

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

増田 峰知* 谷澤 之彦*

Application to a Multi-axis Vibration Generator of a Linear Actuated Parallel Mechanism

by Takanori MASUDA and Yukihiro TANIZAWA

We applied a linear actuated parallel mechanism to a multi-axis vibration generator. This report explains the principle of the machine that can generate a multi-axis vibration using Linear-Actuated Parallel Mechanism. First, we measure the vibration properties, which are not known, of the parallel mechanism. Next, we design to acquire the isotropy required of the multi-axis vibration generator using manipulability ellipsoids. Finally, we propose the sequential multi-axis vibration generators with one actuator and cams/links.

Key Words: Linear-actuated Parallel Mechanism, Multi-axis vibrator, Manipulability ellipsoid

1. 緒言

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^{1)~5)}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ことが知られている⁶⁾。

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^{7) 8)}

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。

本報では、図1に示すような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、あまり知られていないパラレルメカニズム



図1 6軸振動発生装置の例
(6自由度直動型パラレルメカニズム)

* 金属センター研究グループ

表1 機構特徴の比較

機構	パラレル機構	シリアル機構
動作領域	× 小さい	○ 大きい
出力	○ 大きい	× 小さい
逆運動学	○ 容易	× 困難
順運動学	× 困難	○ 容易
誤差	○ 平均化	× 積算
部品	○ 共通	× 独立

の振動特性を明らかにする。次に機構設計の検討手法として、ヤコビ行列の特異値を組合せて得られる可操作性楕円体を用いた、手先の等方性（どの方向にも同じ特性を出せる能力）の確保を試みる。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。

2. パラレルメカニズムの特徴と振動特性

2.1 機構の特徴

ロボットや多軸工作機械に用いられている6自由度パラレルメカニズム⁹⁾¹⁰⁾は、表1に示す長所短所を持つ多自由度機構である。この機構は、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、一部応用例¹¹⁾も見られる。この原理を多軸防振装置¹²⁾¹³⁾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、パラレルメカニズムの中でも油圧式の「伸縮型」を用いている。これは、被駆動部に油圧シリンダーを組み込んだ形態で、アクチュエータ自体が動くため、高速性において不利が予想される。一方、図1に示すような直動案内より支持されたアクチュエータで駆動される「直動型」¹⁴⁾は、可動部が軽く、高精度、高出力が期待できる。以降、本報では、直動型による多軸振動発生装置を研究対象とする。

パラレルメカニズムは、表1に示したとおり一般に動作領域が小さいという欠点がある。しかし、振動発生装置ではテーブルに要求される動作領域は、もともと小さいため問題にならない。このことは、パラレルメカニズムの応用を選択する上で

大きな利点である。また、この機構原理は、6軸のアクチュエータやリンクを共通化できるためにコスト的に有利である。更に、多軸振動発生装置への応用を考えると、アクチュエータをベースに集中配置できるため環境室を設置しやすいことや、テーブル近傍で電磁場の発生がないことなど、パラレルメカニズムはいくつかの有利な特徴を有している。

2.2 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、振動減衰や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应用する場合、機構の振動特性の把握は、必須である。

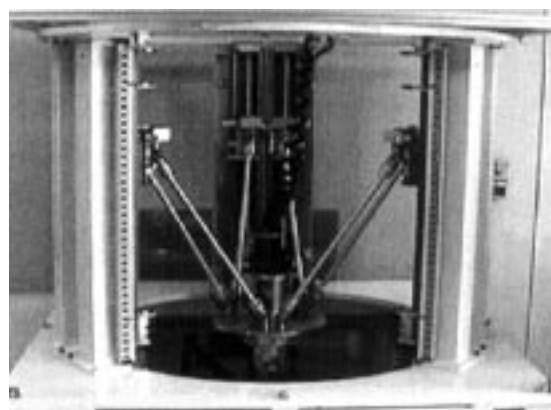


図2 垂直直動型パラレルメカニズム

表2 振動測定対象装置の仕様

連結ロッドの長さ	540 (mm)
テーブル半径	120 (mm)
ベース半径	360 (mm)
アクチュエータ配置角	90 (deg.)
テーブル重量	約20 (kg)

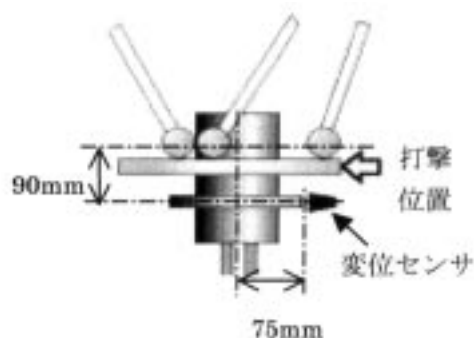


図3 加振位置と計測位置

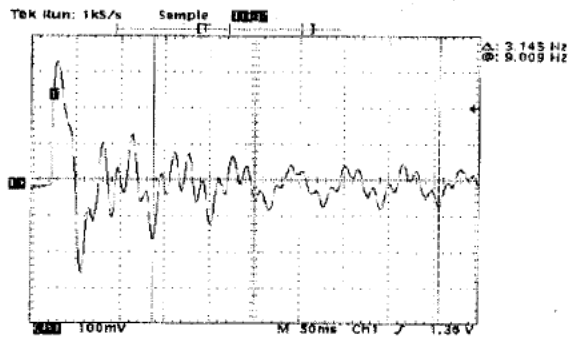


図4 テーブルの振動 (横軸50msec)

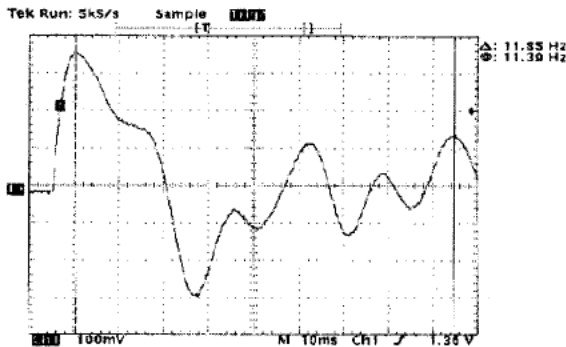


図5 テーブルの振動 (横軸10msec)

本報では、振動特性をパルス打撃加振法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2、表2である。打撃位置と方向は、図3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。エンドプレート及び把持具の合計質量は、約20kgである。

図4、5は、実際に計測された波形で、時間軸はそれぞれ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。

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¹⁵⁾。実際の計算は、図4に外挿線を追加し値を

表3 振動特性

周期	T	63.0 (msec)
減衰比	ζ	0.037
減衰固有角振動数	ω_{dn}	99.75
減衰固有振動数	f_d	15.88 (Hz)

読み取った。

周期Tは、式(1)で表される。

$$T = (T_n - T_1) / n \quad (1)$$

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

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

減衰固有角振動数 ω_{dn} は、式(3)で表される。

$$\omega_{dn} = 2\pi / T (1 - \zeta^2)^{1/2} \quad (3)$$

減衰振動数 f_d は、式(3)で表される。

$$f_d = \omega_{dn} / 2\pi \quad (4)$$

表3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。

3. 運動学と可操作性楕円体

3.1 一般運動学

直動型パラレルメカニズムの運動学¹⁰⁾¹⁴⁾は、詳細を既に述べているため、次項以降に関係する式のみを示す。用いた幾何関係は、図6である。テーブルの位置ベクトル $p = (x, y, z)^T$ と姿勢を表す回転行列 R を与えた時、式(5)が成り立つ。

$$p + R^h s_i - b_i = c_i a_i + l_i z_i \quad (i=1\sim6) \quad (5)$$

アクチュエータ位置は、式(5)を変形して式(6)で

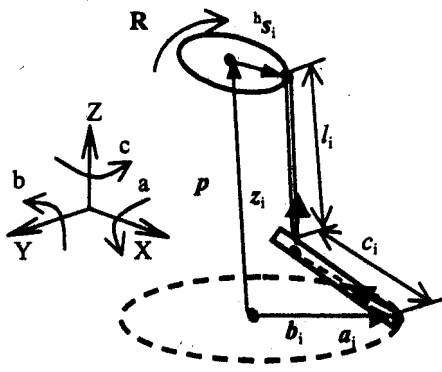


図6 幾何関係

求められる。ここで式(6)は、解を2つ持つが、機構形状と座標軸の関係からどちらかに限定できる。

$$c_i = (L_i \cdot a_i) \pm ((L_i \cdot a_i)^2 - L_i \cdot L_{i+1})^{1/2} \quad (6)$$

但し、 $L_i = p + R^h s_i - b_i$

式(6)の両辺を微分し、ヤコビ行列を用いて整理すると、テーブルとアクチュエータの速度関係式(7)が得られる。

$$J_1 \delta e = J_2 \delta c \quad (7)$$

但し、
$$J_1 = \begin{pmatrix} z_1^T & (R^h s_1 \times z_1)^T \\ \vdots & \vdots \\ z_6^T & (R^h s_6 \times z_6)^T \end{pmatrix}$$

$$J_2 = \text{diag} (z_1 a_1 \cdots z_6 a_6)$$

$$\delta c = (\delta c_1, \dots, \delta c_6)$$

$$\delta e = (\delta x, \delta y, \delta z, \omega c, \omega b, \omega a)$$

3. 2 特異値分解と可操作性楕円体

可操作性¹⁶⁾は、式(7)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たものであり、ヤコビ行列の特性を評価する指標として知られている。ところで、手先速度 δe は、並進速度と、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、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、本報では、ヤコビ行列を並進成分(t)と回転成分(r)に分けて考えることとする。このことは、式(8)のように記述できる。

$$J = [J_t^T \quad J_r^T]^T \quad (8)$$

但し、 J_t : ヤコビ行列の並進成分

J_r : ヤコビ行列の回転成分

それぞれの成分について、以下のように特異値分解を行う。図7に特異値分解のイメージ図を示す。可操作性楕円体⁴⁾は、アクチュエータ空間で $\|\delta c\| \leq 1$ の集合体の球が、ヤコビ行列 J で手先速度空間 δe に写像される楕円体である。 $J_{t,r}$ が、それぞれ特異姿勢以外(rank $J_{t,r} = 3$)の時、特異値分解は、式(9)のように表される。

$$J = U \Sigma V^T \quad (9)$$

但し、 $U = [u_1 \quad u_2 \quad u_3]$

$$U U^T = U^T U = E$$

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

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

$$V V^T = V^T V = E$$

ここで、 $\sigma_{t1}, \sigma_{t2}, \sigma_{t3}$ と $\sigma_{r1}, \sigma_{r2}, \sigma_{r3}$ は、それぞれの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楕円体の軸半径長さを示している。また、式(9)中で示す U の列ベクトルは、可操作性楕円体の主軸の方向を表している。よって、可操作性楕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. 可操作性による多軸振動発生機的设计

6軸振動発生装置を考えると、手先の等方性が重要になる。つまり、どちらの方向にも同様に振動を発生させることができるような、機構が望ましい。そこで、式(10)で表される可操作性指標を用いる。

$$W_X = \sigma_{X3} / \sigma_{X1} \quad (10)$$

但し、X: t (並進) もしくは、r (回転)

これは、図7で示した可操作性楕円体の扁平率を表したもので、手先の運動の等方性を表している。なお、この指標は行列の条件数と同義である。手先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すべきである。そのため、同時に満たす等方性指標として式(11)のように、合成扁平

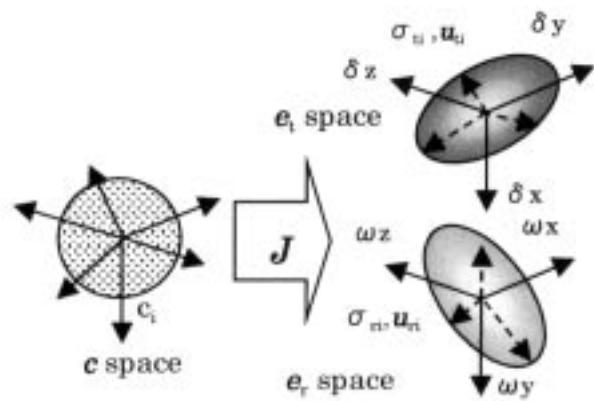


図7 可操作性楕円体原理図

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¹⁷⁾が知られている。

図9は、角度調整が可能な斜板カムを利用して、

率 W_e を考える。

$$W_e = W_t * W_r \tag{11}$$

これは、 W_{t2} 、 W_{r2} が、ともに0~1の無次元数で表すことができることを利用した指標である。

図8は、リンク長さ (li) とテーブル半径 (Re) を変化させた時の W_e の変化を示したものである。但し、Re, liの値はベース半径1に対する比で、これら以外のパラメータは表1に準じた。図8より、Re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、liは0.8~1.1になることが判った。

5. 単駆動源による順次多軸振動発生機構

ここで、より低価格化を期待して、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

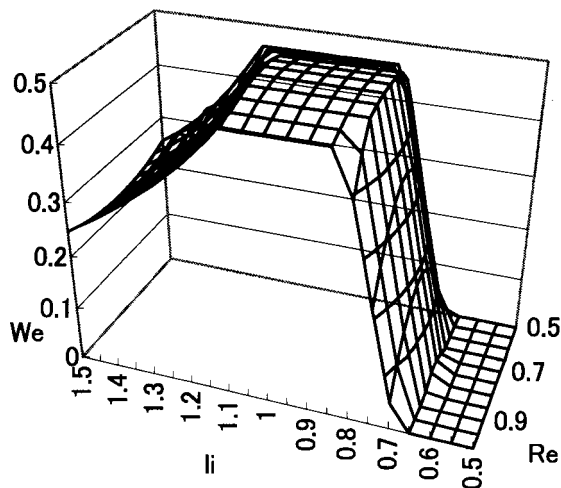


図8 テーブルの等方性

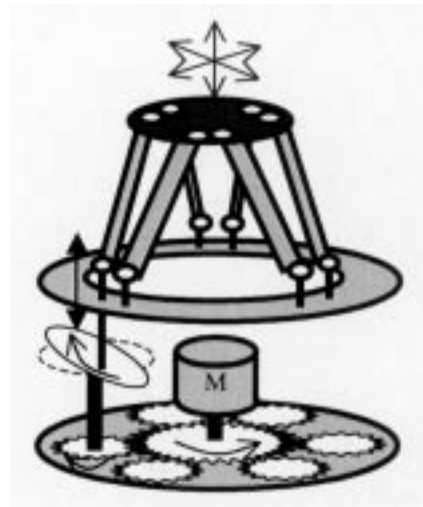


図9 1つのモータとカム・リンクによる6軸振動発生装置のイメージ図

表4 シミュレーション条件

連結ロッド長さ	600 (mm)
テーブル半径	250 (mm)
ベース半径	680 (mm)
アクチュエータ配置角度	30 (deg.)
振動振幅	並進 5 (mm) 回転 0.05 (rad.)

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
d	-0.385	0	0	0.385	0.385	-0.385
a	0.222	-0.444	-0.444	0.222	0.222	0.222

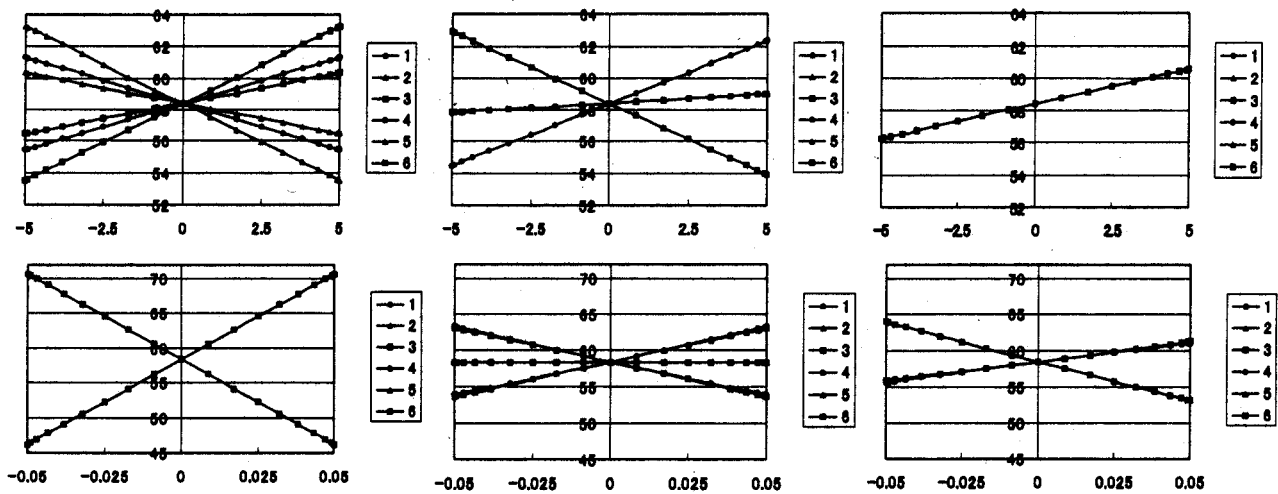


図10 テーブル変位とアクチュエータの関係例 (各図の凡例は、軸番号 i を示す)
(上左 x 軸並進, 上中 y 軸並進 上右 z 軸並進, 下左 z 軸周り, 下中 y 軸周り, 下右 x 軸周り)

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、チャンバーなどが設置しやすく、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10は、式 (5)の p, R の要素に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(6)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4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。

このことより、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5は、振動方向と各アクチュエータの振幅の関係を、図10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 軸回りで正規化している。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。

6. 結 言

直動型パラレルメカニズムを多軸振動発生装置に応用した機構について、以下の知見を得た。

- (1) 今まで余り知られていなかったパラレルメカニズムの振動特性を測定したところ、特徴ある波形が観測された。大きく繰り返す波形の減衰固有振動数は、一般の工作機械と多関節ロボットの中間的なものであった。
- (2) 可操作性楕円体により手先の並進成分と回転成分を同時に等法的にする設計パラメータを算出することができた。
- (3) 6個の独立したカムリンク機構を用い、1つのモータで駆動できる6軸振動発生装置を提案した。テーブルとロッドの変位関係が1次で比例することを示し、その原理が実現が可能であることを示した。

今後の課題は、試作機の開発及びそれを評価できる6軸加速度（角加速度）センサの開発である。

謝 辞

本研究を実施するにあたり、ご指導いただいた、大阪大学基礎工学部新井健生教授、三重大学工学部水谷一樹教授、加藤典彦助教授に感謝いたします。

参考文献

- 1) JIS B 7758: 動電式振動試験装置 - 特性表示方法
- 2) JIS C 0040: 環境試験方法 - 電気電子 - 正弦波振動試験方法
- 3) JIS D 1601: 自動車部品振動試験方法
- 4) JIS S 1018: 家具の振動試験方法
- 5) JIS Z 232: 包装貨物 - 振動試験方法
- 6) ISO 2631-1: 1997: Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration
- 7) IMV(株)製品カタログ: THE CUBE
- 8) (株)アカシ製品カタログ: OVSシリーズ
- 9) 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)
- 10) T. Arai et al: "Development of a New Parallel Manipulator with Fixed Linear Actuator". Japan/USA Symposium on Flexible Automation, Vol.1, p.145-149 (1996)
- 11) Geng Z., Haynes L.S.: "Six degree of freedom active vibration isolation using a Stewart platform mechanism". J. of Robotic Systems, Vol. 10, No.5, p.725-744 (1993)
- 12) Spanos J., Rahman Z., Blackwood G.: "A soft 6-axis active vibration isolator". In American Control Conf., p.412-416 (1995)
- 13) <http://www.saginomiya.co.jp/>
- 14) 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". 機論C, Vol.65, No.638, p.194-201 (1999)
- 15) 日本機械学会編: 機械工学便覧A3 "力学・機械力学"
- 16) 吉川恒夫: "ロボット制御基礎論", コロナ社, (1988)
- 17) 植松育三他: "物品処理装置". 特許公開平11-58286, (1999)