-1189, 2001
- [50] 中川昌夫: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の精度向上に関する研究 1 重力の影響の少ない条件下での精度キャリブレーション, 精密工学会誌, Vol.67, No.8, pp.1333-1337, 2001
- [51] Honda Giken Kogyo Kabushiki Kaisha: Machine tool with pivoting spindle unit, US Patent, USP5807044, 1996
- [52] 高能率パラレルメカニズムドリリングセンターPA35, 日立精機株式会社製品カタログ
- [53] R. Clavel, "DELTA, a fast robot with parallel geometry", Proceedings of the International Symposium on Industrial Robots, pp.91-100, 1988
- [54] 内山勝, 飯村憲一, 多羅尾進, フランソワピエロ, 外山修: 6 自由度高速パラレルロボット HEXA の開発, 日本ロボット学会誌, Vol.12, No.3, pp.451-458, 1994
- [55] R. Nihei, M. Uematsu: Parallel Mechanism Robot, 30th International Symposium on Robotics, pp.627-632, 1999
- [56] 河野辺浩平, 広瀬和也: パラレルメカニズム方式 6 自由度位置決め機構精度機械設計, Vol.42, No.7, pp.82-84, 1998
- [57] 高橋一: フラットパネルディスプレイ(FPD)の検査装置, 精密工学会誌, Vol.67, No.2, pp.211-215, 2001
- [58] Y. Tsumaki, H. Naruse, D. N. Nenchev and M. Uchiyama: Design of a Compact 6-DOF Haptic Interface, Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2580-2585, 1998
- [59] C. Lee, D. Lawrence and L. Pao: Guaranteed Convergence Rates for Five Degree of Freedom In-Parallel Haptic Interface Kinematics, Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.3267-3274, 1999
- [60] S.E. Salcudean, L. Stocco: Isotropy and Actuator Optimization in Haptic Interface Design, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.763-768, 2000
- [61] D. Constantinescu, I. Chau, P. DiMaio, L. Filipozzi, S. Salcudean, F. Ghassemi: Haptic Rendering of Planar Rigid-Body Motion using a Redundant Parallel Mechanism, , Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.2440-2445, 2000
- [62] 寺田尚史: ハapticデバイスの医療応用, 情報処理, Vol.43, No.5, pp.1-6, 2002

- [63] Tamio TANIKAWA, Tatsuo ARAI, Takanori MASUDA: Development of Micro Manipulation System with Two-finger Micro Hand, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 850-855, 1996
- [64] 古谷克司, 柴谷一弘, 伊東直樹, 毛利尚武: パラレルメカニズムを用いた走査放電加工用エンドエフェクタの開発, 精密工学会誌, Vol.63, No.5, 1997
- [65] J-M. Breguet, R. Perez, A. Bergander, C. Schmitt, R. Clavel, H. Bleuler: Piezoactuators for Motion Control from Centimeter to Nanometer, Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.492-497, 2000
- [66] N. Ando, K. Gonda, H. Shintani, H. Hashimoto: Development of the Parallel Manipulator Workspace Display System for Tele- Micromanipulation, Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.2172-2177, 2001
- [67] G. B. Chung, B-J. Yi, I. H. Suh, W. K. Kim, W. K. Chung: Design and Analysis of a Spatial 3-DOF Micro manipulator for Tele-operation, Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.337-342, 2001
- [68] X. J. Liu, J. Wang, L-P Wang, F. Gao: On the Design of 6-DOF Parallel Micro-motion Manipulators, Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.343-348, 2001
- [69] J-P. Merlet: Optimal design for the micro parallel robot MIPS, Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1149-1154, 2002
- [70] 郭書祥他: ヒューマンスケールオペレーションシステムの開発(第3報, 微粗動機構の複合制御実験と操作実験の結果), 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'02, CD-ROM, 1A1-I06, 2002
- [71] 財団法人国際ロボット・エフ・エー技術センター: “組立自動化システムの要素技術及びシステム設計の調査・開発に関するフィージビリティスタディ報告書” 機械システム振興協会, システム開発報告書 6-F-10, 1995
- [72] 川村貞夫, 崔源, 田中訓, 木野仁: パラレルワイヤ駆動方式を用いた超高速ロボット FALCON の開発, 日本国際ロボット学会誌, Vol.15 No.1, pp.82-89, 1997
- [73] T. Arai, T. Tanikawa, J-P. Merlet, T. Sendai: “Development of a New Parallel Manipulator with Fixed Linear Actuator”, Japan/ USA Symposium on Flexible Automation, Vol. 1, pp.145-149, 1996
- [74] K. Yuasa, T. Arai, Y. Mae, K. Inoue: Hybrid Drive Parallel Arm for Heavy Material Handling, Proc. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.1234-1240, 1999
- [75] 佐藤 衛: 動搖装置, 特許公報, 特公平 7-54418, 1995
- [76] J-P.Merlet and C.Gosselin: Nouvelle Architecture Pour un Manipulateur Parallele a Six Degres de Liberte, Mech. Mach. Theory (in French), Vol.26, No.1, pp.77-90, 1991
- [77] J-P. Merlet: Force-feedback control of parallel manipulators, Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Philadelphia, Vol. 3, pp.1484-1489, 1988
- [78] T.Arai, R. Staughton, G. Raju: Bilateral Control for Parallel-Link Manipulators, Proceedings of the International Symposium on Robotics, Mechatronics and Manufacturing Systems, pp.63-68, 1993
- [79] E Fasse, C. Gosselin: Spatio-Geometric Impedance Control of Gough-Stewart Platforms, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 15, No. 2, pp.281-288, 1999

- [80] M. Hayatsu, S. Maekawa, Y. Tagawa, N. Sato: Development of a High speed Sorting Machining for Recycling Systems (A High Speed Positioning Control System by Using Parallel Wire Driven Mechanism), Year 2000 Parallel Kinematic Machine International Conference pp.190-200, 2000
- [81] 内山勝, 佐渡友哲也, 益川和之, パラレルロボット H E X A の動的制御実験, 日本ロボット学会誌, Vol.14, No.2, pp.143-150, 1996
- [82] W. Khalil, S. Besnard: Self Calibration of Stewart-Gough Parallel Robots Without Extra Sensors, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 15, No. 6, pp.1116-1121, 1999
- [83] S. Besnard, W. Khalil: Calibration of Parallel Robots with Two Inclinometers, Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1758-1763, 1999
- [84] O. Masory, J. Wang, H. Zhuang: Kinematic modeling and calibration of a Stewart platform, Advanced Robotic, Vol.11, No.5, pp.519-539, 1997
- [85] B. Jokiel Jr., L. Bieg, J. Ziegert: Stewart Platform Calibration Using Sequential Determination of Kinematic Parameters, Proceedings of the Year 2000 Parallel Kinematic Machine International Conference, pp.50-56, 2000
- [86] H. Ota, T. Shibukawa, T. Tooyama, M. Uchiyama: Forward Kinematic Calibration Method for Parallel Mechanism Using Pose Data Measured by a Double Ball Bar System, Proceedings of the Year 2000 Parallel Kinematic Machine International Conference, pp.57-62, 2000
- [87] 新井健生: パラレルメカニズムの特徴と応用, 日本ロボット学会第 54 回講習会ロボットメカニズムの設計と実例, pp.31-40, 1998
- [88] 舟橋宏明, 武田行生: 6 自由度空間パラレルマニピュレータの開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.523, pp.829-834, 1990
- [89] C. Gosselin, J. Angeles: Singularity analysis of closed-loop Kinematics chains, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 6, No. 3, pp.281-290, 1990
- [90] 杉本浩一: 機構の特異点に関する考察, 日本ロボット学会誌, Vol.11, No.4, pp.550-556, 1993
- [91] 武田行生, 舟橋宏明: パラレルマニピュレータの特異点とその近傍における運動特性および静力学特性, 日本機械学会論文集 C, Vol.60, No.570, pp.701-708, 1994
- [92] B. St-onge, C. Gosselin: Singularity Analysis and Representation of Spatial Six-DOF Parallel Manipulators, Recent Advances in Robot Kinematics, pp.389-398, 1996
- [93] D. Kim, W. Chung: Analytic Singularity Equation and Analysis of Six-DOF Parallel Manipulators Using Local Structurization Method, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 15, No. 4, pp.612-622, 1999
- [94] 古屋信幸: パラレルメカニズムの機構剛性解析, 精密工学会誌, Vol.66, No.4, pp.589-593, 2000
- [95] G. Yang, I-M. Chen, W. Lin, J. Angeles: Singularity Analysis of Three-Legged Parallel Robots Based on Passive-Joint Velocities, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 17, No. 4, pp.413-422, 2001
- [96] 兼子一, 新井健生, 井上健司, 前泰志; 干渉ヤコビ行列を用いたロボットアームの実時間障害物回避, 日本ロボット学会誌, Vol.18, No.4, pp.93-98, 2000
- [97] 橋本稔, 山本良一: リニアアクチュエータを用いた直動固定型パラレルメカニズム, 第 15 回日本ロボット学会学術講演会, Vol.3, pp.645-646, 1997

- [98] M. Honegger: Nonlinear Adaptive Control of a 6 DOF Parallel Manipulator, Proceedings of the International Conference on Motion and Vibration Control, Vol.3, pp.961-966, 1998
- [99] C. Gosselin: Determination of the Workspace of 6-DOF Parallel Manipulators, Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 112, pp.331-336, 1990
- [100] O. Masory, J. Wang: Workspace evaluation of Stewart platforms, Advanced Robotic, Vol.9, No.4, pp.443-461, 1995
- [101] T. Ropponen, T. Arai: Accuracy Analysis of a Modified Stewart Platform Manipulator, Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.521-525, 1995
- [102] 武田行生, 舟橋宏明: パラレルマニピュレータにおける運動伝達性, 日本機械学会論文集C編, Vol.59, No.560, pp.1142-1147, 1993
- [103] T. Yoshikawa: Manipulability of Robotic Mechanism, International Journal of Robotics Research, Vol. 4, No. 2, pp.3-9, 1985
- [104] 小菅一弘, 奥田実, 川俣裕行, 福田敏男, 小塙敏紀, 水野智夫: パラレルリンクマニピュレータの力解析, 日本機械学会論文集C編, Vol.60, No.575, pp.2338-2344, 1994
- [105] K. Doty, C. Melchiorri, E. Schwarts, C. Bonivento: Robot Manipulability, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 11, No. 3, pp.462-468, 1995
- [106] A. Bicchi, D. Prattichizzo: Manipulability of Cooperating Robots with Unactuated Joints and Closed-Chain Mechanisms, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 16, No. 4, pp.336-345, 2000
- [107] K-S Hong, Kim J-G: Manipulability Analysis of A Parallel Machine Tool: Application to Optimal Link length design, Journal of Robotic Systems, Vol.17, NO.8, pp.403-415, 2000
- [108] 丸元清一他: パラレルリンクマニピュレータ, 特許公開公報, 特開平 8-90462, 1996
- [109] JIS B 7758 : 動電式振動試験装置－特性表示方法
- [110] JIS C 0040 : 環境試験方法－電気電子－正弦波振動試験方法
- [111] JIS D 1601 : 自動車部品振動試験方法
- [112] JIS S 1018 : 家具の振動試験方法
- [113] JIS Z 232 : 包装貨物－振動試験方法
- [114] ISO 2631-1:1997 : Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration
- [115] IMV 株式会社製品カタログ : THE CUBE
- [116] 株式会社アカシ製品カタログ : OVS シリーズ
- [117] Z. Geng, L. Haynes: Six degree of freedom active vibration isolation using a Stewart platform mechanism, Journal of Robotic Systems, Vol. 10, No..5, pp.725-744, 1993
- [118] J. Spanos, Z. Rahman, G. Blackwood: A soft 6-axis active vibration isolator, In American Control Conference, pp.412-416, 1995
- [119] J. McInroy, J. Hamann: Design and Control of Flexure Jointed Hexapods, IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 16, No. 4, pp.372-381, 2000
- [120] 遠山退三, 傾斜直動型パラレルメカニズムの振動解析, 精密工学会誌, Vol.67, No.9,

pp.1458-1462, 2001

- [121] 日本機械学会編：機械工学便覧 A3 力学・機械力学
- [122] 植松育三：物品処理装置，特許公開公報，特開平 11-58286, 1999
- [123] 新井健生：マイクロマニピュレーション，バイオメカニズム学会誌，Vol.22, No.4, pp.146-151, 1998
- [124] 谷川民生：マイクロマニピュレーション技術，日本ロボット学会誌，Vol.19, No.3, pp.320-323, 2001
- [125] T. Fukuda, F. Arai: Prototyping Design and Automation of Micro/Nano Manipulation System, Proceeding of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.192-197, 2000
- [126] 中尾政之：微細構造物の最先端組立技術，機械の研究，Vol.50, No.6, pp.619-626, 1998
- [127] 大塚二郎，羽山定治，大橋康二：精密・超精密位置決めの現状と将来予想，精密工学会誌，Vol.67, No.2, pp.173-178, 2002
- [128] 農林水産成果物ライブラリーウェブサイト：農林水産研究文献解題，No15 自然と調和した農業，1989. <http://rms2.agsearch.agropedia.affrc.go.jp/contents/JASI/index.html>
- [129] 株式会社三友製作所：微細作業用マイクロマニピュレーション装置，特許公開公報，特開 2001-091857
- [130] オリンパス光学工業株式会社：顕微鏡用ステージ，特許公開公報，特開 2000-98257
- [131] 韓国科学技術院：精密作業用 6 自由度並列機構，特許公開公報，特開 2001-208157

研究業績

1. 論文

- [1] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: 垂直直動型パラレルメカニズムの運動学解析と試作, 日本機械学会論文集 C 編, 65 卷, 638 号, pp.4076-4083, 1999
- [2] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: アクチュエータ配置の違いによる直動型パラレルメカニズムの運動特性変化, 日本機械学会論文集 C 編, 67 卷, 659 号, pp. 2252-2257, 2001
- [3] Takanori MASUDA, Motoyoshi FUJIWARA, Tatsuo ARAI: Kinematics analysis of parallel mechanism with vertically fixed linear actuator, JSME International Journal, Vol.44, No.1, pp.731-739, 2001 (論文[1]の再録)

2. 國際会議

- [1] Takanori MASUDA, Motoyoshi FUJIWARA, Tatsuo ARAI: Kinematics analysis of parallel mechanism having vertically fixed linear actuator, Proceedings of the 30th International Symposium on Robotics, pp.639-644, 1999
- [2] Takanori MASUDA, Motoyoshi FUJIWARA, Tatsuo ARAI: Design and Production of a Parallel Kinematic Mechanism for the Bearing Assembly Work, 2000 Japan-USA Symposium on Flexible Automation, CD-ROM, 2000JUSFA-13018, 2000
- [3] Takanori MASUDA, Motoyoshi FUJIWARA, Tatsuo ARAI: Specific Kinematic Changes in a Linear Actuated Parallel Mechanism According to Differences in Actuator Arrangement, IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.510-515, 2000.
- [4] Takanori MASUDA, Motoyoshi FUJIWARA, Tatsuo ARAI: Mechanism Configuration Evaluation of a Linear Actuated Parallel Mechanism Using Manipulability, Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.489-495, 2000
- [5] Tamio TANIKAWA, Tatsuo ARAI, Takanori MASUDA: Development of Micro Manipulation System with Two-finger Micro Hand, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 850-855, 1996
- [6] Motoyoshi FUJIWARA, Takanori MASUDA, Kosei KITAGAKI: A High D.O.F. Joystick with Contact Point Detection, Proceedings of the International Conference on Machine Automation 2000, pp.579-584, 2000

3. 国内学会発表

- [1] 増田峰知, 谷川民生, 新井健生: マイクロハンド用エンドエフェクタにおける吸着力の評価実験, 日本機械学会第 73 期通常総会講演会講演論文集, No.4, pp.450-451, 1996
- [2] 増田峰知, 藤原基芳, 田畠康晴, 増井孝実, 岡本康男, 中村達也: 垂直直動型パラレルメカニズムの開発, 日本機械学会東海支部第 46 期総会講演会論文集, No.973-1, pp.323-324, 1997
- [3] 増田峰知, 藤原基芳, 田畠康晴, 増井孝実, 岡本康男, 中村達也: 垂直直動型パラレルメカニズムの開発とその諸特性, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'97 講演論文集, A, pp.491-492, 1997
- [4] 増田峰知, 藤原基芳, 加藤典彦, 西ノ平志子: 垂直直動型パラレルメカニズムの加速度特性, 日本機械学会東海支部第 47 期総会講演会論文集, No.983-1, pp.333-334, 1998
- [5] 増田峰知, 藤原基芳, 井健生: 垂直直動型パラレルメカニズムの特異点, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'98 講演論文集 CD-ROM, 1A I I 2-9, 1998
- [6] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: 運動学, 静力学によるパラレルメカニズムの設計手順, 第 16 回日本ロボット学会学術講演会予稿集, Vol.3, pp.1049-1050, 1998
- [7] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: 垂直直動型パラレルメカニズムの機構干渉, 日本機械学会東海支部第 48 期総会講演会論文集, No.993-1, pp.258-259, 1999
- [8] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生: ベアリング組立作業を想定したパラレルメカニズムの設計製作事例, 第 17 回日本ロボット学会学術講演会予稿集, Vol.1, pp.111-112, 1999
- [9] 増田峰知, 新井健生: 直動型パラレルメカニズムのアクチュエータ配置による運動特性変化, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'00, CD-ROM, 2A1-53-063, 2000
- [10] 増田峰知, 加藤典彦, 西ノ平志子, 藤原基芳, 新井健生: パラレルメカニズムシミュレーションソフトの開発, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'00, CD-ROM, 2P1-53-086, 2000
- [11] 増田峰知, 新井健生, 藤原基芳: 総運動伝達指標による直動型パラレルメカニズムの運動特性評価, 第 18 回日本ロボット学会学術講演会予稿集, Vol.1, pp.345-346, 2000
- [12] 増田峰知, 新井健生: パラレルメカニズムの多軸振動機構への適用, 日本機械学会東海支部第 50 期総会講演会論文集, No.013-1, pp.3-4, 2001
- [13] 増田峰知, 藤原基芳, 加藤典彦, 新井健生: 可操作性による直動型パラレルメカニズムの機構形状評価, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'01, CD-ROM, 2P2-D2, 2001
- [14] 増田峰知, 新井健生: 直動型パラレルメカニズムの振動特性と多軸加振機への応用, 第 19 回日本ロボット学会学術講演会, pp.223-224, 2001

- [15] 増田峰知, 新井健生, 井上健司, 前泰志: 作業仕様を考慮した直動型パラレルメカニズムの機構設計, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'02, CD-ROM, 2A1-E09, 2002
- [16] 増田峰知, 新井健生, 井上健司, 前泰志: パラレルメカニズムの特異点に着目した微細ステージ, 第 20 回日本ロボット学会学術講演会'02, CD-ROM, 1K32, 2002
- [17] 増田峰知: 三重県公設機関における微細作業事例, 計測自動制御学会システムインテグレーション部門講演会講演論文集(II), pp.87-88, 2002
- [18] 谷川民生, 新井健生, 増田峰知: 二本指マイクロハンド操作デバイスの開発, 第 13 回日本ロボット学会学術講演会, No.3, pp.827-828, 1995
- [19] 藤原基芳, 増田峰知, 新井健生: 直動固定型パラレルメカニズムのアクチュエータ負荷の推定及び実験, 計測自動制御学会第 36 回学術講演会予稿集, Vol.2, pp.783-784, 1997
- [20] 藤原基芳, 増田峰知, 北垣高成: 擬似接触点位置を用いたベアリングコロの挿入時の位置決め, 第 16 回日本ロボット学会学術講演会, Vol.3, pp.1191-1192, 1998
- [21] 西ノ平志子, 加藤典彦, 野村由司彦, 増田峰知, 新井健生: パラレルメカニズムシミュレータの開発, 計測自動制御学会中部支部平成 11 年度計測制御研究講演会論文集, pp.9-10, 1999
- [22] 藤原基芳, 増田峰知, 北垣高成: 接触点検出手法を用いた多軸ジョイスティック, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'00, CD-ROM, 1P1-69-109, 2000
- [23] 西ノ平志子, 加藤典彦, 増田峰知, 野村由司彦, 松井博和, 新井健生: シミュレーションソフトによる操作力機能円体を用いた機構評価, 第 18 回日本ロボット学会学術講演会予稿集, Vol.1, pp.299-300, 2000
- [24] 村田嘉一, 増田峰知, 新井健生, 井上健司, 前泰志, 朴忠植: 運動特性を考慮した直動型パラレルメカニズムの比較, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会'01, CD-ROM, 2P2-D1, 2001
- [25] 綿田憲一, 加藤典彦, 増田峰知, 野村由司彦, 松井博和, 新井健生: 機構の質量を考慮したパラレルメカニズムシミュレータの開発, 第 19 回日本ロボット学会学術講演会, pp.225-226, 2001

4. 特許出願

- [1] 増田峰知, 谷澤之彦: 微小運動制御方法および微小運動ステージ, 特願 2002-288454
- [2] 藤原基芳, 増田峰知, 田畠康晴: 多制御型コントローラ, 特許公開公報, 特開 2001-138276

5. その他著作等

- [1] 増田峰知, 藤原基芳, 村川悟, 田畠康晴, 増井孝実, 岡本康男, 伊濱啓一, 中村達也: 垂直直動型パラレルメカニズムの開発, 平成 8 年度三重県金属試験場業務報告, pp.30-37, 1997
- [2] 藤原基芳, 増田峰知, 村川悟, 田畠康晴, 増井孝実, 岡本康男, 伊濱啓一, 中村達也: 垂直直動型パラレルメカニズムの運動学と静力学, 平成 8 年度三重県金属試験場業務報告, pp.38-42, 1997
- [3] 増田峰知, 中村達也: 知的ハンドリング技術の研究／垂直直動型パラレルメカニズムの開発, 三重大学地域共同研究センター研究報告, No.5, pp.83-89, 1997
- [4] 増田峰知, 藤原基芳, 田畠康晴, 西村正彦, 岡本康男, 加藤典彦: 垂直直動型パラレルメカニズムの運動特性, 平成 9 年度三重県工業技術総合研究所金属センター業務報告, pp.26-32, 1998
- [5] 増田峰知, 加藤典彦: 垂直直動型パラレルメカニズムの運動特性, 三重大学地域共同研究センター研究報告 No.6, 1998
- [6] 増田峰知, 家城悌, 藤原基芳, 田畠康晴, 新井健生: ベアリング組立事例におけるパラレルメカニズムの設計, 製作, 平成 10 年度三重県工業技術総合研究所研究報告, No.23, pp.72-78, 1999
- [7] 増田峰知, 家城悌, 藤原基芳, 新井健生: アクチュエータ配置の違いによる直動型パラレルメカニズムの運動特性変化, 平成 11 年度三重県工業技術総合研究所研究報告, No.24, pp.46-52, 2000
- [8] 藤原基芳, 増田峰知, 北垣高成, 中北賢司: 接触点検出手法を用いた多制御型コントローラ, 三重県工業技術総合研究所研究報告, No.24, pp.127-130, 2000
- [9] 増田峰知: 直動型パラレルメカニズムの解析と応用, 日本油空圧学会第 7 回モーションベース特別研究委員会資料, 2001 岐阜大学
- [10] 増田峰知, 谷澤之彦: 直動型パラレルメカニズムの多軸振動発生装置への応用, 三重県科学技術振興センター工業技術総合研究所研究報告, No.25, pp.25-31, 2001
- [11] 藤原基芳, 増田峰知, 北垣高成, 中北賢司: 多関節型ロボットとパラレルメカニズムの協調による組立作業, 三重県科学技術振興センター工業技術総合研究所研究報告, No.25, pp.13-18, 2001
- [12] 増田峰知, 谷澤之彦: 複数センサを用いた 6 軸加速度測定実験, 三重県科学技術振興センター工業技術総合研究所研究報告, No.26, 2002 (投稿中)