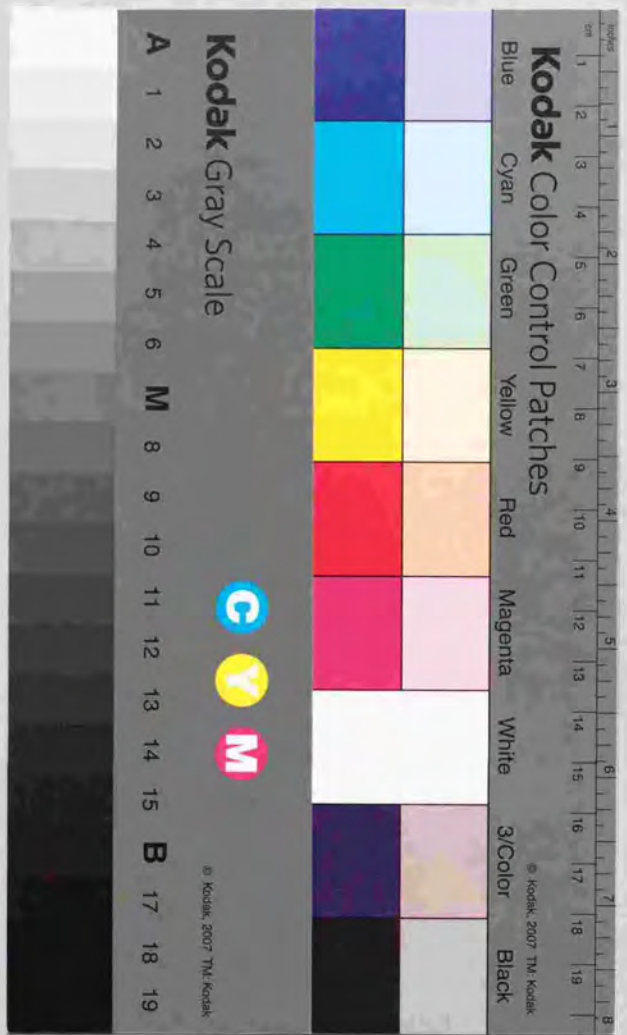


力のセンシングとアクチュエーションの
統合に関する研究

橋本 繁



力のセンシングとアクチュエーションの
統合に関する研究

1998年12月18日提出

松本 潔

目 次

第1章 序論	1
1-1 機械加工の分類と切除加工の位置付け	1
1-2 切除加工の問題点	5
1-3 提案する問題解決の手法	13
1-4 本研究の目的と従来の研究との関連	16
1-5 本研究の内容と論文の構成	19
第2章 ネガティブコンプライアンスの原理	21
2-1 力と変位の構造	21
2-2 コンプライアンスの性質および特性	28
2-2-1 コンプライアンスの性質	28
2-2-2 ネガティブコンプライアンスの性質	34
2-2-3 コンプライアンスの特性	41
2-3 ネガティブコンプライアンスの生成機構	47
2-3-1 アクティブカセンサの提案	47
2-3-2 アクティブカセンサによるコンプライアンスの特性	53
2-4 ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減	60
2-4-1 加工誤差低減のメカニズムの解析	60
2-4-2 アクティブカセンサへの要求機能	69
第3章 アクティブカセンサの機構の実現	72
3-1 圧電素子を用いた機構の提案	72
3-2 圧電素子形アクティブカセンサの検討	73
3-2-1 動作原理の検討	73
3-2-2 実験および評価	77
3-3 変位検出板形アクティブカセンサの検討	79
3-3-1 動作原理の検討	79
3-3-2 実験および評価	81
3-4 平行平板形アクティブカセンサの検討	83
3-4-1 動作原理の検討	83
3-4-2 実験および評価	86
3-5 アクティブカセンサの機構の総合評価	88

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析.	89
4-1 機構の特徴.	89
4-2 平行平板の機構分析.	91
4-2-1 平行平板の特徴.	91
4-2-2 平行平板の設計手法および機構分析.	95
4-3 特性の解析.	109
4-3-1 静特性の解析.	109
4-3-2 動特性の解析.	114
4-4 プロトタイプによる評価.	120
4-4-1 プロトタイプの構造および特性.	120
4-4-2 コンプライアンス制御系の開発.	123
4-4-3 コンプライアンス制御の評価.	125
第5章 ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の実証.	129
5-1 局所平面研削法の提案.	129
5-2 局所平面研削システムの構成.	131
5-3 3軸コンプライアンス制御系の開発.	134
5-3-1 リング状3軸アクティブカセンサの開発.	134
5-3-2 コンプライアンス制御系の開発.	137
5-3-3 コンプライアンス制御特性の評価.	142
5-4 研削による加工誤差低減の実証.	144
5-4-1 システムおよび加工コンプライアンスの測定.	144
5-4-2 ネガティブコンプライアンスを用いた研削実験.	147
第6章 総括と展望.	154
6-1 本研究の総括.	154
6-1-1 本研究の有用性の考察.	155
6-1-2 本研究の新規性の考察.	157
6-1-3 本研究の最適性の考察.	159
6-1-4 本研究の完結性の考察.	162
6-2 今後の展望.	164
6-2-1 アクティブカセンサの性能向上に関する考察.	164
6-2-2 ネガティブコンプライアンスの応用に関する考察.	172
第7章 結論.	177

A 付章	180
A-1 平行平板の材料力学的解析	180
A-1-1 角穴平行平板の解析	180
A-1-2 丸穴平行平板の解析	193
A-1-3 せん断板・圧縮板付き平行平板の解析	197
A-1-4 多穴角穴平行平板の解析	201
A-2 アクティブカセンサの多軸化	203
A-2-1 力と変位のセンサの次元	203
A-2-2 アクチュエータの次元	215
A-2-3 多軸化の手法	221
A-3 平行平板を用いた多軸カセンサ	236
A-3-1 リング状6軸カセンサの開発	236
A-3-2 角柱形6軸カセンサの開発	246
謝辞	260
参考文献	262
著者紹介	271

第1章 序論

第1章 序論

1-1 機械加工の分類と切除加工の位置付け

機械加工の歴史は、人類が手工作で取り扱うことの難しい素材を加工しようとした時から始まる。ミケーネの墳墓(紀元前1200年)、あるいはタルクイニアの戦士の墓(紀元前700年)からは、旋盤で加工されたらしい木鉢が発見されている¹⁰⁾。機械加工は、人間の道具を使う文明とともに発展してきた。発展のスピードが加速されたのは、産業革命以降である。現代では、機械加工の技術は、あらゆる産業の基盤となる基本技術といっても過言ではない。

機械加工は、図1-1-1に示すように、大きく4つに分類できる。すなわち、造形加工、成形加工、接合加工、切除加工、の4つである。

造形加工には、鋳造、粉末冶金、射出成形などが含まれる。これは、型の形状を材料に転写する加工法である。成形加工は、塑性加工とも呼ばれ、材料を塑性変形させて形を作る加工法である。これには、鍛造、圧延、引き抜き、押し出し、板金などが含まれる。接合加工は、2つの部材を接合あるいは切断して形を作る加工法である。2つの部材を接合する代表的なものは、溶接である。切除加工は、材料の一部を除去して形を作る加工法である。切除加工は、他の加工法に比べて、高い精度の加工を行うことができる。そのため切除加工は、機械加工のなかで、もっとも多く用いられている。次に、切除加工について詳述する。

機械加工では、機械部品を能率良く必要な形状寸法に仕上げることが要求される。そのため、精度が必要な機械部品のほとんどは、切除加工によって加工される。造形加工、成形加工、接合加工によって製作された機械部品は、そのまま最終形状になるものもあるが、多くの場合さらに高い形状精度が要求され、切除加工によって仕上げられる。また特に高い形状精度が要求される場合には、素材から直接切除加工によって形状を削り出すことが行われる。

切除加工の分類を、図1-1-2に示す。大きく切削加工、研削加工、物理化学エネルギーを用いた加工、の3つに大別できる。切削加工は、刃物による切削である。固定工具すなわちバイトによる切削と、回転工具すなわちカッタによる切削に分けられる。研削加工は、砥粒による切削である。固定砥粒による研削と、遊離砥粒による研削に分けられる。物理化学エネルギーを用いた加工は、レーザー加工やイオンビーム加工のようにエネルギービームを用いる加工法と、電解研磨やウ

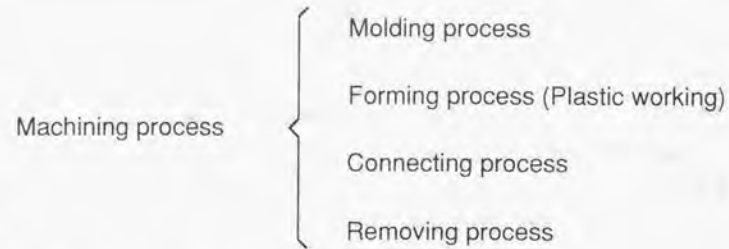


Fig.1-1-1 Classification of machining process

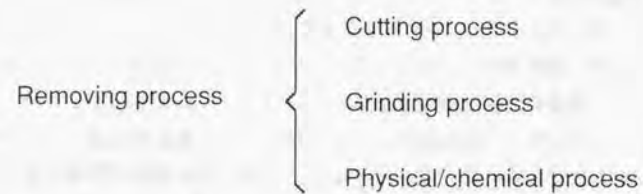


Fig.1-1-2 Classification of removing process

エットエッチングなどの電気化学現象を用いる加工法に分けられる。

切除加工のうち、機械加工の手法として広く用いられているのが、切削加工と研削加工である。これらは、工具とワークとの間に力が介在しその力を用いて切除加工を行う。切除加工のモデルを、図1-1-3に示す。刃物や砥粒などの工具が、ワークに切り込み、ワーク表面をなぞるように移動する。ワークの表層部分では、工具進行方向前方にすべり面（せん断面）が生じ、工具の移動にしたがい表層が削りとられる。切除加工では、工具の軌跡がワークの形状に転写される。工具の軌跡の精度がそのままワークの形状精度になる、いわゆる「母性原理」がはたらく。

このように現在の機械加工では、形状精度が必要な機械加工はほとんどが切除加工によって行われ、その中でも力による切除加工が、大きなウエイトを占めている。本研究は、この力による切除加工を対象としたものである。

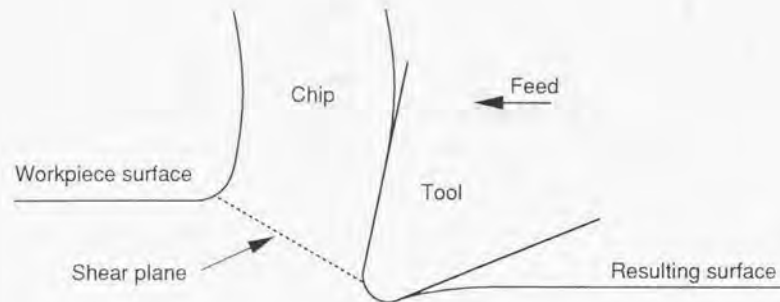


Fig.1-1-3 Schematic of cutting/grinding process

1-2 切除加工の問題点

切除加工の問題点を指摘するために、まずそのメカニズムを述べる。

図1-2-1は、切除加工でのワーク内の応力分布を示したものである。刃先から放射状に最大主応力線が伸び、それに対し直角方向に最小主応力線が伸びる。最大主応力線は、工具進行方向前方で大きな圧縮応力となる。図1-1-3に示したすべり面は、最大主応力線に対して 45° をなす方向に現れる。工具が最大主応力線をうけるので、工具にはワークからの力が働く。これを、工具にかかる力と呼ぶ。工具にかかる力を F_t とすると、 F_t は工具進行方向逆向きの成分 F_h と、工具進行方向に垂直な成分 F_v に分解できる。これらの分解された力成分のうち、 F_h を主分力、 F_v を背分力と呼ぶ。工具にかかる力 F_t の反力として、ワークは F_t と逆の力を受ける。この工具にかかる力とワークにかかる力を特に区別しない場合には、単に加工力と呼ぶ。

加工力は、工具の形状によって変化する。加工力に影響を与える形状パラメータのうち大きなものは、工具の前面（これをすくい面と呼ぶ）が工具の進行方向直角方向となす、すくい角 α である。これを図1-2-2に示す。切除加工は、このすくい角によって統一的に扱うことができる。切削加工では、通常、すくい角 α は $0\sim 15^\circ$ である。研削では、個々の砥粒の形状によってすくい角 α は異なるが、平均して 0° より小さく、負の値をとる。機械加工からは外れるが、土木機械などではすくい角 α は 30° 以上である。

すくい角 α による加工力 F_t の変化の様子を模式的に示したものが、図1-2-3である。加工力の大きさは、すくい角が大きいほど小さく、すくい角が小さくなるにしたがって増大する。加工力の方向は、すくい角が 30° ではほぼ工具進行方向と平行になり、それ以上の角度では下向き、それ以下の角度では上向きになる。これは加工力の背分力成分の方向が、すくい角が 30° を境に変化することを示す。

切削加工では、通常、すくい角 α は $0\sim 15^\circ$ であると述べた。すくい角をさらに大きくすれば、加工力が減少し、加工しやすくなるはずである。しかし、実際には、次の2つの理由で、すくい角を大きくすることは難しい。ひとつは、工具先端の磨耗が激しくなることである。工具先端が磨耗すると、加工力が大きくなるだけでなく、加工変質層が増加したり、残留応力が大きくなったりする。もうひとつは、加工力が下向きになり、工具がワーク方向に引き込まれることである。工具が引き込まれることでさらに加工力が増加し、発散系を構成する。

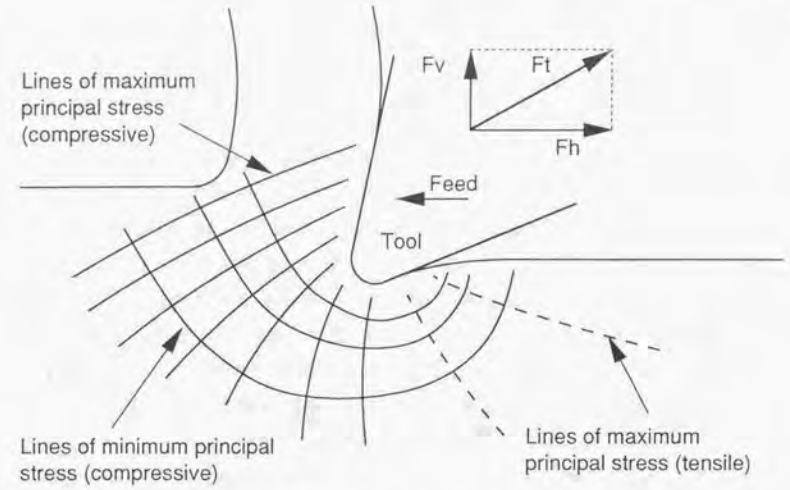


Fig.1-2-1 Stress lines in workpiece

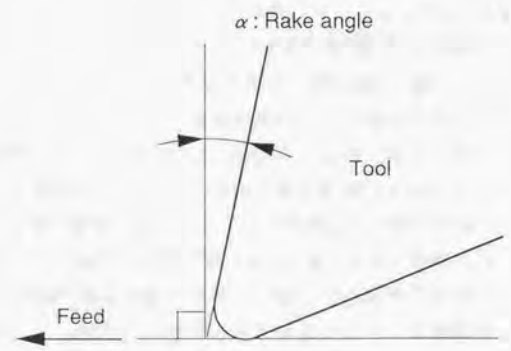


Fig.1-2-2 Parameter affecting machining force

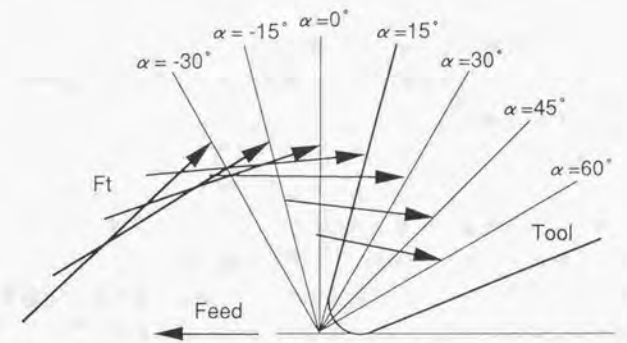


Fig.1-2-3 Machining force vector responding to rake angle

このように、すくい角を大きくできるのは、工具あるいは工具の剛性に比べてワークが柔らかい、たとえばゴムや木を削る場合だけであり、通常の金属の切削加工ではすくい角は 0° に近い。また研削加工ではすくい角は 0° より小さいため、切除加工では図1-2-3に示した加工力は常に上向きであり、加工力 F_i の背分力成分 F_v は常に上向きであるといえることができる。

力による除去加では、工具の軌跡がワークの形状に転写される。工具の軌跡の精度がそのままワークの形状精度になる。しかし、加工力が発生すると工具の軌跡が乱され、加工誤差を生じ加工精度が低下する。この様子を図1-2-4に示す。

加工精度に直接影響を与えるのは、背分力 F_v による工具およびワークの、工具進行方向直角方向への並進運動（後退と呼ぶ）である。主分力成分 F_h によって工具が回転運動し加工精度を低下させることも考えられるが、主分力方向の変位の2次の微小量であることから、背分力方向のみを考える。

図1-2-4(a)は、背分力 F_v によって工具が後退することで加工誤差を生じる様子を示す。工具の軌道が目標軌道からずれ、切り込みが浅くなっている。工具が後退する原因は、工具の支持剛性の不足である。図1-2-4(b)は、背分力 F_v の反力をワークがうけ、ワークが後退することで加工誤差を生じる様子であり、目標軌道自体がずれている。これも相対的に、切り込みの低下となって現れる。ワークが後退する原因は、ワーク自体の剛性の不足である。

図1-2-4は加工点付近に注目したモデルであるが、図1-2-5および図1-2-6は、加工を行う系全体、すなわち工作機械全体のモデルである。図1-2-5は、切除加工を行う工作機械の一般的な構成である。ワークは送り方向の移動機構に取り付けられ、また工具は切り込み方向の移動機構に取り付けられる。これらの移動機構は、フレームによって支持される。加工中の工具とワークの接点で発生した加工力は、工作機械の中を流れ、その力の流れは力線で表すことができる。力線は、工具を始点、ワークを終点とするC字状のサークル（Cループと呼ぶ）を構成する。

加工力が生じると、工作機械は変形を起こす。その様子を図1-2-6に示す。この変形は、加工力のCループに沿って生じ、Cループの始点と終点のずれが加工誤差となる。工作機械の変形を加工点付近で見たものが、図1-2-4に示したものである。図1-2-4(a)では、工具の後退の原因は工具の支持剛性の不足であると説明したが、この支持剛性を決めているのが工作機械各部の剛性である。

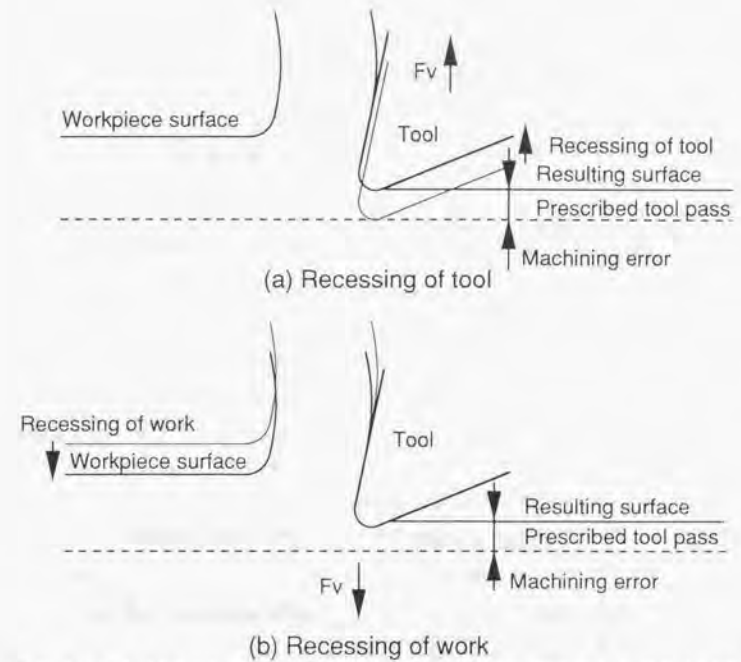


Fig.1-2-4 Machining error caused by machining force

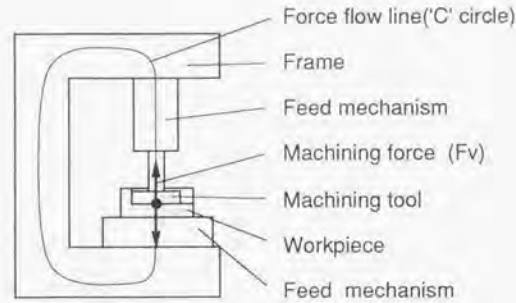


Fig.1-2-5 Components of machining system

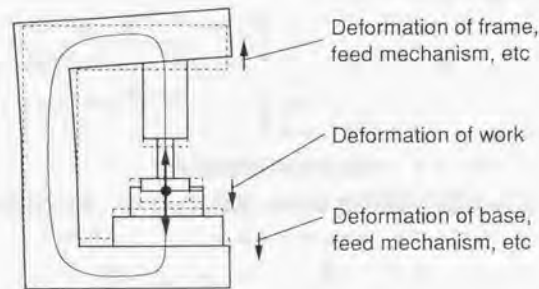


Fig.1-2-6 Deformation of machining system along 'C' circle

具体的には工作機械のフレームやベース、加工ツール、あるいはその送り機構に用いられているベアリング、などの剛性等が影響している。剛性を上げ加工誤差を減らすために、今までは構造部材を太くしたり、大形のベアリングを用いたりする手法がとられた。そのため、高精度加工を実現しようとする、装置が大形に、あるいは大重量になり、また構造が複雑になるという問題を生じていた。また図1-2-4(b)では、ワークの後退の原因は、ワークの剛性不足であるとした。しかしワークの剛性はワークの設計での要求機能から決まっており、それを上げることは難しい。

実際の機械加工において、機械部品にどのくらいの精度が要求されているか、また加工力がどのくらい影響を与えるかについて述べる。

現在、生産する製品レベルが向上するにしたいが、機械加工に要求される精度も高まりつつある。特に現在の産業の大きなウエイトを占める情報機器の分野で、その傾向が大きい。たとえば磁気ディスク装置では、ヘッド浮上量が50nm程度になってきており、磁気ディスクサブストレートにはそれと同じレベルの表面粗さが要求されている。また半導体のパターニングでは、描画に波長248nmのKrFが用いられているが、焦点の被写界深度もその波長と同程度である。それゆえに、半導体基板もレチクルのガラスも、100nm程度の平面度が要求されている。その他に、光ディスク用非球面レンズ金型、レーザープリンタ用ポリゴンミラー、コピー用感光体ドラムなど、いずれもサブ μm の精度が要求されている。さらに、これら情報機器以外の一般の部品でも、 μm オーダーの精度が必要なものは多い。これらはいずれも、精密切削や研削などの切除加工によって加工されている。それに対して、現在の工作機械の剛性は、おおよそ $1\text{N}/\mu\text{m} \sim 50\text{N}/\mu\text{m}$ の範囲である。ただしこの値は、工具、チャックを含めた工作機械全体の剛性である。切削あるいは研削のときの加工力の背分力は加工条件によって異なるが、大きい場合には100Nを超えることもある。たとえ背分力の大きさを10Nと仮定しても、工作機械の変形が被加工物に要求される加工精度を越えてしまうことが、しばしば起こり得る。切除加工では、加工中に数 $\mu\text{m} \sim$ 数十 μm の変形が生じているのが普通であり、これが加工精度の低下となっている。

このように、切除加工においては、これまでは加工精度を上げるために工作機械の剛性を高めることが主に行われてきた。そしてフレームや送り機構の剛性をあげた結果、装置はますます大きく、重くなった。しかし要求精度が μm オーダー以下になった現在、必要な加工精度を、従来どおりに単に工作機械の高剛性化によ

でのみ確保することは難しい。また最近では、高速化、軽量化、低消費電力化などを旨として、情報機器に用いる部品を小形で薄くすることが要求されており、被加工物自体の低剛性化が起こっている。被加工物が加工力によって変形するため、単なる工作機械の高剛性化では、これに対応できない。

1-3 提案する問題解決の手法

切除加工において、現在では必要とされる加工精度への要求が高くなってきている。そのため、加工力が工作機械を変形させて加工精度を劣化させる影響が無視できず、必要な加工精度を単なる工作機械の高剛性化だけで確保することは難しくなっている。また被加工物自体も低剛性化しているため、単なる工作機械の高剛性化では対応できない。

これに対して、本論文では加工力の背分力を検出し、加工誤差の補償を行う手法を提案する。図1-2-4で、背分力によって加工誤差が生じるメカニズムを説明した。背分力によって工具およびワークの逃げが生じるが、その逃げの大きさは背分力の大きさに比例する。そこで図1-3-1に示すように、背分力 F_v を検出し、それに応じて工具に追加切り込みを与える。なお工具の逃げとワークの逃げは相対的であるため、工具の逃げに集約して考える。追加切り込みを与えることで、工具およびワークの逃げが補償され、工具軌道は目標軌道と一致する。工具の運動を見ると、力を受けた方向と逆の方向に変位する、負のコンプライアンス特性を示すことになる。なおコンプライアンスとは、剛性の逆数として定義されるものである。

図1-3-1に示した工具の動きを実現するシステムを、図1-3-2に示す。工作機械の加工力のCループの途中に、負のコンプライアンスを発生させる素子を挿入する。この素子は、Cループを流れる加工力に応じて伸縮し、工作機械の変形を打ち消す能動的な補償を行う。負のコンプライアンスの大きさを適切に選択すれば、加工誤差を零にすることができる。この手法を用いると、工作機械の剛性を上げることなく、高精度の加工を実現できる。

これまでの工作機械では、位置の情報を用いてアクチュエータを制御し、高精度化を目指してきた。すなわち、送り機構に取り付けた位置センサから得た位置情報を用いて、送り機構を制御していた。そのため、送り機構のループの外の外乱、すなわちフレームやワークの加工力による変形には対応できない。もっともワークの基準面と加工点との相対位置を測定し、それを用いて送り機構の制御を行えば、フレームや送り機構の変形を補償できる。しかし、加工中にこの測定を行うことは、工具や被加工物が空間的にセンサと干渉したり、加工熱や冷却液が環境的に測定を乱したりして、実際には不可能である。またたとえこの測定が可能であっても、ワーク自身の変形は補償できない。

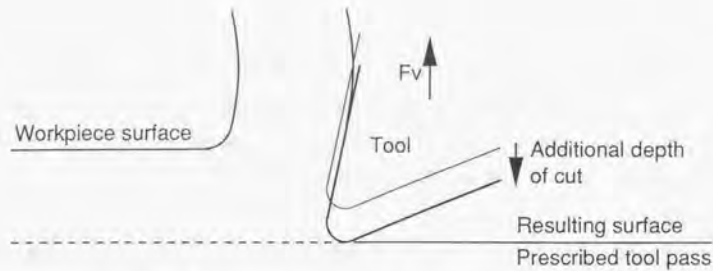


Fig.1-3-1 Compensation of machining error caused by machining force

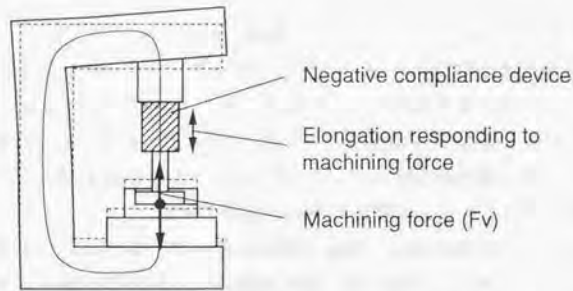


Fig.1-3-2 Compensation of deformation by negative compliance

第1章 序論

それに対して負のコンプライアンスを用いる手法では、位置情報だけでなくCループを流れる力を検出している。Cループを流れる力に関する情報は、Cループ内のどこで測定しても同じである。もちろん力そのものは、構造体の動特性等の影響を受ける。その意味では加工点で発生している力を検出するには外乱の侵入がなるべく少ないことが求められるので、加工点になるだけ近い場所で測定するのが望ましい。このように、Cループに流れる力が誘発する工作機械の変形をコンプライアンスとしてとらえ、Cループに直列に挿入した負のコンプライアンスで補償することが、ここで提案する手法である。なお工作機械の変形には、フレームや送り機構の変形の他にワーク自身の変形も含まれる。本手法では、力によるこれらの変形を、一括して加工装置のコンプライアンスとして補償することが可能である。

今までは、切除加工では加工精度と工作機械剛性の“いたちごっこ”が続いていた。しかし現在では、受動的に機械剛性を上げるだけでは、必要な加工精度を得ることが難しくなっている。それに対して本手法は、負のコンプライアンス特性を持つ素子を導入し、これを加工力のCループ中に挿入して能動的に補償するものである。従来の、受動的な手法では達成できなかった加工精度を実現することが可能となる。

1-4 本研究の目的と従来の研究との関連

本研究では、負のコンプライアンス（ネガティブコンプライアンスと呼ぶ）を用いて、加工力が誘起した工作機械の変形を補償し、工作機械全体の剛性を上げずに高精度の加工を実現することを試みる。すなわち、「切除加工系へネガティブコンプライアンスを適用し加工誤差を低減する」ことを目的として研究を行う。

本研究は、機械加工における研究分野としては、畑村・長尾によって提案された加工の知能化⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾と関連がある。加工の知能化の概念は、次のとおりである。加工の高精度化・高信頼化を行うためには、従来の高剛性構造体や、冷却機構による受動的な高精度化だけでは不十分である。それに対する新しいアプローチが、加工の知能化である。すなわち加工で生じる物理現象の情報をセンサで取り込み、物理モデルおよび知識に基づき結果を予測する。それに応じてアクチュエータを駆動し、加工で生じる現象そのものをリアルタイムで変化させて加工の制御を行う。この加工の知能化を実現するためには、センサ・知識・アクチュエータの3つが基本的な要素となる。

力を発生させて作業を行う加工装置では、加工精度に影響をおよぼす変形の主因が加工力であるため、物理現象の情報の中でも特に力の情報が重要な意味を持っており、さらに力の情報をもとに変形を予測してアクチュエータを補正制御することが重要となる。

本研究は、加工の知能化を具体的に発展させ、加工力のセンシングとアクチュエーションに注目した。加工力を力センサで取り込み、あらかじめ学習しておいた加工力と変位の関係を用いて、アクチュエータをリアルタイムに能動的に制御し、最終的に高精度加工を実現することを目指す。

また本研究は、力のセンシングのための力センサ技術と深く関連する。力センサについて、これまで成されてきた研究について概観する。

現在までに開発されている力センサは、基本的にはほとんど同じ原理を用いている。すなわち、力を受けることでセンサ内部の構造体に弾性変形を起こさせ、その変形量を検出して出力信号とする原理である。変形量を検出する方法として、様々な方法が提案されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾が、もっとも広く用いられているのはストレインゲージを用いて変形を検出する方法である。ストレインゲージを用いる方法、古くは梁や弾性環などに貼付し、1軸あるいは2軸の力の検出する目的に用いら

れていた。さらに、近年、高感度化・高剛性化・多軸力化を目指して、新たな検出構造体が研究・開発されており⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、また力センサの理論も整備されている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

一方、畑村、中尾の研究室でも、従来からストレインゲージを用いた力センサの開発を続けてきた⁽⁴⁾。その中でセンサの検出構造として畑村の提案した平行平板は、力の1成分の分離が可能、感度が高い、剛性が高い、などの特徴を持つ。畑村らは、力学的現象の解明のために開発した力センサを用いて、建設機械の分野に適用した研究⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾、粉体やスラリーの圧力測定に適用した研究⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾、積層基板の圧着に関する研究⁽¹⁸⁾などを、また特に、機械加工用に開発した力センサを用いて、切削、研削に適用した研究⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾をそれぞれ行った。これらの研究のために開発した力センサは、多くは3軸力を検出するが、6軸力まで検出するものもある。これは、平行平板構造、およびその変形である放射平板構造を用いた6軸力センサ⁽²¹⁾⁽²²⁾として開発され、一部は日立建機から市販された⁽²³⁾⁽²⁴⁾。

本研究では、平行平板を用いた力センサを発展させ、アクチュエータと組み合わせることでネガティブコンプライアンスの発生を行う。

さらに本研究は、制御技術として、力の情報に基づいて動かすアクチュエーション技術と関連する。これについて、今まで成されてきた研究を概観する。

近年では、力センサを用いて力学的現象を解明するだけでなく、力センサから得た力の情報を用いてアクチュエーションを行い、機械加工システムを制御する研究も進められている。機械加工にかかわらず、力センサを用いてシステムを制御する研究は、1960年代にロボット工学の分野で開始された⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾。マニピュレータにおける力制御の重要性が唱えられ⁽²⁷⁾、その後、多くの研究が発表された。マニピュレータの慣性、粘性、剛性を制御する方法は、インピーダンス制御法として体系化されている⁽²⁸⁾⁽²⁹⁾。インピーダンスとは、マニピュレータに外力が加えられたときにそのマニピュレータが示す抵抗と定義される。インピーダンス制御のなかで、粘性項を制御するものをダンピング制御、剛性を制御するものを剛性制御またはコンプライアンス制御と呼ぶ。力制御について、安定性の解析などそれらを発展させる研究も発表されている⁽³⁰⁾⁽³¹⁾。

このようにロボット工学に端を発した力制御は、近年ではバリ取りや研削ロボットとして機械加工に用いられ始めている。機械加工の分野では、従来は板ばねを利用した受動的なコンプライアンス機構を用いて、一定圧力で工具をワークに押しつける力制御が行われてきた。穴への部品挿入に用いられるRCC(Remote

Centered Compliance)機構も受動機構の一つである。それに対して長尾、光石は、6軸力センサをマニピュレータに取り付け、工具押しつけ力を一定とするように、曲面を自動研削する研究を行った⁽⁶³⁾⁽⁶⁵⁾。この研究では、工具とマニピュレータとの間に板ばねから成る柔リストが取り付けられており、マニピュレータの位置を制御して間接的に一定の工具押しつけ力を実現している。それに対して、マニピュレータに工具および6軸力センサを取り付け、マニピュレータを制御して直接的にコンプライアンス機構を実現する研究も発表されている⁽⁶⁴⁾⁽⁶⁷⁾。

本研究は、制御手法として、コンプライアンス制御を発展させる。すなわち、コンプライアンスの概念を拡張し、負のコンプライアンスを導入する。また、今までコンプライアンス制御を機械加工に用いた研究は、ほとんどが研削のならない仕上げに関するものであった。ならない仕上げではなく、工具経路を高精度化して寸法精度を高くするような、精密研削あるいは切削に用いられた研究はない。しかも、今までのコンプライアンス制御で用いられているのは、通常の、正のコンプライアンスのみである。これらに対して本研究では、負のコンプライアンスを機械加工に適用し、寸法精度を確保し高精度の加工が実現できる手法を提案する。

1-5 本研究の内容と論文の構成

本研究は、切除加工系でのネガティブコンプライアンス制御の効果を検証する内容となっている。その内容構成は、大きく3部に分けられる。

1) ネガティブコンプライアンスの実現手法の確立

ネガティブコンプライアンスの特性の解析を行い、ネガティブコンプライアンスの持つべき性質を明らかにする。次にそのネガティブコンプライアンスの特性・性質を実現するための、手法の検討を行う。またこの手法を用いて、ネガティブコンプライアンスを生成するための機構を提案する。本論文ではこの機構を、アクティブ力センサと呼ぶこととする。さらにアクティブ力センサを用いてネガティブコンプライアンスを生成した場合の、制御の安定性について解析する。

2) 機械加工のためのアクティブ力センサの機構の開発

機械加工への適用のため、圧電素子を用いたアクティブ力センサの機構を検討し、またその特性を明らかにする。さらにその機構を用いてコンプライアンス制御を行い、ネガティブコンプライアンスを含めた任意のコンプライアンスが生成できることを確認する。

3) ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の実証

ネガティブコンプライアンスの機械加工への適用例として、局所平面研削システムを提案する。そこで用いるための、リング状アクティブ力センサによる3軸コンプライアンス生成システムを開発する。さらに実際の加工実験を通して、ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減法の実証を行う。

本研究で提案するネガティブコンプライアンスは、切除加工系全般に適用可能である。効果として、従来の手法では達成できなかった高精度加工が実現できるだけでなく、従来の装置へそのまま適用できる、さらには剛性を上げる必要がないため装置が小形化できるなど、工学の分野に寄与するところが大きいと考える。

本論文の構成は次の通りである。第1章が序論、第2章がネガティブコンプライアンスの実現手法の確立に関する記述、第3章と第4章が機械加工のためのア

クティブカセンサの機構の開発に関する記述、第5章がネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の実証に関する記述、第6章が総括と展望、第7章が結論である。

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

2-1 力と変位の構造

本章では、ネガティブコンプライアンスの持つ性質および特性を明らかにし、それを生成する原理の検討を行う。さらにネガティブコンプライアンスを切削加工系に用いる場合の、加工誤差を低減するメカニズムについての解析を行う。

通常の物体は、力を受けると変形し、変位を生じる。コンプライアンスは、受ける力と変位の比で定義され、その物体の力に対する特性を表す。本節では、コンプライアンスと関係する力と変位について、その構造をまとめる。

一般に、力とは、大きさと方向を持った3次元ベクトル量である。たとえば、力ベクトル f は、直交座標系では、図2-1-1のように、

$$f = (f_x, f_y, f_z) \quad (2-1-1)$$

の3つの成分に分解できる。また力と同様に、モーメントも大きさと方向を持った3次元ベクトル量である。モーメントベクトル m も、図2-1-2に示すように直行座標系で、

$$m = (m_x, m_y, m_z) \quad (2-1-2)$$

3つの成分に分解できる。

ある剛体にかかる力は、力ベクトル f およびモーメントベクトル m の6つの成分で完全に記述できる。以下この論文では、これらの6つの成分のうちどれかを指すとき、軸力という言葉を使う。6軸力、あるいは単に力 f といえは力およびモーメントを合わせた6次元ベクトル、すなわち

$$f = (f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z) \quad (2-1-3)$$

を指す。ただし、1つの軸力を表すことが明らかな場合には、1軸力ではなく単に力と表現する。また、力とモーメントを区別するときには、力ベクトルおよびモーメントベクトルと書く。

もともとベクトルは、大きさと方向を持つ量であり、その始点の場所は問題にしない。しかし力ベクトル f は、その場所すなわち力の着点の違いによって作用も異なる。たとえば剛体に力がはたらいている場合、力の大きさと方向が同じでも、力の着点が変われば重心回りの角加速度に与える影響が異なる。なぜならば、力とともに、その力がモーメントとして働いているからである。力ベクトルのみが働きモーメントベクトルを生成している場合、力ベクトル f とモーメントベクトル

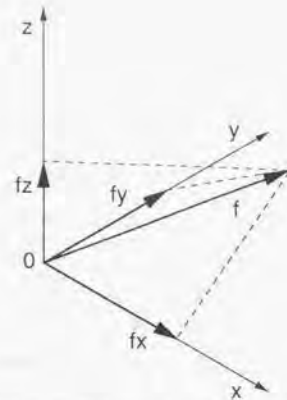


Fig.2-1-1 Decomposition of force

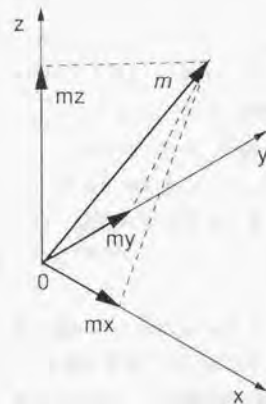


Fig.2-1-2 Decomposition of moment

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

ル m の関係は、力の着点の位置ベクトルを r とすれば、

$$m = r \times f \quad (2-1-4)$$

で与えられる。この場合、図2-1-3に示すように、モーメント m の方向は、位置ベクトル r と力ベクトル f が張る平面に垂直な方向となる。直交座標系では、

$$r = (x, y, z) \quad (2-1-5)$$

とすれば、

$$m = (m_x, m_y, m_z) = (y f_z - z f_y, z f_x - x f_z, x f_y - y f_x) \quad (2-1-6)$$

となる。力によらない純モーメントがある場合は、その成分は上式の力によって生成されるモーメントに重畳される。

以上に述べたことは、ある力を観測していても、観測する位置によってモーメントの大きさが違って見えることを意味する。図2-1-4に示すように、ある座標系 $0t\text{-}x_t y_t z_t$ で表された力ベクトル f_t 、モーメントベクトル m_t を、別の座標系 $0s\text{-}x_s y_s z_s$ で観測するとする。これは例えば、着点と力センサの位置が離れており、それぞれが別の座標系で記述されている場合である。力ベクトル f_t 、モーメントベクトル m_t は、座標系 $0s\text{-}x_s y_s z_s$ で次のように観測される。

$$f_s = T f_t \quad (2-1-7)$$

$$m_s = T m_t + r \times (T f_t) \quad (2-1-8)$$

ただし、 T は座標系 $0s\text{-}x_s y_s z_s$ で表された座標系 $0t\text{-}x_t y_t z_t$ の基底ベクトルを転置し、横に並べた行列である。

力と同様、変位も大きさや方向を持った3次元ベクトル量である。たとえば、変位ベクトル v は、直交座標系では、図2-1-5のように、

$$v = (v_x, v_y, v_z) \quad (2-1-9)$$

の3つの成分に分解できる。また変位と同様に、傾きも大きさや方向を持った3次元ベクトル量である。傾きベクトル w も、図2-1-6に示すように直交座標系で、

$$w = (w_x, w_y, w_z) \quad (2-1-10)$$

3つの成分に分解することができる。

ある剛体の移動は、変位ベクトル v および傾きベクトル w の6つの成分で完全に記述することができる。この論文ではこの移動量を変位と表現し、単に変位 v とはいえ、変位ベクトルと傾きベクトルを合わせた6次元ベクトル、すなわち

$$v = (v_x, v_y, v_z, w_x, w_y, w_z) \quad (2-1-11)$$

を指すとす。また、変位ベクトル成分と傾きベクトル成分を区別するときには、

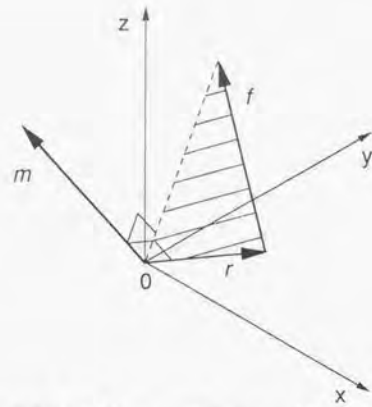


Fig.2-1-3 Moment caused by force

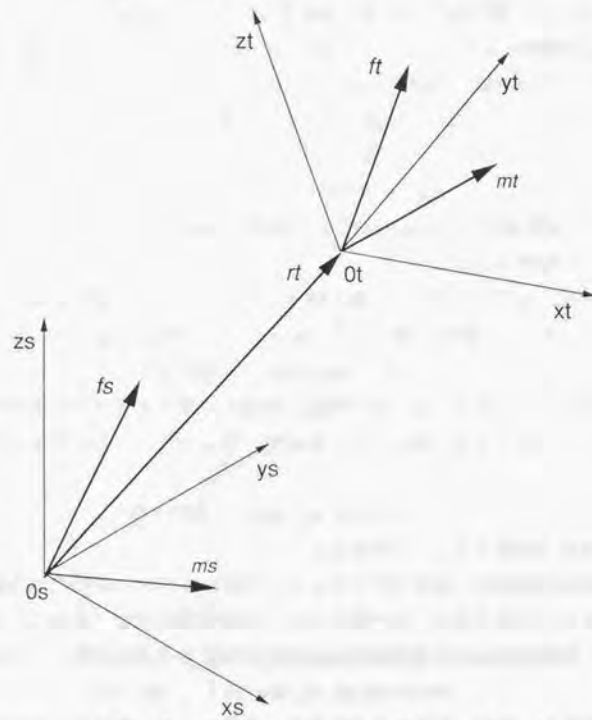


Fig.2-1-4 Conversion of coordinate

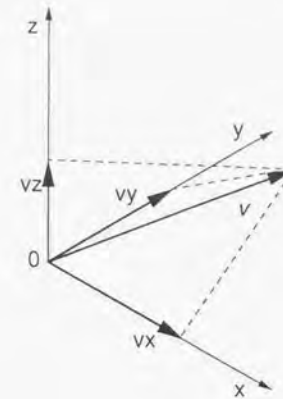


Fig.2-1-5 Decomposition of displacement

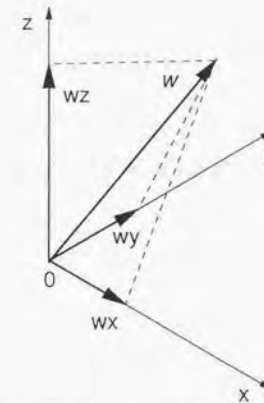


Fig.2-1-6 Decomposition of rotation

変位および傾きと明示する。

剛体内のある点の変位ベクトル v 、傾きベクトル w が指定された場合、剛体の別の場所の変位は v' とは異なる。図2-1-7に示すように、剛体内のある点の変位ベクトル v 、傾きベクトル w が与えられた場合、そこから r 離れた点の変位ベクトル v' 、傾きベクトル w' は次のように与えられる。

$$v' = v + w \times r \quad (2-1-12)$$

$$w' = w \quad (2-1-12)$$

ただし、変位ベクトル v は微小であるとした。

以上に述べたように、力、変位とも、座標の位置によって表現が異なる。本論文では、力と変位の表示座標は同一とし、また特に断りのない限り、対象とする物の外部との接触面の幾何学的中心とする。たとえば後述する力センサでは、受圧面の中心とする。センサボディの中心としないのは、受圧面の中心の方が外部環境との相互作用を考える場合に便利だからである。またこれだけでなく、幾何学中心としたのは、通常的设计ではセンサは対称形状に設計することが多く、幾何学中心の鉛直線上に重心、変形の中心が位置するからである。こうしておけば、力ベクトルがモーメントの検出に与える干渉を減らすことができる。

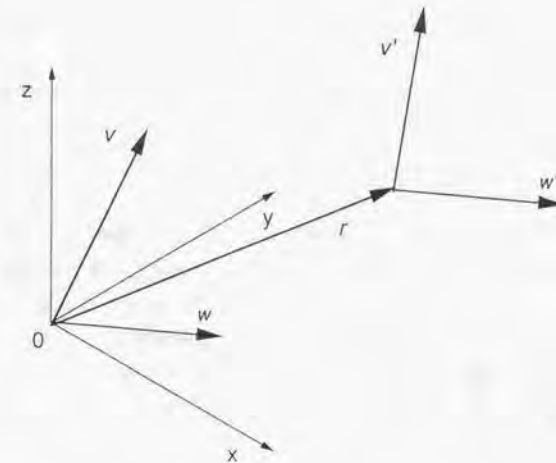


Fig.2-1-7 Displacement and moment at remote point

2-2 コンプライアンスの性質および特性

2-2-1 コンプライアンスの性質

通常の物体は、力を受けると変形する。物体の着力点に着目すれば、力を受けると着力点に変位を生じると表現できる。受ける力と変位との関係を表すのが、コンプライアンスあるいは剛性である。

1次元の力と変位を考える場合、物体が受けた力を f 、変位を v とすると、コンプライアンスは v/f の比で定義される。一般に、力と変位との関係を表す場合、コンプライアンスより剛性が用いられる。剛性はコンプライアンスの逆数であり、 f/v の比で定義される。しかし本論文では、コンプライアンスの表現を主に用いる。その理由は以下に示すとおりである。複数の物体の接触を考えると、相互作用は力を媒介として生じると考えて、力が働くとき変位が生じると考えるコンプライアンスの方が自然である。また複数の直列につながった物体の全体の特性を考えると、コンプライアンスでは加法が成り立つが、剛性ではその逆数の加算をしなければならぬからである。また本論文では後述する“負の剛性”を扱うが、コンプライアンスで表現しておく、正から負への変化を連続的に扱える。

多次元の力と変位を扱う場合、その間の関係を表すコンプライアンスは行列となる。力を f 、変位を v とすると、コンプライアンス C は $v=Cf$ の関係満足する行列となる。力と変位が最大で6次元ベクトルであるため、コンプライアンス C も最大で 6×6 行列となる。

図2-2-1(a)は、力を受ける物体をモデル化したものである。最も簡単な動的モデルは、同図のようなバネ-マス-ダンパ系で表すことができる。静的な特性、あるいは共振周波数より十分低い周波数領域（通常、共振周波数の1/10以下の周波数領域）での特性は、図2-2-1(b)に示す静的モデルを用いることができる。静的モデルは、物体を力を受ければ変形するバネを用いて近似したものである。本章では、共振周波数より十分低い周波数領域での解析を行うこととして、モデルはこの静的モデルを用いる。またコンプライアンス自体も動特性（周波数特性）を持つが、本章では静特性を扱う。

図2-2-2は、アクチュエータでバネを押している様子を示した図である。バネを主に考えると、力が加わったことで変位 x を生じると表せる。またアクチュエータを主に考えると、変位 x を発生させたことで力 f を受ける、とも表せる。この

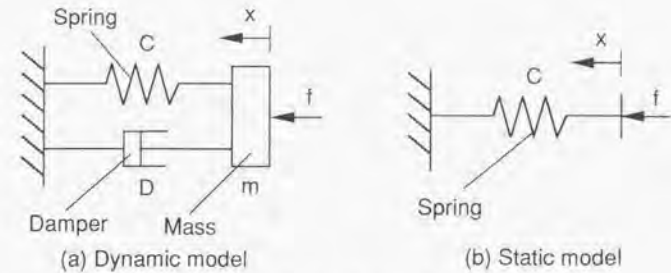


Fig.2-2-1 Models of mechanical system

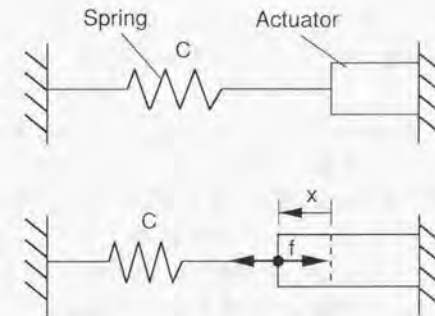


Fig.2-2-2 Relationship of force and displacement

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

例の場合、どちらが原因でどちらが結果であるか、区別につけられない。図2-2-3に、力 f と変位 x との関係をグラフで示す。図2-2-3(a)は力を入力、すなわち原因として表したものであり、図2-2-3(b)は変位を入力、すなわち原因として表したものである。

一般に、アクチュエータは変位を発生させる機構と理解されているが、実際には力を発生して外部環境を変位させ、外部からの反力とつり合ったところで静止するよう動作する。しかしアクチュエータ自身も弾性を持つため、力によって変形を起こす。図2-2-4は、本論文で用いるアクチュエータのモデルである。図中右の“狭義の”アクチュエータは、アクチュエータ自身は剛体で変位のみを発生し、アクチュエータバネを通して外部環境へ力を加える機構、と定義する。バネの動作端は、外部環境へ接続される。図2-2-4のアクチュエータモデル全体をひとまとまりとして“広義の”アクチュエータと定義する。広義のアクチュエータは動作端を通して外部環境へ力を伝達するから、広義のアクチュエータは力を発生すると思われる。また動作端の変位をとれば、広義のアクチュエータは変位を発生させると考えることもできる。しかしこの場合、外部環境のコンプライアンスによって動作端の位置が変化し、発生力と変位の関係は異なったものとなる。

以下本論文では、単にアクチュエータと記述した場合は狭義のアクチュエータを指すとする。狭義のアクチュエータであるから剛体であり、実際のアクチュエータが持つコンプライアンスは、アクチュエータバネとして別に表す。

図2-2-5は、アクチュエータでバネを押している様子を、図2-2-4のアクチュエータモデルを使って表現した図である。アクチュエータの動作端は、外部環境であるバネに接続されている。 C_a はアクチュエータバネのコンプライアンス、 C_k はバネのコンプライアンスである。アクチュエータの発生変位を x 、バネの変形を $-y$ 、アクチュエータバネの変形を $-x+y$ とする。アクチュエータ動作端の変位は y となる。また、発生する力を f とする。このとき、バネの変形 y は、バネのコンプライアンス C_k と力 f を用いて、式(2-2-1)で表せる。同様に、アクチュエータの変形は、アクチュエータバネのコンプライアンス C_a と力 f を用いて、式(2-2-2)のように表すことができる。

式(2-2-1)と式(2-2-2)から、アクチュエータの発生変位 x と動作端の変位 y の比 y/x を求めると、式(2-2-3)となる。 C_k 無限大はバネが接続されていないことを意味するが、このとき y/x は1となる。これはアクチュエータの発生変位 x と動作端の変位 y が、

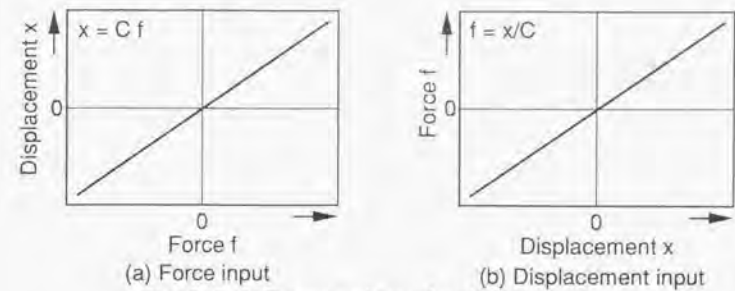


Fig.2-2-3 Expression of relation between force and displacement

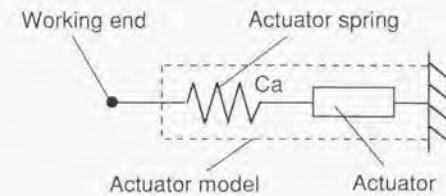


Fig.2-2-4 Model of actuator

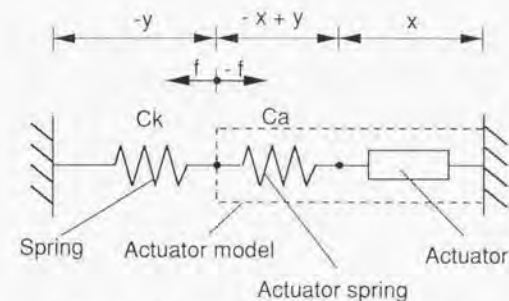


Fig.2-2-5 Spring in contact with actuator

$$y = Ck f \quad (2-2-1)$$

$$x - y = Ca f \quad (2-2-2)$$

$$\frac{y}{x} = \frac{Ck}{Ck + Ca} \quad (2-2-3)$$

$$f = \frac{1}{Ck + Ca} x = \frac{1}{Ck} y \quad (2-2-4)$$

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

等しいことを示す。Ckが小さくなるにつれ、y/xも小さくなる。これはアクチュエータの発生変位xより動作端の変位yが小さいことを示す。バネのコンプライアンスがアクチュエータバネのコンプライアンスに近づくにつれ、発生変位より動作端変位が小さくなる。Ck=Caのとき、y/x=0.5となる。これはアクチュエータの動作端の変位yが発生変位xのちょうど1/2であることを示す。Ck=0のとき、y/x=0となる。これはアクチュエータで変位を発生させても、動作端は変位しないことを意味する。

式(2-2-4)は、発生する力fを、アクチュエータの発生変位xおよび動作端の変位yを用いて表した式である。Ck無限大の時は、発生力は当然ゼロであるが、Ckが小さくなるにつれ発生力は大きくなる。Ck=0では、発生力はx/Caとなる。これはアクチュエータの発生変位がすべてアクチュエータバネの変形となることを示す。

2-2-2 ネガティブコンプライアンスの性質

前節の解析では、コンプライアンスを無限大からゼロまでの正の範囲で考えた。これはいわゆる通常のスプリングで、非常に柔らかいものから固いものまでの範囲を解析したことになる。本章では、このコンプライアンスを負の領域まで拡張して考える。

コンプライアンスとは、物体が受けた力を f 、変位を v とした場合の、 v/f の比と定義した。負のコンプライアンスはこの比が負の値をとる。はじめに、正と負のコンプライアンスにおける、力と変位との関係について整理しておく。正のコンプライアンスは通常のスプリングの特性である。力を入力とみれば、「力を加えた場合、力と同じ方向に変位する」性質、変位を入力とみれば、「変位を加えた場合、変位と逆の方向に力を発生する」性質、と定義できる。負のコンプライアンスは、正のコンプライアンスの逆である。力を入力とみれば、「力を加えた場合、力と逆の方向に変位する」性質、変位を入力とみれば、「変位を加えた場合、変位と同じ方向に力を発生する」性質、と定義できる。

自然界には、負のコンプライアンスと類似の性質を示す事例がある。これについて、図2-2-6と図2-2-7を用いて考察する。

図2-2-6は、2つの磁石を用い、1つの磁石を浮上させている系である。紙面の下方向には、重力が働いていると仮定する。浮上している磁石には、下向きに重力 fg 、上向きに磁石の反発力 fm が働いており、ちょうど釣り合っている状態である。上下方向に x 軸をとり、釣り合いの位置を原点とすると、 x 軸方向の変位と浮上している磁石にかかる力は、図2-2-6中の右の図のような関係を示す。ただし原点からの位置のずれは微小であると仮定し、1次の直線で近似してある。浮上磁石が上方に移動すると磁石の反発力 fm が小さくなるため下向きの力が働き、浮上磁石が下方に移動すると磁石の反発力 fm が大きくなるため上向きの力が働く。力は常に、浮上磁石を原点に引き戻す方向に働く。これは、「変位を加えた場合、変位と逆の方向に力を発生する」という意味で、正のコンプライアンスを持った系である。この系は、常に原点に引き戻される力が加わるため、基本的に安定な系である。

図2-2-7は、2つの磁石を用い、浮上している磁石を上方に引っ張っている系である。紙面の下方向には、重力が働いていると仮定する。浮上している磁石には、下向きに重力 fg 、上向きに磁石の吸引力 fm が働いており、ちょうど釣り

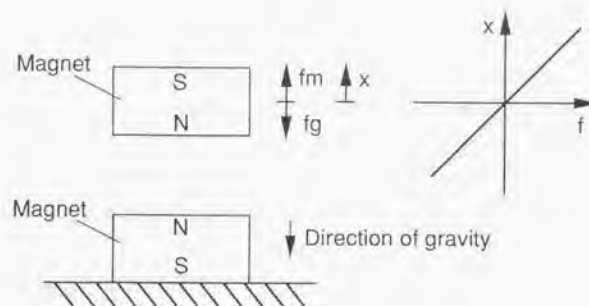


Fig.2-2-6 Magnet system with positive compliance

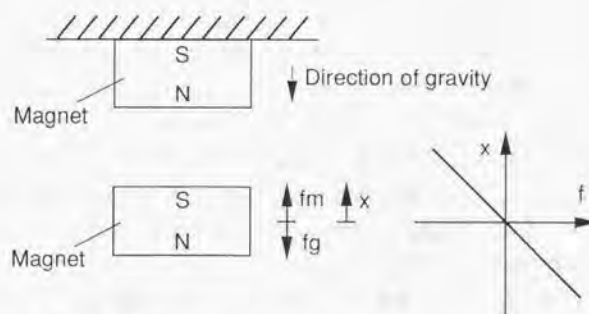


Fig.2-2-7 Magnet system with negative compliance

合っている状態である。上下方向にx軸をとり、釣り合いの位置を原点とすると、x軸方向の変位と浮上している磁石にかかる力は、図2-2-7中の右の図のような関係を示す。ここでもやはり原点からの位置のずれは微小であると仮定し、1次の直線で近似する。浮上磁石が上方に移動すると磁石の吸引力 f_m が大きくなるため上向きの力が働き、浮上磁石が下方に移動すると磁石の吸引力 f_m が小さくなるため下向きの力が働く。力は常に、浮上磁石を原点から引き離す方向に働く。これは、「変位を加えた場合、変位の方向に力を発生する」という意味で、負のコンプライアンスを持った系である。この系は、常に原点から引き離される力が加わるため、基本的に不安定な、発散する系である。

負のコンプライアンスを持った系は、自然界にも数多く存在する。たとえば、2つの大惑星からの引力の釣り合い点にある小惑星、円弧状の曲面の頂上においてある球、倒立振り子、位相余裕のないフィードバック系、等がその例である。いずれも、少しでも中立点から外れると、発散してしまう。

負のコンプライアンスを持つ系は、常に不安定な発散系なのか否か、図2-2-8を用いて検討する。図2-2-8(a)は、図2-2-7に示した不安定な負のコンプライアンスを持つ系である。中立点にあった浮遊磁石に対して、上方に外力 f_e を加える。中立点では、重力 f_g と吸引力 f_m がつり合っていたが、そこに外力が加わるため、全体で上向きの力が加えられる。そのため浮遊磁石は上方に変位するが、そのため吸引力 f_m が大きくなり、浮遊磁石にかかる上向きの力はさらに大きくなる。このようにして、浮遊磁石はますます中立点から離れ、上の磁石にぶつかるまで移動する。それに対して、図2-2-8(b)は、安定な負のコンプライアンスを持つ系である。中立点にあった浮遊磁石に対して、上方に外力 f_e を加える。中立点では、重力 f_g と吸引力 f_m がつり合っているため、合力はゼロである。そこに外力 f_e が加わると、浮遊磁石は外力 f_e とは逆の、下方に変位する。そのため吸引力 f_m が小さくなり、浮遊磁石にかかる力は全体でゼロになる。このようにして、浮遊磁石は外力 f_e とは逆の方向に変位して、つり合う。

本節のはじめに、正と負のコンプライアンスの定義を述べた。この観点で、図2-2-8を見直してみる。図2-2-8(a)の不安定な負のコンプライアンスでは、変位を入力として見れば、変位と同じ方向に力を発生している。これは、上記の負のコンプライアンスの定義を満たしている。ところが、力を入力として見れば、力と同じ方向に変位している。これは負のコンプライアンスの定義を満たしていない。力と同じ方向に変位するのは、正のコンプライアンスである。図2

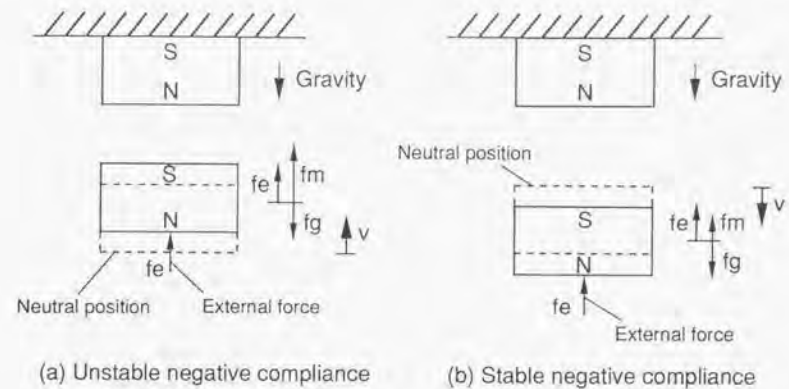


Fig.2-2-8 Stability of negative compliance

図2-2-8(a)の不安定な負のコンプライアンスは、変位を入力とした場合は負のコンプライアンスの性質を示すが、力を入力とした場合はその性質を示さない。それに対して、図2-2-8(b)の安定な負のコンプライアンスでは、変位を入力として見れば変位と同じ方向に力を発生し、力を入力として見れば力と逆の方向に変位している。これは負のコンプライアンスの定義を、2つとも満たす。

以上に示した検討から、図2-2-7の磁石の例、あるいは先に示した、2つの大惑星からの引力の釣り合い点にある小惑星、円弧状の曲面の頂上においてある球、倒立振り子、位相余裕のないフィードバック系、等は、負のコンプライアンスの2つの定義を一方しか満たさない。変位を入力とした場合にのみ、負のコンプライアンスの性質を示すに過ぎない。本論文では、これらは負のコンプライアンスとしない。負のコンプライアンスとは、図2-2-8(b)に示したものであり、力を入力とした場合は力と反対に変位し、変位を入力とした場合は変位と同じ方向に力を発生する性質を持つとする。

次に、図2-2-8(b)に示した安定な負のコンプライアンスの実現性を検討する。ニュートンの法則によれば、物体は力が加わった方向に加速度を生じる。加速度の2回積分は変位であるから、初期速度がゼロであれば力の方向に変位を生じる。図2-2-8(a)の例は、力の方向に変位を生じているためニュートンの法則を満たす。それに対して、図2-2-8(b)の安定な負のコンプライアンスでは、力と反対の方向に変位を生じている。これはニュートンの法則に反しているのではないか、という疑問が生じる。自然法則に反しているとなると、負のコンプライアンスは存在しえないことになってしまう。

この問題に対して、以下に示すように負のコンプライアンスを実現することを提案する。図2-2-9に示すステップをふめば、物理法則に反せず、負のコンプライアンスを実現できる。負のコンプライアンスを持たせる物体に、外力 f_e が加わる。図2-2-9(a)のステップ1では、この外力の大きさを検出する。図2-2-9(b)のステップ2では、検出した外力 f_e より大きく方向が逆の力 f_{gen} を発生させ、物体に加える。この時、物体にかかる力の和は下向きになり、物体は外力 f_e と逆の方向に変位しはじめる。図2-2-9(c)のステップ3では、物体の変位量 v が所望の変位となったとき、ちょうど発生する力 f_{gen} が外力 f_e と等しくなるように制御する。その時、物体に掛かる力の和はゼロとなり、変位 v の位置でつり合う。変位 v と発生する力 f_{gen} の関係を制御すれば、コンプライアンスの大きさを任意に設定できる。

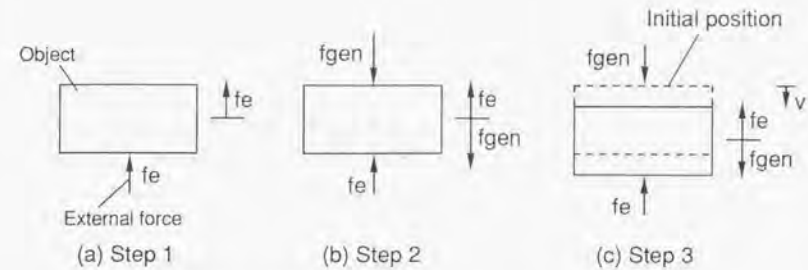


Fig.2-2-9 Realization of negative compliance

さらに、この手法は、負のコンプライアンスだけでなく、正のコンプライアンスも実現できる。図2-2-9(b)のステップ2で、発生する力 f_{gen} を検出した外力 f_e より小さいかあるいは発生しないでおけば、物体は外力 f_e の方向に変位しはじめる。図2-2-9(c)のステップ3で、物体の変位量 v が所望の変位となったとき、ちょうど発生する力 f_{gen} が外力 f_e と等しくなるように制御する。ただし変位 v の方向は、図に示した方向と逆である。その時、物体に掛かる力の和はゼロとなり、変位 v の位置でつり合う。

この方式は、準静的に負のコンプライアンスを実現する手法である。準とつけたのは、外力 f_e の動的な変化に対しても、追従可能であるからである。もちろん、外力 f_e を検出して対抗する力 f_{gen} を発生する系、および力 f_{gen} を受けて物体が移動し変位 v の位置に整定する系によって、追従帯域の制限は受ける。

負のコンプライアンスを実現する機構は、次節で検討する。また以後、負のコンプライアンスはネガティブコンプライアンスとも呼ぶ。

2-2-3 コンプライアンスの特性

図2-2-5では、正のコンプライアンスを持つバネをアクチュエータで押したときの特性を評価したが、それを負のコンプライアンスまで拡張して検討を行う。

式(2-2-5)は、式(2-2-3)を書き直したもので、アクチュエータバネのコンプライアンスで規格化したバネのコンプライアンス C_k/C_a をパラメータとした。以下、 x をアクチュエータの伸縮、アクチュエータの伸縮とアクチュエータバネの伸縮の和である y をアクチュエータの変位とする。アクチュエータの伸縮は、剛体であって伸縮のみを生じる狭義のアクチュエータの伸縮であり、アクチュエータの変位は、アクチュエータとアクチュエータバネを合わせた広義のアクチュエータの伸縮である。図2-2-5では、アクチュエータの変位とバネの伸縮は、伸びと縮みの方向が逆となる。

図2-2-10は、式(2-2-5)をグラフにしたものであり、パラメータを C_k/C_a とした場合の、アクチュエータの伸縮 x に対するアクチュエータの変位 y （バネの伸縮 $-y$ と方向が逆で大きさが同じ）の比である y/x をプロットしてある。ただし、アクチュエータ変位は伸縮と混同しやすいので、アクチュエータの変位と方向が逆で同じ大きさであるバネの伸縮を用いる。

C_k/C_a が正の場合は、 y/x も正となる。これはアクチュエータが伸びるとバネが縮み、アクチュエータが縮むとバネが伸びる、通常の振る舞いである。 C_k/C_a が大きい場合、 y/x は1に近づく。これはバネのコンプライアンスがアクチュエータバネに比べ大きい場合で、アクチュエータの伸縮がそのままバネの伸縮になっている。 C_k/C_a が小さくなってくると、 y/x はゼロに近づく。これはアクチュエータの伸縮よりバネの伸縮、すなわちアクチュエータの変位が小さいことを示す。 C_k/C_a がゼロの場合、すなわち C_k がゼロの場合は、 y/x もゼロとなる。これは、アクチュエータで押ししてもバネは変形せず、アクチュエータの伸びはすべてアクチュエータバネに吸収されていることを示す。 C_k/C_a が負になると、 y/x も負になる。これはアクチュエータが伸びるとバネも伸びることを意味し、縮みはすべてアクチュエータバネが受けることになる。 C_k/C_a がゼロから-1に近づく、 y/x は負の方向に発散する。 $C_k/C_a=-1$ は、アクチュエータバネのコンプライアンス C_a とバネのコンプライアンス C_k が打ち消しあって、全体でコンプライアンスゼロとなった状態である。 C_k/C_a が-1より小さくなると、 y/x は正の方向から1に漸近する。

$$\frac{y}{x} = \frac{Ck/Ca}{Ck/Ca + 1} \quad (2-2-5)$$

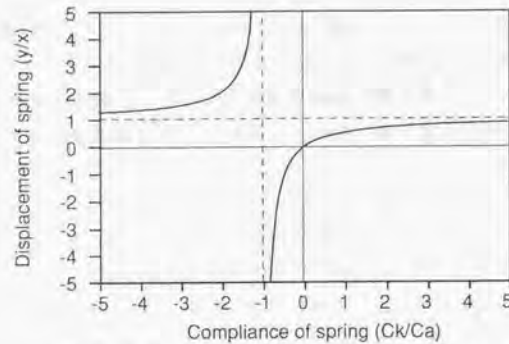


Fig.2-2-10 Displacement of spring

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

式(2-2-6)は、図2-2-5においてアクチュエータの変位をゼロに拘束した場合の、アクチュエータの伸縮に対する発生力 f_a である。式(2-2-7)は、 f_a を用いて式(2-2-4)を書き直したものであり、アクチュエータバネのコンプライアンスで規格化したバネのコンプライアンス Ck/Ca をパラメータとしている。 f_a は、アクチュエータ固有の力の発生能力であり、 f は外部環境(バネ)との相互作用において発生する力である。

図2-2-11は、式(2-2-7)をグラフにしたものであり、パラメータを Ck/Ca とした場合の、アクチュエータの固有の発生力 f_a に対する発生力 f の比である f/f_a をプロットしてある。 Ck/Ca が大きい場合、 f/f_a はゼロに近づく。これはアクチュエータバネに比べバネのコンプライアンスが大きい場合で、バネが柔らかいためほとんど力が発生していないことを示す。 Ck/Ca が小さくなってくると、 f/f_a は1に近づく。これはバネが硬くなってくると、次第に発生力 f が大きくなることを示す。 Ck/Ca がゼロの場合、すなわち Ck がゼロの場合は、 f/f_a は1となる。これは、アクチュエータ固有の発生力 f_a の定義である。この時の力は、アクチュエータバネの変形によって発生している。 Ck/Ca が負になると、 f/f_a は1より大きくなる。これはアクチュエータが伸びるとバネも伸びるため、アクチュエータで発生した伸縮より大きな伸縮がアクチュエータバネに生じ、固有の発生力 f_a より大きな力が発生していることを示す。 Ck/Ca がゼロから-1に近づくとき、 f/f_a は正の方向に発散する。 Ck/Ca が-1より小さくなると、 f/f_a は負の方向からゼロに漸近する。

式(2-2-8)は、図2-2-5に示したシステムで、アクチュエータの伸縮 x と発生力 f の比であり、アクチュエータの伸縮機構から見た全体のコンプライアンス C_t である。式(2-2-9)は、 f_a を用いて式(2-2-4)を書き直したものであり、アクチュエータバネのコンプライアンス C_a で規格化したバネのコンプライアンス C_k と全体のコンプライアンス C_t の関係を示す。

図2-2-12は、式(2-2-8)をグラフにしたものであり、パラメータを Ck/Ca とした場合の、コンプライアンスの比 C_t/C_a をプロットしてある。 C_t/C_a は、 Ck/Ca に対して単調に増加する1次関数である。 Ck/Ca がゼロの場合、すなわち Ck がゼロの場合は、 C_t/C_a は1となる。これは、全体のコンプライアンス C_t がアクチュエータのコンプライアンス C_a と等しくなった状態である。 $Ck/Ca=1$ は、先にも述べたとおり、アクチュエータバネのコンプライアンス C_a とバネのコンプライアンス C_k が打ち消しあって、全体でコンプライアンスゼロとなった状態である。

図2-2-13は、2つの直列に接続されたバネを、アクチュエータで押して

$$f_a = \frac{x}{C_a} \quad (2-2-6)$$

$$\frac{f}{f_a} = \frac{1}{C_k/C_a + 1} \quad (2-2-7)$$

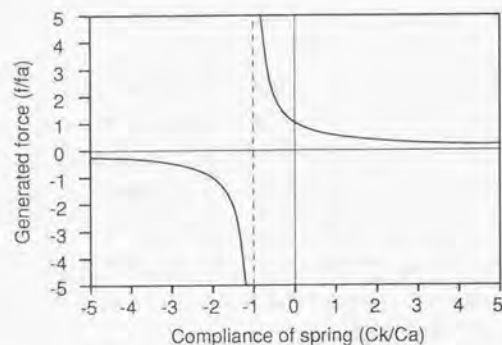


Fig.2-2-11 Generated force

$$C_t = \frac{x}{f} \quad (2-2-8)$$

$$\frac{C_t}{C_a} = \frac{C_k}{C_a} + 1 \quad (2-2-9)$$

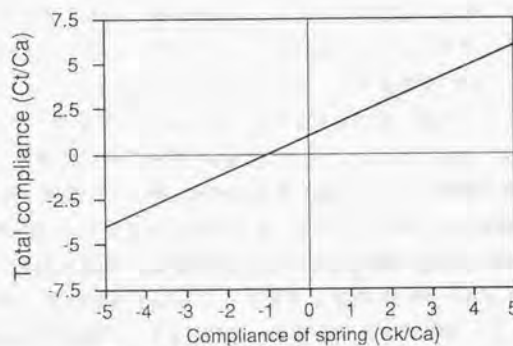


Fig.2-2-12 Total compliance

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

いる系である。2つのバネを直列にしている理由は、一つのバネの特性を変化させることで、2つのバネ全体のコンプライアンスを自由に変えることができるからである。2つの直列バネの一端は、アクチュエータの動作端に接続されている。Caはアクチュエータのコンプライアンス、Ckはバネ1、Ctはバネ2のコンプライアンスである。アクチュエータの発生変位をx、バネ1の変形を-y、バネ2の変形を-z、アクチュエータの変形を-x+y+zとする。アクチュエータ動作端の変位はy+zとなる。また、発生する力をfとする。

図2-2-13のシステムの解析を行う。バネ1、バネ2およびアクチュエータバネの変形は、発生する力fを用いて、式(2-2-10)～式(2-2-12)の様に表すことができる。式(2-2-13)はアクチュエータの伸縮xに対する発生力fである。式(2-2-14)は、アクチュエータの動作端の変位、すなわちバネ1とバネ2を合わせたバネ全体の変位を示す。式(2-2-14)でCt=Ckとすればバネ全体のコンプライアンスはゼロとなり、アクチュエータの伸縮xによらず変位はゼロとなる。これは広義のアクチュエータから見たとき、バネが高剛性化されたことを意味する。

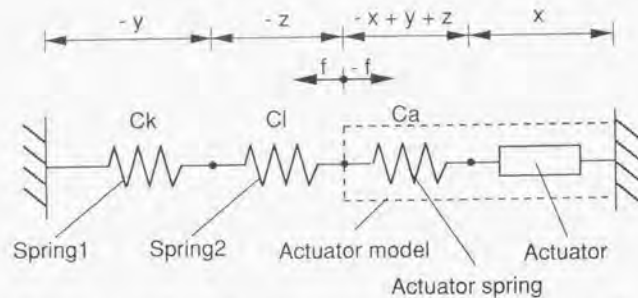


Fig.2-2-13 Serially connected springs in contact with actuator

$$y = C_k f \quad (2-2-10)$$

$$z = C_l f \quad (2-2-11)$$

$$x - y - z = C_a f \quad (2-2-12)$$

$$f = \frac{1}{C_k + C_l + C_a} x \quad (2-2-13)$$

$$y + z = (C_k + C_l) f = \frac{C_k + C_l}{C_k + C_l + C_a} x \quad (2-2-14)$$

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

2-3 ネガティブコンプライアンスの生成機構

2-3-1 アクティブカセンサの提案

2-2-2節で、ネガティブコンプライアンスの定義、およびその実現手法を述べた。ネガティブコンプライアンスとは、力を入力とした場合は力と反対に変位し、変位を入力とした場合は変位と同じ方向に力を発生する、という性質を持つ。またその実現のためには、外力を検出し、それに対抗する力を発生し、外力を受けている物体の変位が所望の変位となるよう制御する、ことが必要であった。この手法によれば、コンプライアンスをネガティブ領域を含めて自由に設定できる。本節では、コンプライアンスを制御するために必要な機能および機構についての検討を行う。

コンプライアンスを制御するためには、外力を検出する機能、力を発生させる機能、外力を受けている物体の変位を検出する機能、の3つが必要となる。本論文では、この3つの機能を具備した機構素子を、アクティブカセンサと呼ぶこととする。図2-3-1に、アクティブカセンサに必要な機構要素を示す。外力の検出機構と力の発生機構が直列に接続され、一端は固定部に、もう一端は外部環境への接続部となる。この接続部を、カセンサの研究で通常用いられているように、受圧部あるいは受圧面と呼ぶこととする。受圧面は、変位検出機構によってその変位が検出される。アクティブカセンサは、外力の検出機構、力の発生機構、受圧面変位の検出機構、の3つの機構を統合したものである。

次に、図2-3-1に示したアクティブカセンサの機構を、具体的に既知の機構を用いて展開する。

力を発生する機構のうち現在用いられているのは、原理的に見れば、静電力を用いるもの、ローレンツ力を用いるものなど、電荷あるいは電荷の時間変化である電流を用いる例が多い。また物体との相互作用を考えれば、電荷による電歪素子、磁界による磁歪素子がある。またマクロな見方をすれば、アクチュエータでバネを変形させて、その弾性力を用いる例も多い。図2-3-2は、力の発生機構に、アクチュエータとアクチュエータによって変形させられるバネとを用いた例である。

外力を検出する機構は、外力とバランスする力を発生しその既知の発生力を外力として検出する方法、および外力によって構造体を変形させその変形量を外力

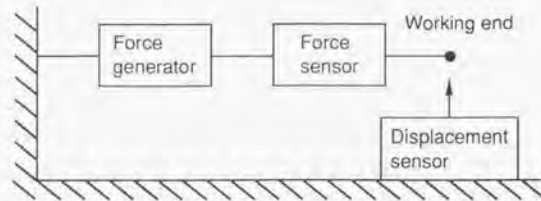


Fig.2-3-1 Elements necessary for active force sensor

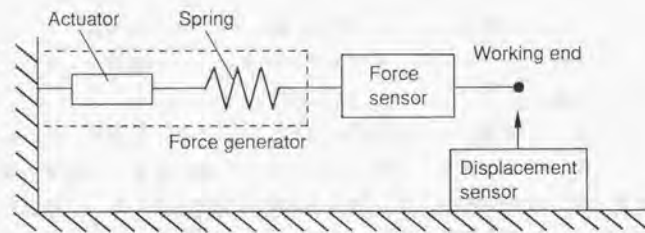


Fig.2-3-2 Active force sensor with "spring force generator"

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

として換算する方法がある。前者には、上に述べた力を発生させる機構の、静電力あるいはローレンツ力を利用する手法が用いられる。後者には、構造体の変形を直接検出する手法、および圧電効果で変形を発生電荷として間接的に検出する手法がある。外力の検出機構すなわち力センサでは、外力によって構造体を変形させ、その変形を光学的あるいは静電容量、磁気結合、抵抗変化などの電気的手法を用いて検出するものが多い。変形する構造体は、バネとして近似できる。バネの変形量を検出すれば、その構造体を通過する力を知ることができる。図2-3-3は、図2-3-2の力の検出機構をバネと変位センサで置き換えたものである。変位センサは、バネの両端の相対変位、すなわちバネの変形量を検出するとする。

図2-3-3では、力の発生機構のバネと力の検出機構のバネが、直列に接続されている。この2つのバネを一つにしたのが、図2-3-4である。図2-3-5は、図2-3-4を簡易化して記述した図である。バネとアクチュエータの位置が入れ替わっているが、それは通常の変位センサは固定部からの変位を測る方が簡単のためであり、機能的な差はない。バネの変位を測るのに最も簡単な方法は、バネの表面に歪みゲージを貼付し、検出した歪をバネの変位量に換算する方法である。変位を検出できるバネを用いて図2-3-5を書き換えたものが、図2-3-6である。ただし、受圧面変位を測るバネが受圧面と固定部の間に取り付けてあるため、このバネのコンプライアンスによる発生力の減少分を補正する必要がある。

ここまでアクティブ力センサの機能および機構を検討した。コンプライアンスを発生させるためには、アクティブ力センサの他に、さらにそれを制御する機構が必要である。コンプライアンスを発生させるための、アクティブ力センサを用いたコンプライアンス制御系の構成を図2-3-7に示す。アクティブ力センサは、外力 f_e を受け、それに対抗する力 f_g を発生する。受圧面の変位は、 f_e と f_g の釣り合いによって移動する。アクティブ力センサは、対抗力 f_g を発生するという代わりに、変位 v_g を発生する、ということもできる。アクティブ力センサの出力は、外力の大きさ、より正確に表現するならばセンサを通過している力の情報 f_d と、受圧面変位の情報 v_d である。

受圧面変位の情報 v_d は、アクティブ力センサ内のアクチュエータにフィードバックされ、位置の制御系を構成する。位置制御系は、サーボコントローラによって安定化され、コントローラの出力はアクチュエータを駆動する。力情報 f_d は、コン

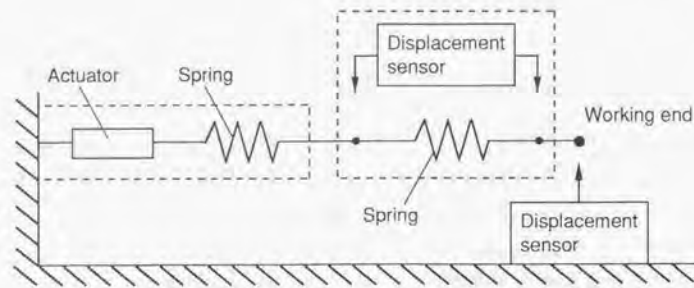


Fig.2-3-3 Active force sensor with "spring force sensor"

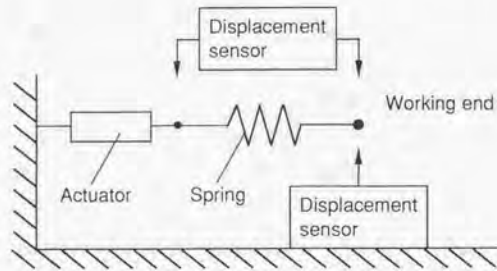


Fig.2-3-4 Active force sensor with "common spring"

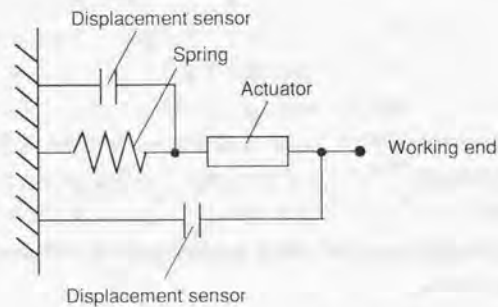


Fig.2-3-5 Active force sensor with "non-interactive displacement sensor"

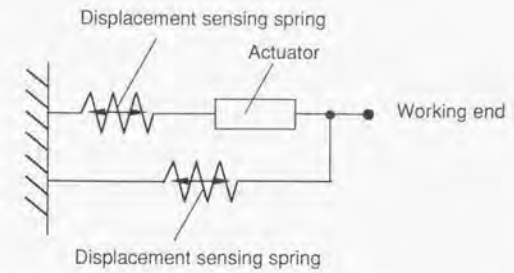


Fig.2-3-6 Active force sensor with "displacement sensing spring"

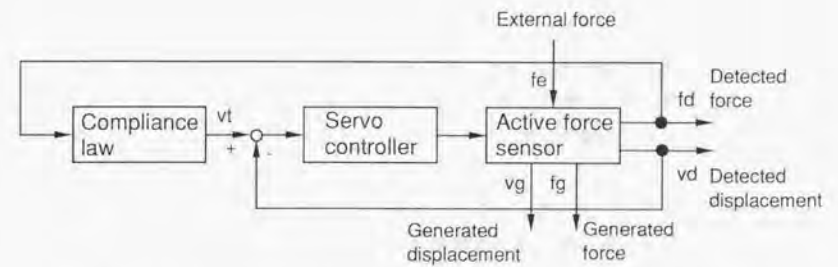


Fig.2-3-7 Compliance control with active force sensor

プライアンス則生成部へ導かれ、受圧面変位の目標値 v_t を発生する。目標値 v_t は、位置制御系の目標値となる。力情報 f_d と目標値 v_t との関係を変えることで、さまざまなコンプライアンスを実現できる。

先に、コンプライアンスを制御するために、外力に対抗する力を発生し、受圧面変位が所望の変位となるように制御する、と述べた。このように受圧面変位の位置制御系では、力の発生を陽にしていない。しかし受圧面変位を制御するためには外力に拮抗する力を発生する必要があり、両者はほとんど等価である。

2-3-2 アクティブ力センサによるコンプライアンスの特性

前節では、アクティブ力センサの構成およびそれを用いたコンプライアンス制御系を検討した。コンプライアンスの制御方法は、アクティブ力センサの受圧面変位の位置制御系を構成しておき、センサで検出した力に応じて受圧面変位を変化させる。

アクティブ力センサはそれだけ単独で用いることはなく、必ず外部環境との接触状態で用いられる。2-2-3では、外部との接触状態におけるコンプライアンスの特性を解析したが、本節ではアクティブ力センサを用いた場合の、コンプライアンスの特性の解析を行う。

図2-3-8は、アクティブ力センサをアクチュエータで押している様子を示し、図2-2-5とほとんど等価である。アクティブ力センサの受圧面が、広義のアクチュエータの動作端に接続されている。 C_f はアクティブ力センサによるコンプライアンス、 C_a はアクチュエータバネのコンプライアンスである。アクティブ力センサの変形を $-y$ 、アクチュエータの発生変位を x 、アクチュエータの変形を $-x+y$ とする。広義のアクチュエータの動作端の変位は、 y となる。また、発生する力を f とする。

アクティブ力センサの受圧面は位置制御されているため、制御入力(2-3-7での位置制御目標値 v_t)が加わらない限り、コンプライアンスはゼロである。ただし、実際にはこのコンプライアンスはサーボにより生成され、わずかに正となる。このときアクチュエータに伸縮 x が生じると、伸縮 x はアクチュエータバネ C_a に吸収されるため、この系に発生する力 f_0 は式(2-3-1)のようになる。なお、添字の数字は、生起する順序を表す。

アクティブ力センサはこの力 f_0 を検出し、アクティブ力センサのコンプライアンス C_f に従うよう、式(2-3-2)に示す変位 y_1 を発生させる。変位 y_1 が生じると、この系に発生する力は f_0 から変化し、式(2-3-3)で表される力 f_1 となる。次のステップでは、アクティブ力センサはこの力 f_1 を検出し、アクティブ力センサのコンプライアンス C_f に従うよう、式(2-3-4)に示す変位 y_2 を発生させる。さらに変位 y_2 が生じると発生する力は f_1 から変化し、式(2-3-5)で表される力 f_2 となる。このように、アクティブ力センサの変位 y 、系に発生する力 f は交互に変化する。 i 番目の力 f_i は、式(2-3-6)で表される。 $i \rightarrow \infty$ としたとき、系に発生する力 f_i は C_f が式(2-3-7)の範囲にあるとき収束し、最終的な発生力 f_∞ は式(2-3-8)となる。またこのときのアクティブ力センサ

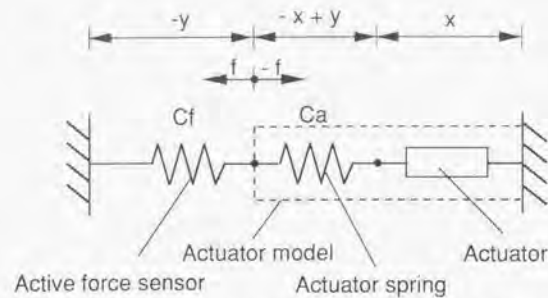


Fig.2-3-8 Active force sensor in contact with actuator (almost the same as fig.2-2-5)

$$f_0 = \frac{1}{C_a} x \quad (2-3-1)$$

$$y_1 = C_f f_0 = \frac{C_f}{C_a} x \quad (2-3-2)$$

$$f_1 = \frac{1}{C_a} (x - y_1) = \frac{1}{C_a} \left(1 - \frac{C_f}{C_a}\right) x \quad (2-3-3)$$

$$y_2 = C_f f_1 = \frac{C_f}{C_a} \left(1 - \frac{C_f}{C_a}\right) x \quad (2-3-4)$$

$$f_2 = \frac{1}{C_a} (x - y_2) = \frac{1}{C_a} \left\{1 - \frac{C_f}{C_a} + \left(\frac{C_f}{C_a}\right)^2\right\} x \quad (2-3-5)$$

$$f_i = \frac{1}{C_a} (x - y_{i-1}) = \frac{1}{C_a} \left\{1 - \frac{C_f}{C_a} + \left(\frac{C_f}{C_a}\right)^2 - \left(\frac{C_f}{C_a}\right)^3 \dots \pm \left(\frac{C_f}{C_a}\right)^i\right\} x \quad (2-3-6)$$

$$-C_a < C_f < C_a \quad (2-3-7)$$

$$f_\infty = \frac{1}{C_a + C_f} x \quad (2-3-8)$$

の最終的な発生変位 y_∞ は、式(2-3-9)となる。

式(2-3-8)および式(2-3-9)は、それぞれ式(2-2-4)および式(2-2-3)と等価な結果である。しかし上記の解析では、アクティブ力センサのコンプライアンス C_f の範囲に式(2-3-7)の制約が生じている。これは、アクティブ力センサの動作原理に起因する制約、さらには、本論文で主張するネガティブコンプライアンスを含めたコンプライアンスの生成手法による制約である。この制約を言葉で表現すると、アクティブ力センサで生成するコンプライアンス C_f は、アクティブ力センサが接触する外部環境である、アクチュエータバネのコンプライアンス C_a より絶対値が小さい範囲になければならない、ということになる。

式(2-3-10)は、式(2-3-9)を書き直し、アクチュエータバネのコンプライアンスで規格化したアクティブ力センサのコンプライアンス C_f/C_a をパラメータとしたものである。また図2-3-9は、式(2-3-10)を示すグラフであり、パラメータを C_f/C_a とした場合の、アクチュエータの伸縮 x に対するアクティブ力センサの変位 y の比 y/x をプロットしてある。図2-3-9は、図2-2-10とほとんど同じであるが、安定な動作範囲が限られている。安定な範囲での動作は、図2-2-10と同様である。

式(2-3-11)は、図2-3-8において広義のアクチュエータの変位をゼロに拘束した場合の、アクチュエータの伸縮 x に対する発生力 f_a である。式(2-3-12)は、 f_a を用いて式(2-3-11)を書き直したもので、アクチュエータバネのコンプライアンスで規格化したアクティブ力センサのコンプライアンス C_f/C_a をパラメータとしている。図2-3-10は、式(2-3-12)を示すグラフであり、パラメータを C_f/C_a とした場合の、アクチュエータの発生力 f_a に対する発生力 f の比である f/f_a をプロットしてある。図2-3-10は、図2-2-11とほとんど同じであるが、やはり安定な動作範囲が限られている。安定な範囲での動作は、図2-2-11と同様である。

図2-3-11は、直列に接続されたバネとアクティブ力センサを、広義のアクチュエータで押している系である。アクティブ力センサの特性を変化させると、バネとアクティブ力センサの総合的なコンプライアンスを自由に変えられる。 C_k はバネ、 C_f はアクティブ力センサ、 C_a はアクチュエータバネのコンプライアンスである。アクチュエータの発生変位を x 、バネの変形を $-y$ 、アクティブ力センサの変形を $-z$ 、広義のアクチュエータの変形を $-x+y+z$ とする。アクチュエータ動作端の変位は $y+z$ となる。また、発生する力を f とする。

図2-3-11の解析は、図2-3-8の場合と同様に行うことができる。ア

$$y_{\infty} = Cf f_{\infty} = \frac{Cf}{Ca + Cf} x \quad (2-3-9)$$

$$\frac{y_{\infty}}{x_{\infty}} = \frac{Cf/Ca}{Cf/Ca + 1} \quad (2-3-10)$$

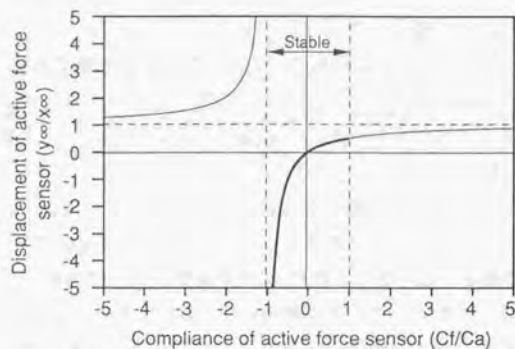


Fig.2-3-9 Displacement of active force sensor

$$f_a = \frac{x}{Ca} \quad (2-3-11)$$

$$\frac{f_{\infty}}{f_a} = \frac{1}{Cf/Ca + 1} \quad (2-3-12)$$

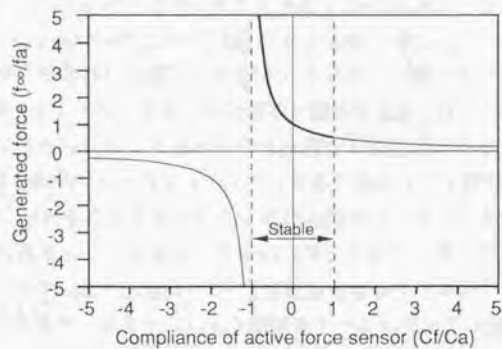


Fig.2-3-10 Generated force

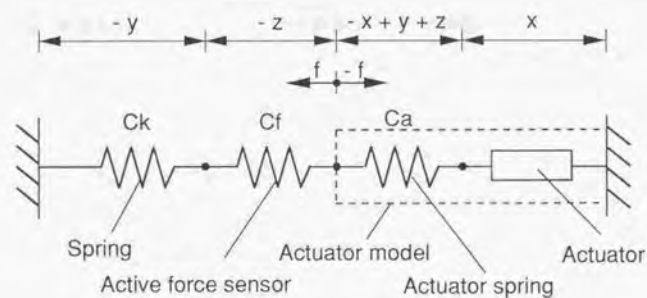


Fig.2-3-11 Serially connected spring and active force sensor in contact with actuator (almost the same as fig.2-2-12)

クチュエータが伸縮 x を発生すると、その伸縮はバネ C_k とアクチュエータバネ C_a に吸収され、この系に発生する初期の力 f_0 は式(2-3-13)となる。アクティブ力センサはこの力 f_0 を検出し、コンプライアンス C_f に従うよう、式(2-3-14)に示す変位 y_1 を発生させる。変位 y_1 が生じると、この系に発生する力 f_1 は式(2-3-15)となる。 i 番目の力 f_i は、式(2-3-16)で表される。 $i \rightarrow \infty$ としたとき、系に発生する力 f_i は C_f が式(2-3-17)の範囲にあるとき収束し、最終的な発生力 f_∞ は式(2-3-18)となる。またこのとき、バネの最終的な変位 y_∞ は式(2-3-19)、バネとアクティブ力センサの最終的な発生変位 $y_\infty + z_\infty$ は式(2-3-20)となる。

式(2-3-17)の、アクティブ力センサのコンプライアンス C_f の範囲は、式(2-3-7)と類似である。同様に、アクティブ力センサで生成するコンプライアンス C_f は、アクティブ力センサが接触する外部環境のコンプライアンスの総和 $C_a + C_k$ より絶対値が小さい範囲になければならない、といえる。

$$f_0 = \frac{1}{C_a + C_k} x \quad (2-3-13)$$

$$y_1 = C_f f_0 = \frac{C_f}{C_a + C_k} x \quad (2-3-14)$$

$$f_1 = \frac{1}{C_a + C_k} (x - y_1) = \frac{1}{C_a + C_k} \left(1 - \frac{C_f}{C_a + C_k}\right) x \quad (2-3-15)$$

$$f_i = \frac{1}{C_a + C_k} (x - y_{i-1}) = \frac{1}{C_a + C_k} \left\{ 1 - \frac{C_f}{C_a + C_k} + \left(\frac{C_f}{C_a + C_k}\right)^2 - \left(\frac{C_f}{C_a + C_k}\right)^3 + \dots \pm \left(\frac{C_f}{C_a + C_k}\right)^i \right\} x \quad (2-3-16)$$

$$-(C_a + C_k) < C_f < C_a + C_k \quad (2-3-17)$$

$$f_\infty = \frac{1}{C_a + C_k + C_f} x \quad (2-3-18)$$

$$y_\infty = C_f f_\infty = \frac{C_f}{C_a + C_k + C_f} x \quad (2-3-19)$$

$$y_\infty + z_\infty = (C_k + C_f) f_\infty = \frac{C_k + C_f}{C_a + C_k + C_f} x \quad (2-3-20)$$

2-4 ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減

2-4-1 加工誤差低減のメカニズムの解析

本節では、アクティブ力センサのネガティブコンプライアンスを切除加工系に適用し、加工力による工作機械の変形を補償し、加工誤差を低減する手法の解析を行う。

初めに、ネガティブコンプライアンスを用いない、通常の切除加工プロセスの解析を行う。図2-4-1に、加工の様子を模式的に示す。ワークを目標形状に加工しようとする場合、加工ツールは、この目標形状の軌跡に沿うように位置制御される。ワーク表面から目標形状までの深さを Z とすると、加工ツールはワーク表面より切り込み量 Z だけ押し込まれ、加工が行われる。このとき、加工ツールとワークの間には加工力 F が発生し、ツールは上方に、ワークは下方に押しやられる。これは、加工力 F によりワーク、ツールやフレームなどの機械要素が変形するためである。加工ツールが通過した後は加工力 F がなくなり、機械要素の変形が開放されスプリングバック S を生じる。このスプリングバック S は、目標形状と実際の加工形状の誤差、すなわち加工誤差 E となる。なお加工力 F は、図に示した方向だけでなく、加工ツールの送り方向の成分も持つ。しかし直接的に加工精度に関与するのは、図に示した方向の加工力成分である。もちろん、送り方向の力成分がツールを傾け、間接的に加工精度に影響を与える場合もあるが、それは傾き方向の変形に対して、本論文の手法を用いれば解決できる。

図2-4-2は、図2-4-1に示した切除加工プロセスを解析するためのモデルである。 z 軸方向の送り機構、加工装置のコンプライアンス C_s 、加工コンプライアンス C_m が直列に接続されている。記号は、図2-4-1で用いた記号と同一である。図の上下方向を z 方向とし、この方向に切り込むとする。 z 方向の送り機構による切り込み量 Z 、加工中に発生する加工力を F 、スプリングバックを S 、目標形状との加工誤差を E とする。ただし、スプリングバック S と加工誤差を E は等しい。加工力 F と、機械要素の変形すなわちスプリングバック S との関係は、加工装置の z 方向のコンプライアンス C_s で結びつけられる。また加工コンプライアンス C_m は、(切り込み量 Z)/(加工力 F)の比として定義され、切り込み量 Z と加工力 F を結びつける。加工コンプライアンス C_m は加工が行われているときにのみ現れ、加工が停止するとその値はゼロとなって消滅する。コンプライアンス C_s と C_m は、ともに正の値と

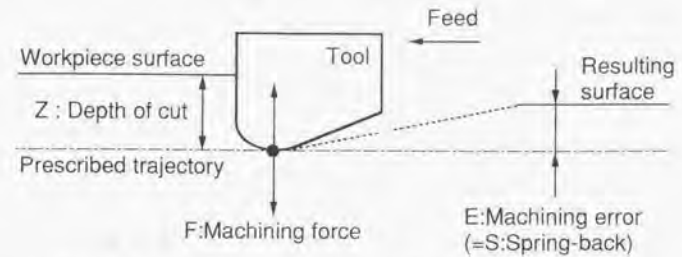


Fig.2-4-1 Conventional machining process

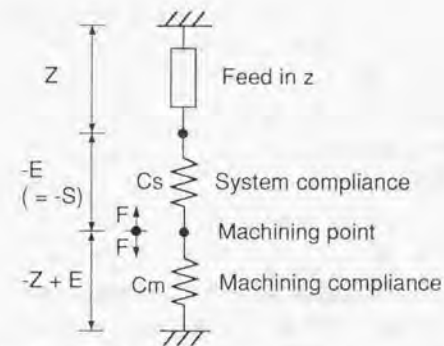


Fig.2-4-2 Deformation model of conventional machining process

第2章 ネガティブコンプライアンスの原理

なる。

加工中の実際の切り込み量は、切り込み量 Z からスプリングバック S を引いた値である。従って加工力 F は、加工コンプライアンス C_m を用いて式(2-4-1)と表せる。また、スプリングバック S は、加工装置のコンプライアンス C_s と加工力 F を用いて、式(2-4-2)と表せる。式(2-4-1)と式(2-4-2)から、加工力 F とスプリングバック S は、コンプライアンス C_s 、 C_m と切り込み量 z を用いて、それぞれ式(2-4-3)、式(2-4-4)となる。また加工誤差 E は、スプリングバック S と等しい。

式(2-4-5)は式(2-4-4)を書き直したものであり、加工コンプライアンスと装置コンプライアンスの比 C_m/C_s をパラメータとし、切り込み量 Z で規格化した加工誤差 E である。加工誤差を低減するためには、 C_m/C_s をなるべく大きくする必要がある。加工コンプライアンス C_m を大きくするのは切り込みに対する加工力の発生を小さくすることであり、また装置コンプライアンス C_s を小さくするのは加工装置の剛性を上げることである。しかし C_m/C_s をいくら大きくしても、加工誤差をゼロにはできない。

次に、ネガティブコンプライアンスを用いた切除加工プロセスの解析を行う。図2-4-3に、ネガティブコンプライアンスを用いた切除加工の様子を模式的に示す。図2-4-1と異なるのは、アクティブ力センサが加工力 F を検出し、ネガティブコンプライアンス特性によって追加切り込み量 Z_c を発生させていることである。追加切り込み量によって、加工ツールはさらに深く切り込むようになる。加工ツールが通過した後はスプリングバック E を生じるが、切り込みが深くなっているため加工誤差 E は減少する。図2-4-1の例と異なり、スプリングバック S と加工誤差 E は異なる。ネガティブコンプライアンス特性を適切に選択すると、加工誤差 E をゼロにできる。

図2-4-4は、図2-4-3に示した、ネガティブコンプライアンスを用いた切除加工プロセスを解析するためのモデルである。 z 軸方向の送り機構、加工装置のコンプライアンス C_s 、アクティブ力センサによる z 方向のコンプライアンス C_z 、加工コンプライアンス C_m が直列に接続されている。記号は、図2-4-3で用いた記号と同一である。コンプライアンス C_s と C_m はともに正の値であるが、アクティブ力センサによるコンプライアンス C_z は、ネガティブコンプライアンスを発生させる場合は負の値になる。

図2-4-4は、前節図2-3-11と同じである。しかし、記号が実際の加工に合わせて付与されているので、あらためて解析しておく。始めはアクティブ

$$F = \frac{Z - S}{C_m} \quad (2-4-1)$$

$$S = C_s \cdot F \quad (2-4-2)$$

$$F = \frac{Z}{C_m + C_s} \quad (2-4-3)$$

$$S = \frac{C_s}{C_m + C_s} Z = E \quad (2-4-4)$$

$$\frac{E}{Z} = \frac{1}{C_m/C_s + 1} \quad (2-4-5)$$

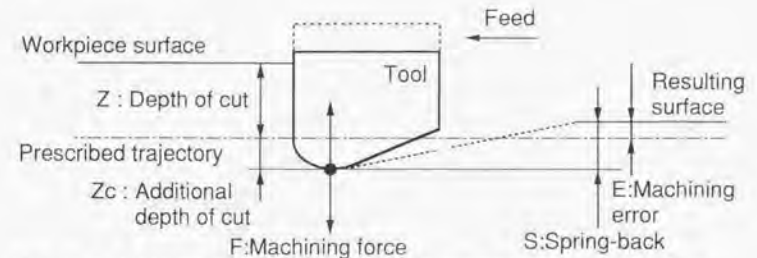


Fig.2-4-3 Machining process with negative compliance

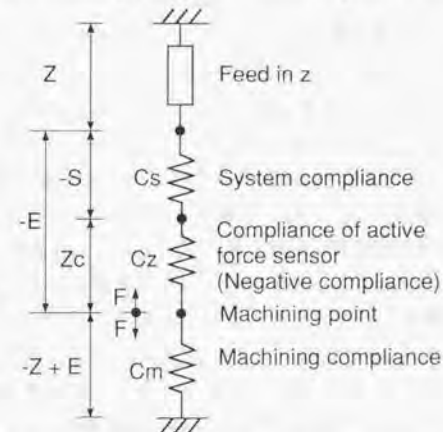


Fig.2-4-4 Deformation model of machining process with negative compliance device

力センサは変形しないため、z方向の送り機構による切り込み量Zは、加工装置のコンプライアンスCsおよび加工コンプライアンスCmで受けられる。このとき発生する加工力F0は、式(2-4-6)となる。またスプリングバック量S0は、加工力F0と加工装置のコンプライアンスCsを用いて式(2-4-7)と表せる。なお添字の数字は、生起する順序を表す。

アクティブ力センサは、加工力F0を検出し、設定されたコンプライアンスCzに従うように、式(2-4-8)で与えられる追加切り込み量Zc1を発生する。切り込み量Zに追加切り込み量Zc1が加わると、加工力は増加する。増加した加工力をF1とすると、加工力F1は式(2-4-9)となる。このときのスプリングバックS1は式(2-4-10)となるから、式(2-4-9)に式(2-4-10)を代入して解くと、加工力F1は切り込み量Zと追加切り込み量Zc1を用いて式(2-4-11)と表される。式(2-4-11)を式(2-4-8)と式(2-4-6)を用いて書き直すと、加工力F1は、コンプライアンスCm、Cs、Czと切り込み量Zを用いて式(2-4-12)のように表せる。次のステップでは、アクティブ力センサは、加工力F1を検出し、設定されたコンプライアンスCzに従うように、式(2-4-13)で与えられる追加切り込み量Zc2を発生する。追加切り込み量がZc1からZc2に変化すると加工力も変化し、加工力F2は式(2-4-14)となる。このときのスプリングバックS2は式(2-4-15)となるから、式(2-4-14)に式(2-4-15)を代入して解くと、加工力F2は切り込み量Zと追加切り込み量Zc2を用いて式(2-4-16)と表される。さらに式(2-4-16)を式(2-4-12)と式(2-4-12)を用いて書き直すと、加工力F2は式(2-4-17)のように表せる。同様にしてn番目の加工力Fnを求めると、式(2-4-18)となり、これは等比級数である。n→∞としたとき、加工力fnはCzが式(2-4-19)の範囲にあるとき収束し、最終的な加工力F∞は式(2-4-20)となる。またこのときのスプリングバックS∞は式(2-4-21)、アクティブ力センサによる追加切り込みZc∞は式(2-4-22)、加工誤差E∞は式(2-4-23)となる。

式(2-4-17)の様に、加工力Fnを収束させるためにはアクティブ力センサのコンプライアンスCzの設定範囲に制約が生じている。これは前節の解析と同様の結果であり、アクティブ力センサで生成するコンプライアンスCzは、接触する外部環境すなわち加工装置のコンプライアンスCsと加工コンプライアンスCmの和Cs+Cmより絶対値が小さくなければならない。式(2-4-23)は、アクティブ力センサのコンプライアンスCzと加工装置のコンプライアンスCsとの和がゼロとなるように、すなわちCzを-Csとなるように設定すると、切り込み深さZによらず加工誤差をゼロとできることを示す。このCzの値は、式(2-4-17)の加工力Fnを収束させる条件を満たす値である。加工装置のコンプライアンスCsを正確に測定すれば、加工誤差のな

$$F_0 = \frac{Z}{C_m + C_s} \quad (2-4-6)$$

$$S_0 = C_s \cdot F_0 \quad (2-4-7)$$

$$Z_{c1} = -C_z \cdot F_0 \quad (2-4-8)$$

$$F_1 = \frac{Z - E_1}{C_m} = \frac{Z - S_1 + Z_{c1}}{C_m} \quad (2-4-9)$$

$$S_1 = C_s \cdot F_1 \quad (2-4-10)$$

$$F_1 = \frac{1}{C_m + C_s} (Z + Z_{c1}) \quad (2-4-11)$$

$$F_1 = \frac{Z}{C_m + C_s} \left(1 - \frac{C_z}{C_m + C_s}\right) \quad (2-4-12)$$

$$Z_{c2} = -C_z \cdot F_1 \quad (2-4-13)$$

$$F_2 = \frac{Z - E_2}{C_m} = \frac{Z - S_2 + Z_{c2}}{C_m} \quad (2-4-14)$$

$$S_2 = C_s \cdot F_2 \quad (2-4-15)$$

$$F_2 = \frac{1}{C_m + C_s} (Z + Zc_2) \quad (2-4-16)$$

$$F_2 = \frac{Z}{C_m + C_s} \left\{ 1 - \frac{C_z}{C_m + C_s} + \left(\frac{C_z}{C_m + C_s} \right)^2 \right\} \quad (2-4-17)$$

$$F_n = \frac{Z}{C_m + C_s} \left\{ 1 - \frac{C_z}{C_m + C_s} + \left(\frac{C_z}{C_m + C_s} \right)^2 - \dots \right. \\ \left. \pm \left(\frac{C_z}{C_m + C_s} \right)^n \right\} \quad (2-4-18)$$

$$-(C_m + C_s) < C_z < C_m + C_s \quad (2-4-19)$$

$$F_\infty = \frac{1}{C_m + C_s + C_z} Z \quad (2-4-20)$$

$$S_\infty = C_s \cdot F_\infty = \frac{C_s}{C_m + C_s + C_z} Z \quad (2-4-21)$$

$$Zc_\infty = -C_z \cdot F_\infty = -\frac{C_z}{C_m + C_s + C_z} Z \quad (2-4-22)$$

$$E_\infty = S_\infty - Zc_\infty = (C_s + C_z) F_\infty = \frac{C_s + C_z}{C_m + C_s + C_z} Z \quad (2-4-23)$$

い加工システムを実現でき、切り込み深さZや加工力Fにかかわらず、自動的に加工誤差はゼロに収束する。

先に、加工コンプライアンス C_m は加工が行われているときのみ現れ、加工が停止するとその値はゼロとなって消滅する、と述べた。加工誤差Eをゼロにする条件、すなわちアクティブ力センサのコンプライアンス C_z と加工装置のコンプライアンス C_s との和がゼロとなるように設定した条件で、加工が停止した状況の解析を行う。

図2-4-5は、図2-4-4において加工が停止し、加工コンプライアンス C_m がゼロとなり消滅した場合である。切り込み量Z、スプリングバックS、ネガティブコンプライアンスによる追加切り込み量 Zc は、式(2-4-24)を満たす。一方、スプリングバックS、追加切り込み量 Zc は、この系に働く力Fを用いてそれぞれ式(2-4-25)、式(2-4-26)と表すことができる。式(2-4-24)から式(2-4-26)、コンプライアンス C_s 、 C_z および切り込み量Zを用いて系に働く力Fを求めると、式(2-4-27)となる。

ところが、 $C_s + C_z = 0$ であるから、式(2-4-27)の分母はゼロとなり、この式は発散する。現象的には、z方向の送り機構からみたこの系全体のコンプライアンスがゼロとなったため、少しでも切り込みを加えると力Fが発散してしまう。従って、加工誤差がゼロとなるようネガティブコンプライアンスを設定した場合には、加工を終了するときコンプライアンスを変えるか、あるいは切り込みを戻してワークからツールを離し、図2-4-5の系を切断しなければならない。

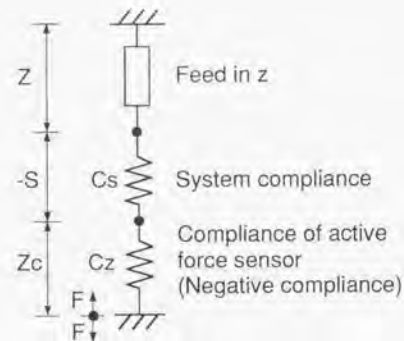


Fig.2-4-5 Deformation model with negative compliance device (without machining compliance)

$$Z - S + Zc = 0 \quad (2-4-24)$$

$$-S = F \cdot Cs \quad (2-4-25)$$

$$Zc = F \cdot Cz \quad (2-4-26)$$

$$F = -\frac{Z}{Cs + Cz} \quad (2-4-27)$$

2-4-2 アクティブ力センサへの要求機能

本節では、切除加工系への応用という観点から、ネガティブコンプライアンスを発生させるアクティブ力センサへの要求機能をまとめておく。

切削加工のプロセスは、図2-4-6のモデルで表せる。砥粒による切削も、ミクロに見れば図2-4-6のモデルで表せ、砥石を砥粒の集合体としてマクロに見てもほぼ同じモデルで表すことができる。ツールにかかる力は、ツール進行方向の主分力 F_h と、ツール進行方向に垂直で切り粉が逃げる方向の背分力 F_v に分けることができる。ツールには、主分力 F_h と背分力 F_v の合力である切削力 F_t がかかる。主分力 F_h と背分力 F_v の比率は、一般的な刃物切削ではおおよそ3:1~5:1である。砥石による切削では、背分力 F_v の方が大きくなることもある。どちらにしても、加工の寸法精度に影響を与えるのは背分力 F_v である。背分力 F_v あるいはワークが受けるその反力によって、ワークやツール、フレームが変形し、寸法精度の低下を招く。

背分力 F_v の大きさは、通常の切除加工系ではおおよそ1~100Nの範囲である。それに対して、加工装置の背分力 F_v 方向のコンプライアンスは一般に0.02~1 μ m/N程度であり、0.01 μ m/Nと剛にするのは難しい。従って、加工中に数 μ m~数十 μ mの変形が生じているのが普通であり、これが加工精度の低下となっている。本論文で主張するのは、ネガティブコンプライアンスを用いてこの変形を補償し、加工精度を向上させることである。

2-3-1節で、アクティブ力センサの機構構成を述べた。アクティブ力センサに必要な機構要素は、図2-3-1に示したとおり、力の検出機構、力の発生機構、変位の検出機構である。またこれを具体的な機構に展開したのが図2-3-6であり、アクチュエータと2つの変位検出バネで構成される。これらの機構を具体的な構造要素に展開するために、構造要素への要求、制約などをまとめる。

まず、アクチュエータに対する要求を考える。補償しようとする加工装置の変形は数 μ m~数十 μ mであるから、アクチュエータの可動範囲はこれをカバーする必要がある。またアクチュエータのコンプライアンスはなるべく小さい（剛性は大きい）ことが望ましい。これは、アクチュエータのコンプライアンスが大きいとそれが支配的になってしまい、変位検出バネの設計自由度が小さくなるからである。アクチュエータのコンプライアンスが小さければ、変位検出バネの設計によってアクティブ力センサの特性を自由に設定できる。

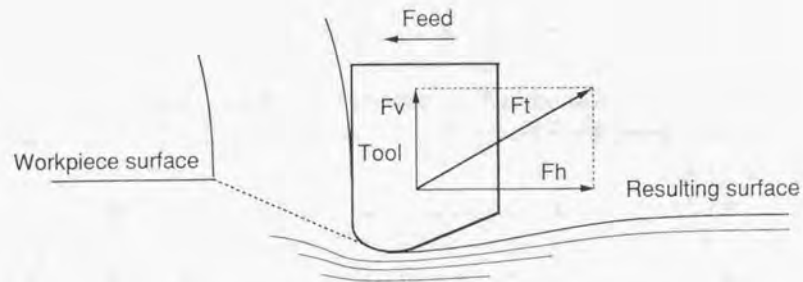


Fig.2-4-6 Schematic of cutting process

次に、変位検出バネに対する要求を考える。図2-4-6に示したとおり、寸法精度に影響を与えるのは背分力 F_v である。主分力 F_h の影響を受けずに背分力 F_v を検出する機構、すなわち一方向の力成分を分離性良く選択検出する機構が必要である。また、主分力 F_h は、二次的に寸法精度に影響を与えることがある。すなわち主分力 F_h によってツールの姿勢が変化し、それによって切り込みが変化するためである。変位検出バネは、主分力 F_h 方向にはコンプライアンスが小さい（剛性が高い）必要がある。

最後は、アクティブ力センサの構成要素の配置である。アクティブ力センサは、アクチュエータと変位検出バネが図2-3-6の構成をとっていれば、各々の要素はどこに配置しても良い。しかしアクティブ力センサを用いてコンプライアンス制御を行う場合、変位検出バネからの信号を用いてアクチュエータの制御を行う。変位検出バネとアクチュエータが離れた場所にあると、その間の構造体の特性が制御ループに入るので、制御系が不安定になったり、制御帯域を上げられなくなったりする可能性が生じる。本論文では、アクティブ力センサの構成要素はなるべく近くに配置し、可能な場合は一体構造でアクティブ力センサを構成することとする。

第3章 アクティブカセンサの機構の実現

3-1 圧電素子を用いた機構の提案

本章では、アクティブカセンサを実現するために、圧電素子を用いた機構を検討する。圧電素子は、素子のコンプライアンスが小さい（剛性が大きい）、発生力が高い、制御性が良い、発生変位は数 μm ～数十 μm 、サブ μm の微小変位を制御が容易である、という特徴を持つ。アクティブカセンサの力の発生素子として用いるには最適である。

圧電素子の、具体的な特性例を上げておく。市販で入手できる、 $5 \times 5 \times 20$ の寸法の積層形圧電素子を例にとると、コンプライアンスは $0.0176 \mu\text{m}/\text{N}$ 、発生力は 850N 、自己共振周波数は 70kHz 、発生変位は $15 \mu\text{m}$ である。アクティブカセンサに用いる場合、コンプライアンスはセンサが対象とする機械構造体より十分小さく、センサが対象とする力以上の大きな力を発生でき、変位量も機械構造体の変形と比較して同等である、というように好ましい特性を有する。欠点としては、引っ張り荷重に弱いこと、常に圧縮の状態を用いる必要があること、電圧で変位を制御する場合ヒステリシスが生じること、が上げられる。

アクティブカセンサの構成要素に必要な機能は、力の検出、力あるいは変位の発生、受圧面変位の検出、の3つである。本章では、これら3つの機能を実現するために、圧電素子を用いた3つのタイプのアクティブカセンサを検討し、その性能を評価する。始めは3つの機能を圧電素子だけで行うもの、次は3つの機能のうち受圧面変位の検出を変位検出バネで行うもの、3つめは力の検出と受圧面変位の検出を変位検出バネで行うもの、である。

なお、本章で述べる検討はいずれも上記3つの機能の基本的な検討であり、ネガティブコンプライアンスを含めたコンプライアンスの生成は、次章で述べる。また、本章で扱うアクティブカセンサは、いずれも1次元、すなわち1方向の力、変位を検出し、その方向の変位を発生させるものである。

3-2 圧電素子形アクティブカセンサの検討

3-2-1 動作原理の検討

圧電素子は、通常、逆圧電効果を用いて、電圧をかけて変位を発生させるアクチュエータとして用いられる。しかし同時に、外力で変形されると圧電効果が生じて電圧を発生する。圧電素子は、電気的にはコンデンサと近似できるため、これらの電圧は、圧電素子内に蓄えられた電荷と結びつけることができる。圧電素子形アクティブカセンサは、これらの2つの効果を同時に使い、圧電素子だけで力の検出、力あるいは変位の発生、受圧面変位の検出を行う。

図3-2-1に、圧電素子形アクティブカセンサの構成を示す。圧電素子は、注入電荷 Q_i に比例した変位 v を発生し、これが受圧面に変位 x を発生させる。実際は、注入電荷 Q_i が圧電素子の分極を引っ張ることで素子内に力が発生しているが、これが素子のコンプライアンスとつり合うため、外部から見ると変位が発生しているように見える。通常、圧電素子の変位は電圧で制御されるが、電荷で制御することによりヒステリシスを低減できる。一方、受圧面に加えられた外力 f は、圧電素子を変形させ、圧電素子内に電荷 Q_f を発生させる。この電荷 Q_f は、注入電荷 Q_i との和 Q_s として圧電素子内に蓄えられる。この電荷 Q_s を検出し、検出電荷 Q_s から注入電荷 Q_i を差し引いて Q_f を算出することができ、 Q_f から外力 f を測定することができる。しかし圧電素子形アクティブカセンサでは、外力 f によって圧電素子自体が変形するため、駆動変位 v がそのまま受圧面変位 x とならない。受圧面変位 x を検出するためには、外部の変位測定装置を用いるか、または素子の剛性と測定した外力 f とから、間接的に受圧面変位 x を推定する必要がある。

図3-2-2は、圧電素子形アクティブカセンサを用いて、力の検出、変位の発生、受圧面変位の検出、の3つを同時に行うシステムの構成図である。チャージドライバは、駆動信号 V_i に比例した電荷 Q_i を圧電素子に注入し、アクチュエーションを行う。同時に注入電荷検出器によって、電荷 Q_i をモニタしておく。また圧電素子内に蓄えられている電荷 Q_s は、蓄積電荷検出器によりモニタされる。駆動変位 v は Q_i から、外力 f は Q_s と Q_i の差 Q_f から、各々検出することができる。受圧面変位 x は、駆動変位 v (Q_i) から、外力が起こした圧電素子の変形分を差し引くことで求められる。後者の圧電素子の変形は外力 f (Q_f) に比例するが、逆圧電効果によって誘起されたアクチュエータとしての変位発生感度と、圧電効果によって生じる変位、

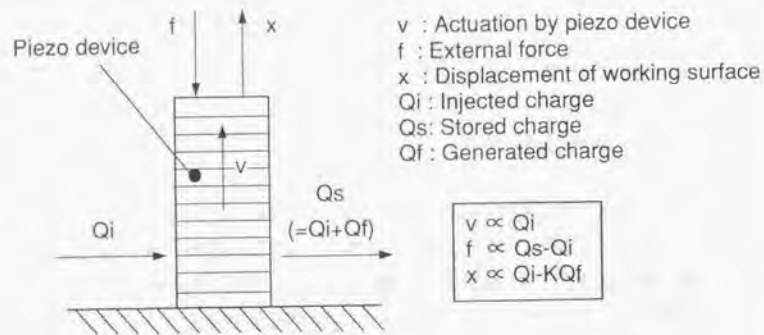


Fig.3-2-1 Configurations of active force sensor by piezo device

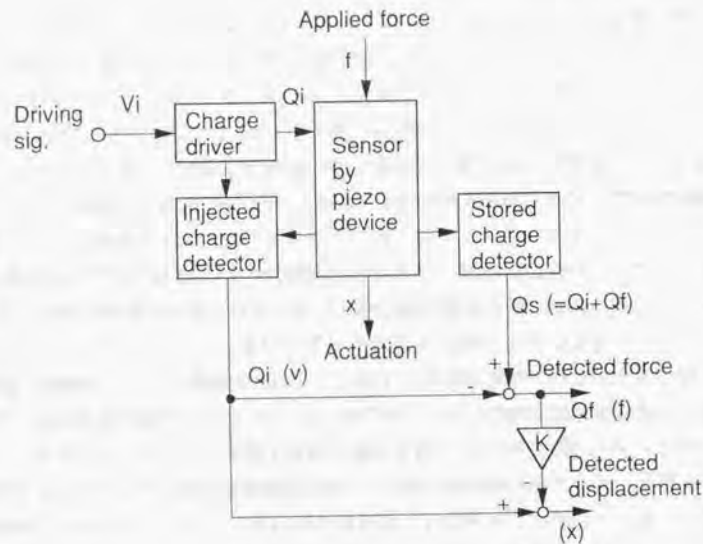


Fig.3-2-2 Block diagram of detection and actuation system for active force sensor by piezo device

第3章 アクティブカセンサの機構の実現

カセンサとしての電圧発生感度が同一の素子でも異なるため、補正係数KによりQfを補正し、減算する。

図3-2-3に、図3-2-2のシステムを実現するための回路の基本構成を示す。差動増幅器とチャージアンプとから構成され、チャージアンプの出力をフィードバックする。Cpは圧電素子、Ccは電荷検出用のコンデンサである。圧電素子に注入する電荷Qi、蓄えられている電荷Qsは、圧電素子の容量Cpの差動増幅器に近い側を正とすると、次の様に表せる。

$$Q_i = -C_c \cdot V_i = -C_c \cdot V_c \quad (3-2-1)$$

$$Q_s = C_p \cdot V_p \quad (3-2-2)$$

ただし、Cp、Ccに蓄えられている初期電荷は0とした。外力fに比例する電荷Qfは、次のように表せる。

$$Q_f = Q_s - Q_i = C_p \cdot V_p + C_c \cdot V_c \quad (3-2-3)$$

Cpに圧電素子、Ccに通常のフィルムコンデンサを用いたところ、圧電素子における電荷のリークのため、検出電荷のドリフトが大きくなりあつた。そこで、CcにもCpと同じ圧電素子を用いると、ドリフトを低減させることができた。VpとVcとは極性が逆で概略等しい電圧がかかり、Cpの漏れ電流がそのままCcを通過して抜け、漏れ電流が相殺されるためである。

実験に用いた圧電素子(NEC製、AE050SD16)では、逆圧電効果によるアクチュエータとしての感度をKa、圧電効果による変位および力センサとしての感度をKfとすると、Ka=14.7μC/μm、Kf=7.0μC/μmと測定された。図3-2-2の変位検出におけるQfの補正係数Kは、K=Ka/Kf=2.1とした。

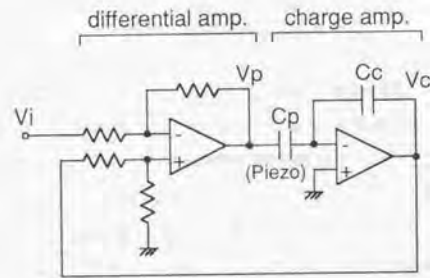


Fig.3-2-3 Detection circuit for force and displacement

3-2-2 実験および評価

図3-2-4は、圧電素子形アクティブカセンサにおけるアクチュエーション、変位および力の検出実験の結果である。0.5Hz、 $2\mu\text{mp-p}$ の振幅となる信号で圧電素子の駆動を行いながら、途中で50Nの負荷（重り）を受圧面に載せ、再び降ろしたときの、受圧面変位 x と外力 f の検出出力を示してある。

受圧面変位 x の検出は外部の変位計を用いて校正を行い、検出誤差が $0.1\mu\text{m}$ 以下であることを確認した。アクチュエーションは、駆動信号通りの変位 v が得られている。この変位 v は、負荷が加わらないときはそのまま受圧面変位 x であるが、50Nの負荷が加わると負荷により圧電素子自体が変形し、約 $0.8\mu\text{m}$ 変化している。すなわち、駆動変位 v に素子の変形が重畳され、受圧面変位 x となって観測されている。また、圧電素子の電荷リークが完全に補償されていないため、時間の経過につれてドリフトが生じている。

力の検出は、外力 f に応じた出力が得られている。また、アクチュエーションから力の検出出力への干渉はほとんど見られないが、アクチュエーションの振幅を $10\mu\text{mp-p}$ とすると干渉が見られた。これは、実験に用いた2つの圧電素子の特性の違いが原因と考えられる。なお、検出波形の立ち上がり、立ち下がりがなまっているのは、手で負荷（重り）をのせたためである。また、力の検出出力には時間の経過につれてドリフトが生じているが、これも圧電素子の電荷のリークの影響と思われる。この実験のように、外力が50N程度の場合、きれいな外力の検出信号が得られるが、10N以下ではノイズが多く、良好なS/N比が得られなかった。これは、発生力の定格が850Nと大きい圧電素子を実験に用い、力の検出感度 K_f が低かったためと思われる。力の検出感度 K_f は素子に固有であるため、検出感度を自由に設定することができない。

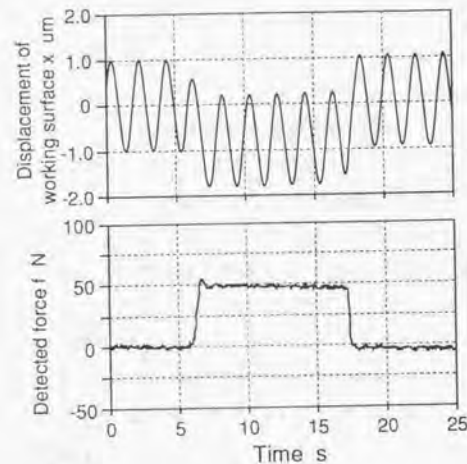


Fig.3-2-4 Actuation and force detection by active force sensor by piezo device

第3章 アクティブカセンサの機構の実現

3-3 変位検出板形アクティブカセンサの検討

3-3-1 動作原理の検討

変位検出板形アクティブカセンサは、圧電素子形アクティブカセンサと比べて受圧面変位 x の検出方法のみが異なる。受圧面変位 x を検出電荷 Q_i 、 Q_f から推定するのではなく、受圧面変位の検出構造を設置する。アクチュエーションおよび外力の検出方法は、圧電素子形アクティブカセンサと同じである。

図3-3-1に、変位検出板形アクティブカセンサの構成を示す。圧電素子の上面に、受圧面変位 x の測定のために歪みゲージを貼付した平板を設けている。歪みゲージで検出した平板の表面歪から、受圧面変位 x に比例した出力 E を得る。圧電素子の伸縮には、圧電素子形アクティブカセンサと同様に電荷で制御を行い、注入電荷 Q_i に比例した変位 v を得る。また外力の検出も圧電素子形アクティブカセンサと同様、検出電荷 Q_s から注入電荷 Q_i を差し引いて Q_f を算出し、外力 f を得る。

図3-3-2は、変位検出板形アクティブカセンサを用いて、力の検出、変位の発生、受圧面変位の検出、の3つを同時に行うシステムの構成図である。歪みゲージの信号から受圧面変位 x を検出するため、ストレインアンプを用いる。検出された受圧面変位 x は駆動信号にフィードバックされ、サーボ回路、チャージドライバを通して圧電素子を駆動する。このようにフィードバックループによって変位を一定に保つことで、荷重が引き起こした圧電素子の変形を補償している。なお、前節の圧電素子形アクティブカセンサでフィードバックを行わなかった理由は、受圧面変位 x の検出出力のドリフトが大きく、安定した動作が期待できなかったからである。外力 f は、圧電素子形アクティブカセンサと同様に、圧電素子内の蓄積電荷 Q_s と注入電荷 Q_i の差 Q_f から検出している。

実験に用いた圧電素子は、圧電素子形アクティブカセンサと同じ素子である。フィードバックループは、制御帯域を100Hz、DCゲインを60dBとした。後者は、静的なコンプライアンスが制御しない場合と比べ、約1/1000となることを示す。

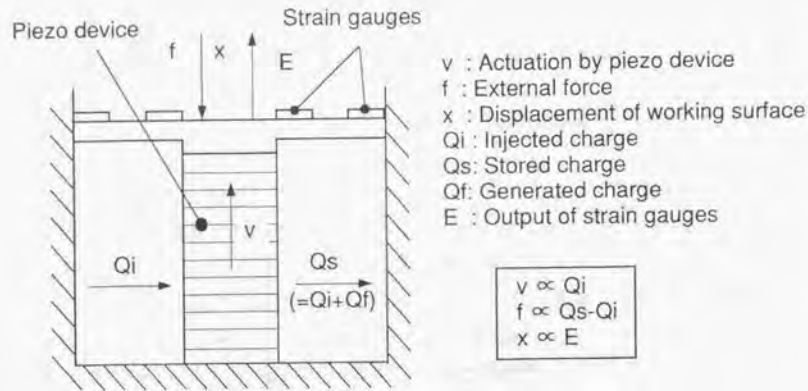


Fig.3-3-1 Configurations of active force sensor with single plate

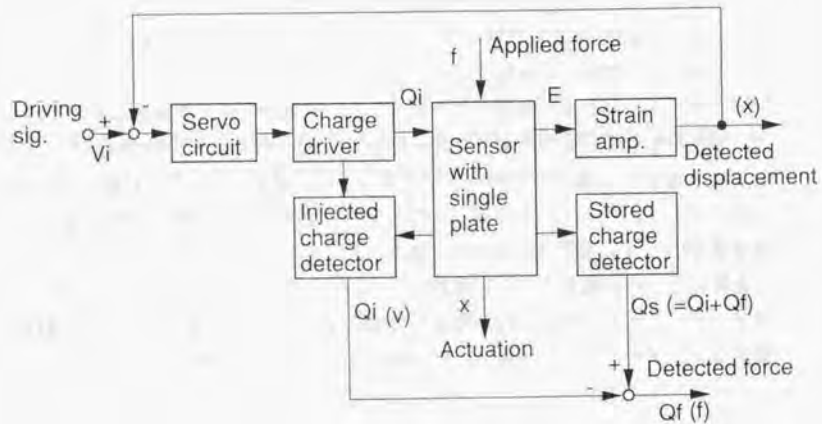


Fig.3-3-2 Block diagram of actuation and detection system for active force sensor with single plate

3-3-2 実験および評価

図3-3-3は、変位検出板形アクティブカセンサにおけるアクチュエーション、変位および力の検出実験の結果である。圧電素子形アクティブカセンサと同様、0.5Hz、 $2\mu\text{mp-p}$ の信号で圧電素子を駆動しながら、途中で50Nの負荷（重り）を受圧面に載せ、再び降ろした場合の、受圧面変位 x と外力 f の検出出力を示している。

受圧面変位 x は、50Nの負荷が加わってもその影響は受けていない。フィードバックループの作用により、負荷が引き起こした圧電素子の変形が、外乱として抑圧されているためである。また歪みゲージで受圧面変位 x の検出を行っているため、圧電素子形アクティブカセンサで生じたような検出出力のドリフトは生じていない。

力の検出出力は、外力 f に応じた出力が得られ、また図ではアクチュエーションからの干渉も見られないが、アクチュエーションの振幅を $10\mu\text{mp-p}$ とすると干渉が見られた。これは外力 f の検出手法が、圧電素子形アクティブカセンサと同じためである。検出出力のドリフト、S/Nについても、圧電素子形アクティブカセンサと同様の結果が得られた。

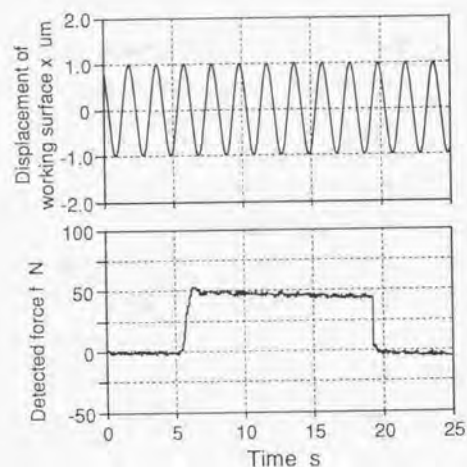


Fig.3-3-3 Actuation and force detection by active force sensor with single plate

3-4 平行平板形アクティブカセンサの検討

3-4-1 動作原理の検討

平行平板形アクティブカセンサは、外力 f および受圧面変位 x を、電荷を用いず歪みゲージを用いて検出する。また圧電素子を電荷ではなく電圧で駆動し、歪みゲージの出力をフィードバックして、駆動電圧に対するアクチュエーションの直線性を確保する。

平行平板形アクティブカセンサの構成を図3-4-1に、変形の様子を図3-4-2に示す。圧電素子の両端に、歪みゲージを貼付した平板が取り付けられている。図に示すように、上側、下側の歪みゲージの出力をそれぞれ E_u 、 E_l とする。図3-4-2(a)のように、圧電素子の伸縮によりアクチュエーションを行うが、受圧面変位 x は、上側の歪みゲージ出力 E_u として検出する。図3-4-2(b)は力の検出を示し、上下の歪みゲージ出力の差 $E_l - E_u$ から外力 f を検出する。差をとることで、アクチュエーションがもたらす力検出出力への干渉を相殺できる。平行平板形アクティブカセンサは、図3-4-2(a)、(b)の2つのモードの重ね合わせで動作する。また、平板部の形状設計によって、外力 f および受圧面変位 x の検出感度を自由に設定できる。さらに、電荷制御を用いないため、ドリフトの少ない安定した動作が期待できる。

図3-4-3に、平行平板形アクティブカセンサを用いて、アクチュエーションと、外力 f と変位 x への検出を同時に行うシステムのブロック図を示す。上下の平板上に貼付された歪みゲージからの信号を取り出すために、ストレインアンプを用いる。上側平板の歪みゲージ出力 E_u から受圧面変位 x を、上側、下側平板の歪みゲージ出力 E_u 、 E_l の差から外力 f を検出する。検出された受圧面変位 x は駆動信号にフィードバックされ、サーボ回路を通して圧電素子を駆動する。このフィードバックループで荷重が引き起こした圧電素子の変形を補償でき、外力に対して高剛性化できる。また、平行平板形アクティブカセンサでは、外力 f の検出も歪みゲージで行うため圧電素子を電荷で駆動する必要はなく、サーボ回路から直接電圧で駆動している。フィードバックループは、変位検出板形アクティブカセンサと同様、制御帯域を100Hz、DCゲインを60dBとした。

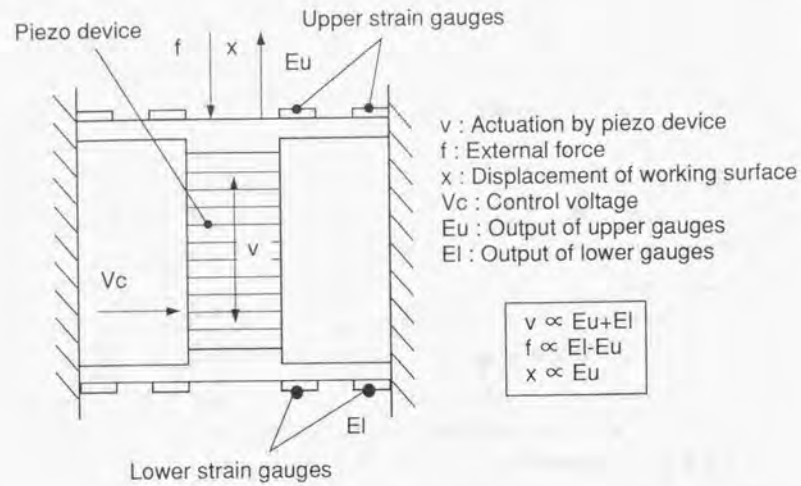


Fig.3-4-1 Configuration of active force sensor with parallel plates

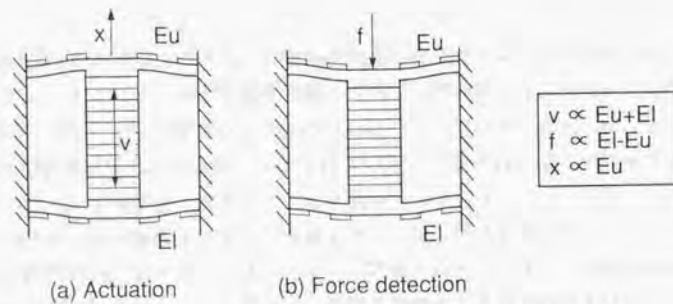


Fig.3-4-2 Deformations of sensor with parallel plates

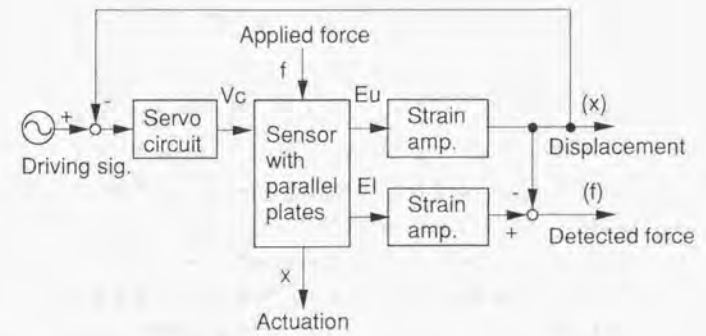


Fig.3-4-3 Block diagram of actuation and detection system for active force sensor with parallel plates

3-4-2 実験および評価

図3-4-4は、平行平板形アクティブ力センサにおけるアクチュエーション、変位および力の検出実験の結果である。圧電素子形アクティブ力センサ、Bと同様、0.5Hz、 $2\mu\text{m-p}$ の信号で圧電素子の駆動を行いながら、途中で負荷を加えた時の結果である。力の検出感度を上げたので、加える負荷を5Nとした。

受圧面変位 x の検出は、5Nの負荷が加わってもその影響は受けていない。また歪みゲージで受圧面変位 x の検出を行っているため、検出出力のドリフトも生じていない。

力の検出は、外力 f に応じた出力が得られ、またアクチュエーションからの干渉も見られない。さらに、アクチュエーションの振幅を可動範囲最大の $6\mu\text{m-p}$ としても、出力に干渉は見られなかった。また、力の検出も歪みゲージで行っているため、出力のドリフトは見られず、圧電素子形アクティブ力センサ、Bに比べて低荷重の検出を行ったにもかかわらず、ノイズは少なかった。

図3-4-5は、いくつかの一定の外力 f を負荷しながらアクチュエーションを行った場合の、受圧面変位と力の検出出力とを示す。受圧面を変位させても検出出力には影響がなく、アクチュエーションと力の検出が独立して行えることを示している。図中の点線は、圧電素子の可動範囲 $6\mu\text{m}$ で制限される、平行平板形アクティブ力センサの動作限界である。

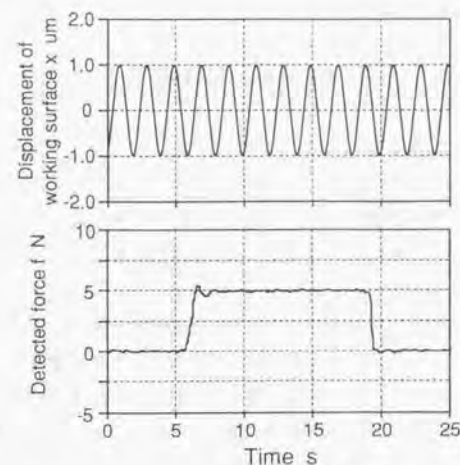


Fig.3-4-4 Actuation and force detection by active force sensor parallel plates

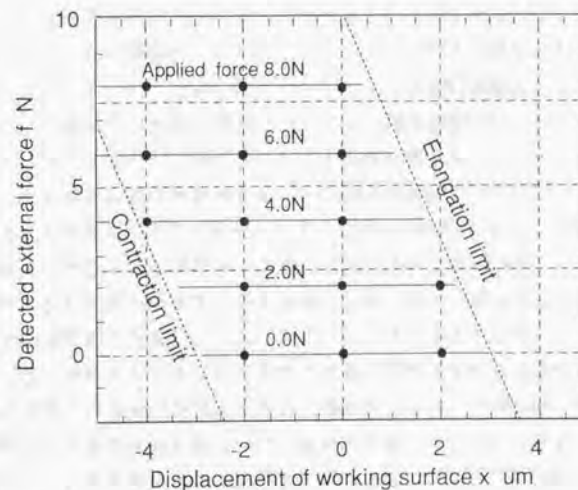


Fig.3-4-5 Force detection characteristics of active force sensor with parallel plates

3-5 アクティブ力センサの機構の総合評価

本章では、圧電素子を用いた3つのタイプのアクティブ力センサについて、動作原理を検討し、特性を評価した。アクティブ力センサに必要な機能、すなわち力の検出、力あるいは変位の発生、受圧面変位の検出、の3つの機能は、基本的には3つのタイプとも実現できた。しかし、それらを実際に使用する時には、それぞれの特性をつかんでおく必要がある。

圧電素子形アクティブ力センサは、構造が簡単であり、加工装置にも簡単に取り付けられる。その反面、力、変位の検出を行うための電気回路が複雑となる。また、電荷のリークによって受圧面変位出力、外力の検出出力にドリフトが生じやすいため、短時間の現象の測定に適する。また外力の検出特性は、感度が圧電素子の特性で決まり、現状の市販品を用いると低荷重ではノイズが目立つ。このセンサは、センサ自身のコンプライアンスが小さいので、大きな荷重の測定に適する。

変位検出板形アクティブ力センサは、構造はやや複雑である。ただし、圧電素子は常に圧縮応力状態で用いる必要があり、このセンサのように変位検出板で予圧をかけた状態で用いるのが望ましい。また、受圧面変位の検出には歪みゲージを用いるため変位出力は安定しているが、外力の検出出力にはドリフトが生じやすく、やはり短時間の現象の測定に適する。また、外力の検出特性は、圧電素子形アクティブ力センサと同様、低荷重ではノイズが目立つ。このセンサも、センサ自身のコンプライアンスが小さいので、大きな荷重の測定に適する。

平行平板形アクティブ力センサは、構造は複雑であるが、電気回路構成は簡単となる。また、受圧面変位や力の検出に歪みゲージを用いるため、長時間の使用に対しても安定である。また、外力の検出特性を平板部の設計によって自由に設定でき、小さな荷重の測定にも対応できる。ただし圧電素子の可動範囲によってセンサの動作範囲が決まるため、実際の使用条件に合わせた設計が必要となる。センサのコンプライアンスも、平板部の設計によって決めることができる。

これらの特性の検討から、通常の用途に用いる場合は、荷重や変位の定格を自由に設定でき、検出出力も安定している平行平板形アクティブ力センサが最も適していると考えられる。しかし荷重が特に大きい場合や、センサに要求されるコンプライアンスが特に小さい場合は、変位検出板形アクティブ力センサが適していると考えられる。

第4章 平行平板形アクティブ力センサの特性の解析

4-1 機構の特徴

本章では、平行平板形アクティブ力センサの機構の分析を行う。

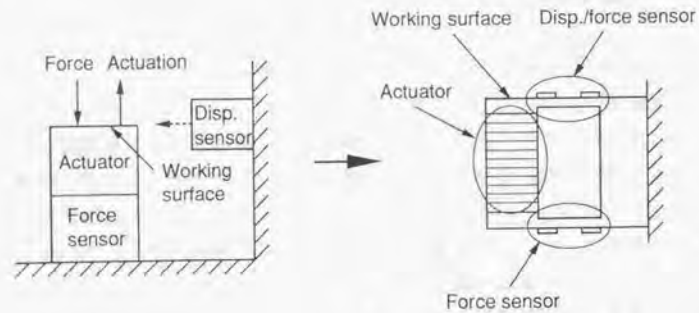
平行平板形アクティブ力センサは、アクティブ力センサに必要な、力の検出、力あるいは変位の発生、受圧面変位の検出、の3つの機構を、圧電素子と、変位検出バネ（歪ゲージを貼付した平板）で実現したものである。必要な機構と平行平板形アクティブ力センサとの対応を、図4-1-1に示す。特徴的なのは、2つの変位検出バネが平行に配置され、「平行平板」構造を形成していることである。なお、力の検出機構と変位の発生機構の配置を変えることで、平行平板形アクティブ力センサには2つの構成が可能である。それらをA形、B形とし、図4-1-1(a)、(b)に示す。これらは、動特性に若干の違いは見られるが、基本的な特性は同等である。

平行平板は、従来から力センサの検出構造として用いられてきた。1方向に変形しやすく、力の分離性が良いからである。この特性は、第2章に示した機械加工からのアクティブ力センサへの要求、すなわち分離性良く背分力だけを検出し、それ以外の方向でのコンプライアンスが小さい、という要求に合致する。

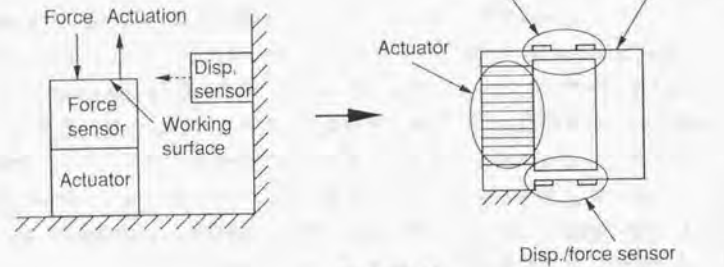
本章では、まず平行平板の機構を分析する。力センサとして用いる場合、力の検出が主目的であるため、力に対する変位、すなわちコンプライアンスや剛性の観点から解析することがなかった。それに対し、アクティブ力センサに用いる場合、力に対する変位、コンプライアンスも考慮して設計する必要がある。そこで、力の検出感度とともに変位の検出感度、コンプライアンスをパラメータとした設計法を検討する。また検出方向だけでなく、あらゆる方向の軸力に対するコンプライアンスを評価する。

次に、平行平板型アクティブ力センサの特性解析を行う。フィードバック系を構成し、コンプライアンス制御を行うためには、センサの静特性、動特性を明らかにしておく必要がある。

最後に、平行平板形アクティブ力センサのプロトタイプを作成し、その特性を評価する。前章では、平行平板形アクティブ力センサの基本特性を確認したが、本章では実際にコンプライアンス制御系を構成し、ネガティブコンプライアンスを含めたコンプライアンスを生成し、総合的に評価する。



(a) Type A



(b) Type B

Fig.4-1-1 Composition of active force sensor with parallel plates

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

4-2 平行平板の機構分析

4-2-1 平行平板の特徴

図4-2-1(a)に、基本的な平行平板を示す。これは、固定ブロックと力の作用する可動ブロックとを、2枚の平行な平板で結んだものである。中央に角穴があいているため、角穴平行平板と呼ばれる。力を受けた時の変形を、図4-2-1(b)に示す。平板の表面の一端には伸び歪、他端には縮み歪が生じ、また反対側の平板にも同様の歪が生じる。この構造にストレインゲージを貼り付け、4枚のゲージでホイートストンブリッジを組むと、求めようとする力成分を検出できる。

平行平板は、次のような特徴を持つ。

- ・図4-2-1(b)に示した力の方向への剛性が低く、他の方向には剛性が高い。
- ・可動ブロックは、図4-2-1(b)に示した力の方向へ、固定ブロックとはほぼ並行に変位する。
- ・変位が微小な領域では、力と変位が比例する。
- ・平板の厚さ、長さ、幅を変えることによって、剛性を自由に設定できる。
- ・一体構造で作れば、ヒステリシスが少ない。
- ・平行平板の機能を保ったまま、構造を変形することが可能である。

平行平板の構造を用いて力を検出する場合、次のような特徴を持つ。

- ・図4-2-1(b)に示した方向の力の検出感度が高く、他の方向の力に対しては検出感度が低い。すなわち図の方向以外の力からの干渉を少なくできる。
- ・平行平板を組み合わせることで、多軸力の検出が可能となる。
- ・材料の弾性範囲内で使う限り、直線性が良くヒステリシスも少ない。
- ・平板の厚さ、長さ、幅を変えることによって、感度を自由に設定できる。
- ・ストレインゲージ以外にも、種々の検出原理との組合せが可能である。
- ・ストレインゲージの貼り方、ブリッジの組み方を工夫することで、多軸力の検出が可能となる。

図4-2-1(b)に示した変形を、平行平板の1次変形と呼ぶ。通常は、この1次変形を用い、1軸方向の力を感度良く分離性良く検出する。またその時、他軸方向の力からの干渉をキャンセルするようにストレインゲージの貼付、配線を行

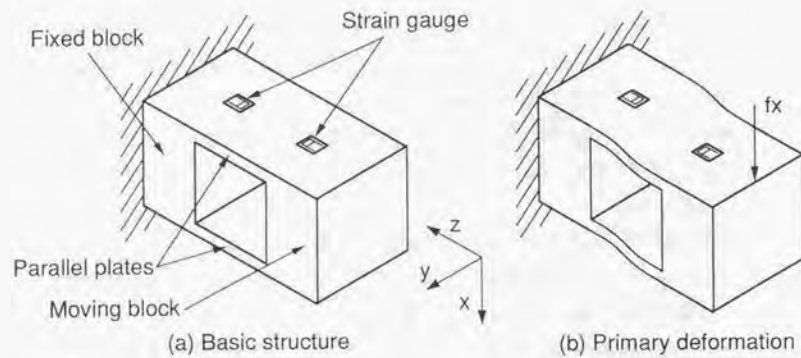


Fig.4-2-1 Parallel plate structure (P.P.S.,rectangular hole)

第4章 平行平板形アクティブ力センサの特性の解析

う。

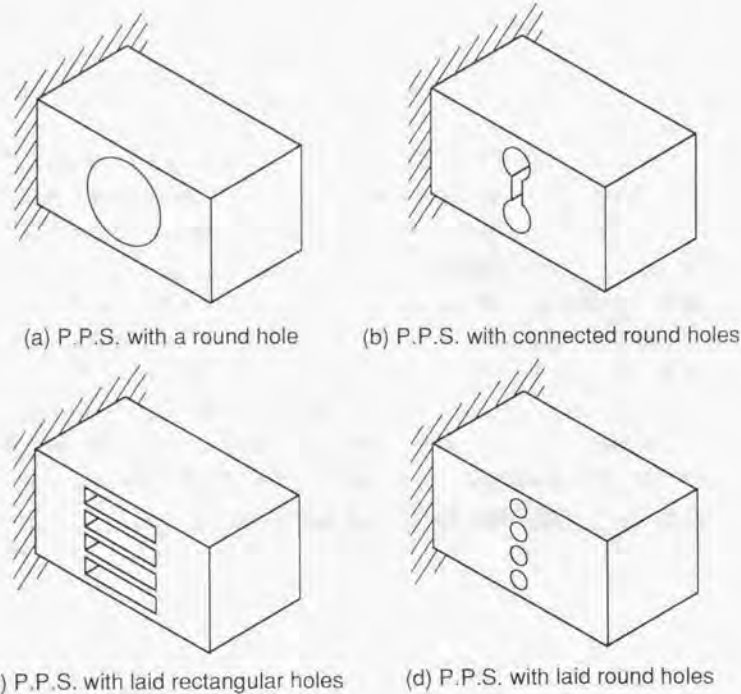
多軸力の検出を行う場合は、これまでは1つの軸力に対して1つの平行平板を持つよう、センサ構造を設計し、各軸力を独立した平行平板で検出していた。しかし本研究では、複数の平行平板の歪ゲージ出力を演算して複数の軸力を検出する方法、一つの平行平板から歪みゲージの貼り方を変えて複数の軸力を検出する方法、について検討する。

図4-2-2に、いくつかの平行平板のバリエーションを示す。

図4-2-2(a)は、丸穴平行平板である。穴の形状が丸いことから、この名で呼ばれる。平行平板の構造体は、ヒステリシスを避けるため一体構造とする。丸穴平行平板は、ドリル等で丸穴をあければいいため、加工が簡単である。そのため、角穴平行平板では角穴をくり抜かなければならないが、丸穴平行平板では丸穴であるため、ドリルで簡単に加工できる。

図4-2-2(b)は、連結丸穴平行平板である。二つの丸穴をあけ、その二つの丸穴を溝で結んだ構造となっている。これも丸穴平行平板と同様、加工の容易さが特徴である。丸穴平行平板と比べ、あける穴の大きさが小さくてすむ。

図4-2-2(c)、(d)は多穴角穴および多穴丸穴平行平板である。複数の角穴あるいは丸穴が列んだ構造であり、普通の平行平板では2枚である平板の枚数が増えている。これらの構造は、平板部板厚の合計が大きくなるため、特に1次変形以外の、ねじれや曲げの2次変形に対する剛性が増す。



(a) P.P.S. with a round hole

(b) P.P.S. with connected round holes

(c) P.P.S. with laid rectangular holes

(d) P.P.S. with laid round holes

Fig.4-2-2 Variations of parallel plate structure

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

4-2-2 平行平板の設計手法および機構分析

平行平板の各部の寸法の記号を図4-2-3(a)、力と変形の記号を図4-2-3(b)に示すように定義する。平行平板を用いた力の検出は、力を変換した変位から力情報を得ている。すなわち平行平板は、力を入力と考えれば力センサであり、同時に変位を入力と考えれば変位センサでもある。

平行平板を設計する場合、力感度 $S(\text{st./N})$ 、変位感度 $D(\text{st./m})$ が仕様として与えられる。力感度 S は単位荷重あたりの歪出力、変位感度 D は単位変位あたりの歪出力である。歪出力は、500 $\mu\text{st.}$ を定格とする。こうすることで、材料の弾性限界より十分低く、また直線性が良い領域を用いることができる。力感度 $S(\text{st./N})$ 、変位感度 $D(\text{st./m})$ が与えられると、歪出力の定格から力および変位の定格が決まる。また、力に対するコンプライアンス $C(\text{m/N})$ は、力感度 S と変位感度 D から求められる。

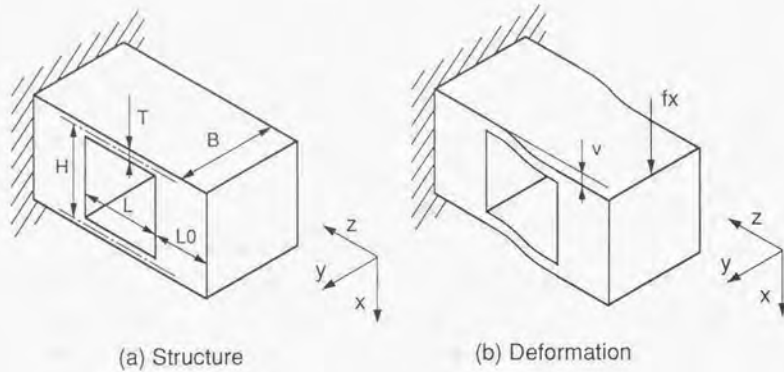
平行平板の構造解析計算は、付録Aに載せる。平行平板における力感度 S 、変位感度 D は、図4-2-3(a)に示した記号を用いて、それぞれ式(4-2-1)、式(4-2-2)の様に与えられる。またコンプライアンス C は式(4-2-3)、コンプライアンス C と力感度 S 、変位感度 D との関係は式(4-2-4)で与えられる。

力感度 S 、変位感度 D が与えられた場合、平行平板の長さ $L(\text{m})$ 、幅 $B(\text{m})$ 、板厚 $T(\text{m})$ のうち、独立な変数となるのは一つである。板厚 T を変数とした場合、長さ L 、幅 B はそれぞれ式(4-2-5)、式(4-2-6)で与えられる。

実際の平行平板の寸法がどうなるか、実用によく用いられる感度を用いて検討する。以下、材料はジュラルミンを用いるとし、ヤング率は $7 \times 10^{10}(\text{N/m}^2)$ とする。

図4-2-4は、変位感度 D を100($\mu\text{st./um}$)で一定とし、力感度 S をパラメータに0.5~500($\mu\text{st./N}$)と変化させたときの、板厚 T に対する長さ L および幅 B である。変位感度 D が100($\mu\text{st./um}$)というのは定格変位が5(μm)であること、力感度 S が0.5~500($\mu\text{st./N}$)というのは力の定格が1000~1(N)であることを意味する。同じ力感度 S の長さ L と幅 B の交点に○をつけてある。この交点は、長さ L と幅 B が同じになる点である。実際に平行平板を設計するときには、板厚 T 、長さ L 、幅 B が適当な寸法になる点を選べばよい。例えば、力感度 S を10($\mu\text{st./N}$)とする場合、板厚 T が1.5(mm)ならば、長さ L 、幅 B はともに約7(mm)、板厚 T が1.0(mm)ならば、長さ L 、幅 B はそれぞれ約5(mm)、12(mm)となる。

図4-2-4では、長さ L は一本の線上にあり、力感度 S によらない。これは、板厚 T と長さ L との関係は、変位感度 D だけによって決まることを意味する。また、



(a) Structure

(b) Deformation

Fig.4-2-3 Definition of symbols

$$S = \frac{\epsilon}{fx} = \frac{3L}{2EBT^2} \quad (\text{st./N}) \quad (4-2-1)$$

$$D = \frac{\epsilon}{v} = \frac{3T}{L^2} \quad (\text{st./m}) \quad (4-2-2)$$

$$C = \frac{v}{fx} = \frac{L^3}{2EBT^3} \quad (\text{m/N}) \quad (4-2-3)$$

$$C = \frac{S}{D} \quad (\text{m/N}) \quad (4-2-4)$$

$$L = \sqrt{\frac{3T}{D}} \quad (\text{m}) \quad (4-2-5)$$

$$B = \frac{3L}{2ET^2S} \quad (\text{m}) \quad (4-2-6)$$

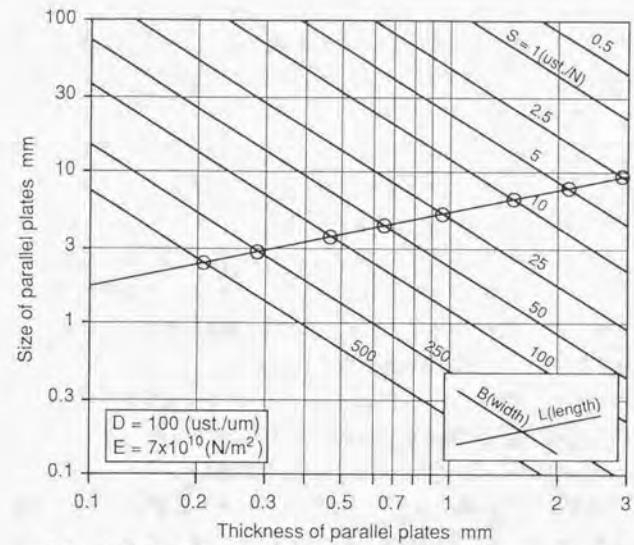


Fig.4-2-4 Sizes of parallel plates (D = const.)

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

○のついた交点を見ていくと、力感度Sが小さくなるにつれて右の方へずれていく。交点では、板厚を除いた形状が相似である。従って力感度Sを小さくすると形状は大きくなり、また板厚も厚くなる。

図4-2-5は、力感度Sを10(ust./N)で一定とし、変位感度Dをパラメータとして5~5000(ust./um)と変化させたときの、板厚Tに対する長さLおよび幅Bである。力感度Sが10(ust./N)というのは力の定格が50(N)であること、変位感度Dが5~5000(ust./um)というのは定格変位が100~0.1(um)であることを意味する。変位感度Dを変えると、長さLと幅Bも異なった直線となる。交点の位置は、板厚約1.5(mm)で一定である。これは変位感度Dを小さくしていくと形状は大きくなるが、板厚Tは変化しない事を示す。

図4-2-6は、コンプライアンスCを0.1(um/N)で一定とし、力感度Sをパラメータとして0.5~500(ust./N)と変化させたときの(あるいは変位感度Dをパラメータとして5~5000(ust./um)と変化させたときの)、板厚Tに対する長さLおよび幅Bである。コンプライアンスCが0.1(um/N)というのは平行平板の剛性が10(N/um)で一定であること、力感度Sが0.5~500(ust./N)というのは力の定格が1000~1(N)であることを意味する。力感度Sを変えると、長さLと幅Bも異なった直線となる。力感度Sを小さくしていくと形状は大きくなる。

平行平板は、図4-2-3(b)に示したfxによる一次変形だけではなく、fx以外の軸力に対しても変形を起こす。fx以外の軸力に対する変形を2次変形と呼ぶ。2次変形の様子を図4-2-7に示す。平行平板を力センサに用いるためには、1次変形だけでなく2次変形の大きさも評価しておく必要がある。一般に、2次変形の大きさ、すなわち2次の軸力に対するコンプライアンスは小さい方が望ましい。そこでfxに対するコンプライアンスを一定とし、fx以外の軸力に対するコンプライアンスの評価を行った。詳しい計算は付録Aに載せ、ここでは結果を示す。

図4-2-8は、fxに対するコンプライアンスCfxを0.1(um/N)とし、力感度Sをパラメータとして0.5~500(ust./N)と変化させたときの(あるいは変位感度Dをパラメータとして5~5000(ust./um)と変化させたときの)、板厚Tに対する平行平板のfy方向のコンプライアンスである。比較として、fx方向のコンプライアンスCfxも載せてある。以下、図4-2-12まで、コンプライアンスCfxは0.1(um/N)、パラメータは力感度Sをとり0.5~500(ust./N)と変化させている。

図4-2-8によれば、力感度Sを大きくすると、すなわち力の定格を小さくするとコンプライアンスCfyは大きくなり、コンプライアンスCfxよりも大きくなる

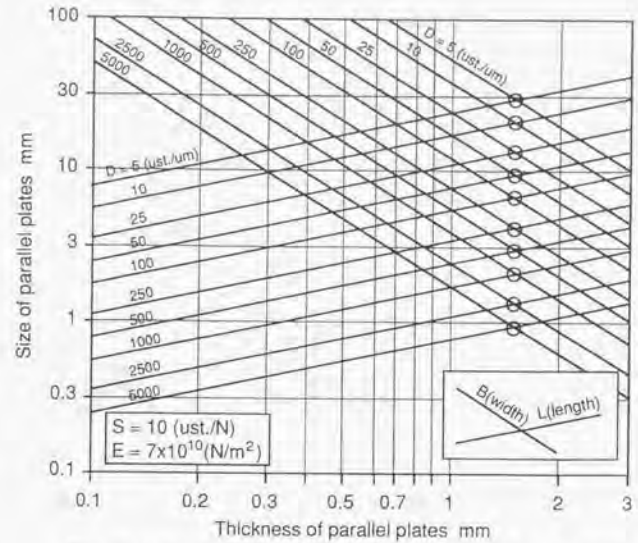


Fig.4-2-5 Sizes of parallel plates (S = const.)

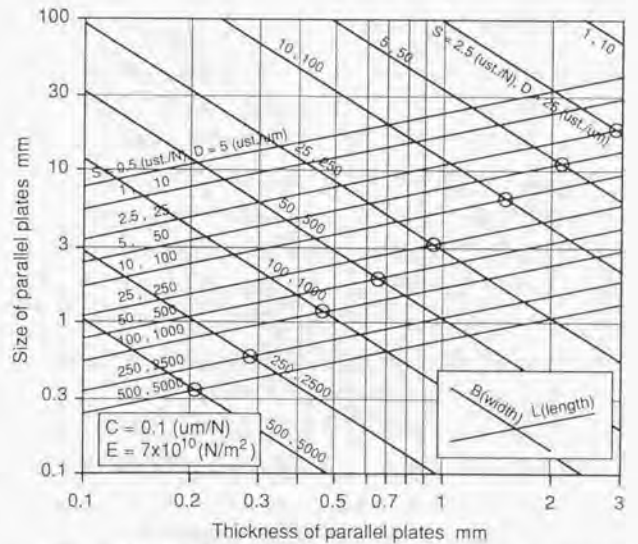


Fig.4-2-6 Sizes of parallel plates (C = const.)

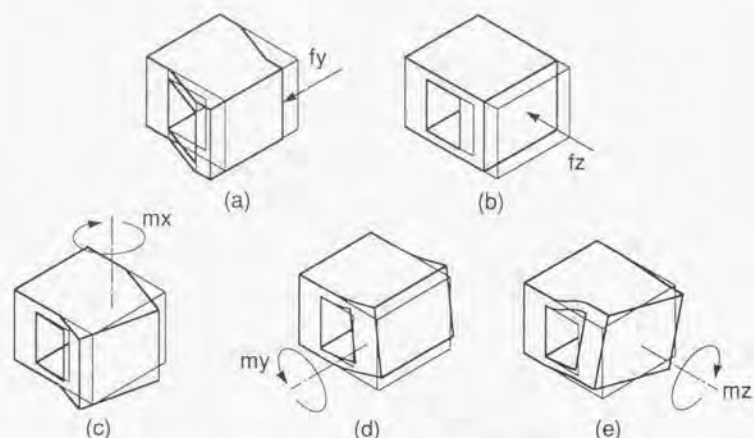
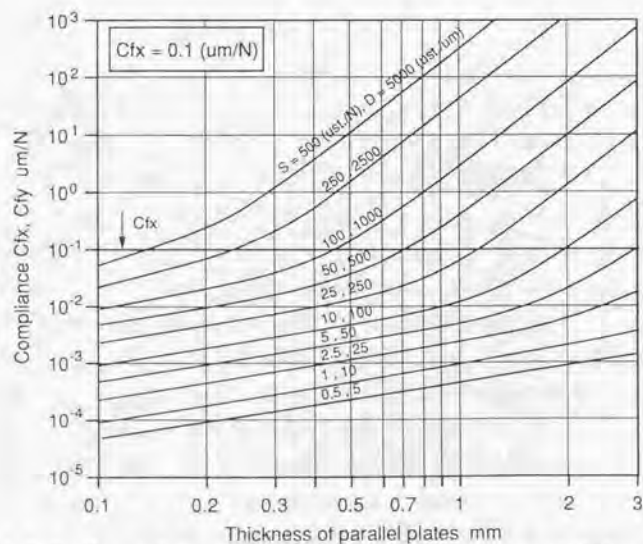


Fig.4-2-7 Secondary deformations of parallel plate structure

Fig.4-2-8 Compliance of parallel plates in y-axis ($C_{fx} = \text{const.}$)

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

ことがある。これは f_x 方向より f_y 方向に柔であることを示す。同じ力感度なら、平行平板の板圧を小さくした方がコンプライアンス C_{fy} を小さくすることができる。図4-2-6を合わせると、平行平板の板圧を小さくすると平板の幅 B が大きく、平板の長さ L が小さくなることから、直感的に理解できる。コンプライアンス C_{fy} の線は、途中でその傾きが変化する。これは、平行平板の支配的な変形モードが、せん断による変形から曲げによる変形に変わるからである。傾きの緩い範囲に設計の方がコンプライアンスを小さくでき望ましい。

図4-2-9は、平行平板の f_z 方向のコンプライアンス C_{fz} である。比較として、 f_x 方向のコンプライアンス C_{fx} も載せてある。力感度 S を大きくすると、すなわち小さな力を検出しようとする力感度を小さくするとコンプライアンス C_{fz} は大きくなり、コンプライアンス C_{fx} よりも大きくなることもある。しかし、図4-2-8のコンプライアンス C_{fy} に比べ、コンプライアンス C_{fz} は小さい。これは f_z 方向の方が f_y 方向より剛であることを示す。またコンプライアンス C_{fz} の線は、一定で変化しない。これは、平行平板の z 方向の変形モードが、変化しないからである。

図4-2-10は、平行平板の x 軸周りのコンプライアンス C_{mx} である。力感度 S を大きくすると、すなわち力の感度を小さくするとコンプライアンス C_{mx} は大きくなり、柔となる。力感度 S の変化に対して、その4乗でコンプライアンス C_{mx} は変化するため、力感度 S を可能な範囲で小さく設定するのが望ましい。また、同じ力感度 S でも、板厚の変化に対しても4乗でコンプライアンスが変化する。同じ力感度 S なら、なるべく板圧を薄く設計することが望ましい。

図4-2-11は、平行平板の y 軸周りのコンプライアンス C_{my} である。平板の間隔 H は、平板の幅 B 、板厚 T に対して、 $H=B+T$ とした。平板の間隔 H を一定としなかったのは、平板の幅 B に応じて間隔も変化させることで、形状をほぼ正方形断面の角柱に保つためである。一定とすると、平板の幅 B の変化によって、異なった形状になってしまうからである。コンプライアンス C_{mx} と同様、力感度 S の変化に対し4乗でコンプライアンス C_{my} は変化し、力感度 S を大きくするとコンプライアンス C_{my} は大きくなり、柔となる。また、板厚の変化に対しても4乗でコンプライアンスが変化する。ただし、板厚 T の増加に対し、コンプライアンス C_{my} は減少に転じる。これは平板の間隔 H を $H=B+T$ としたため、板厚が厚くなると板厚 $2T$ の平板の曲げに近づくからである。

図4-2-12は、平行平板の z 軸周りのコンプライアンス C_{mz} である。平板の間隔 H は、平板の幅 B 、板厚 T に対して、 $H=B+T$ とした。やはり、力感度 S の変化に

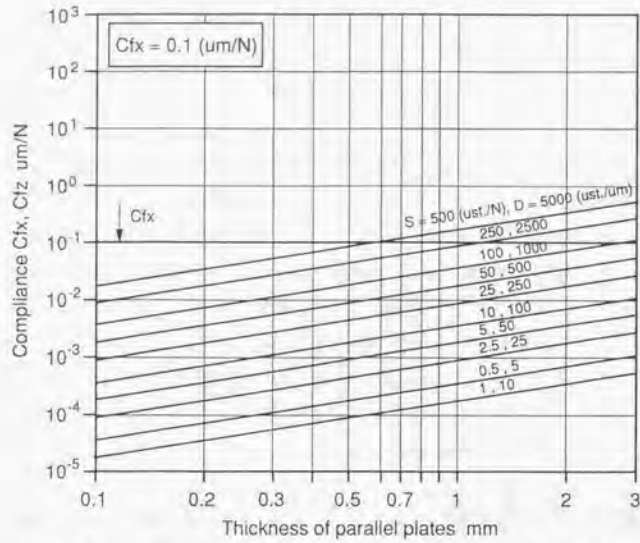


Fig.4-2-9 Compliance of parallel plates in z-axis ($C_{fx} = \text{const.}$)

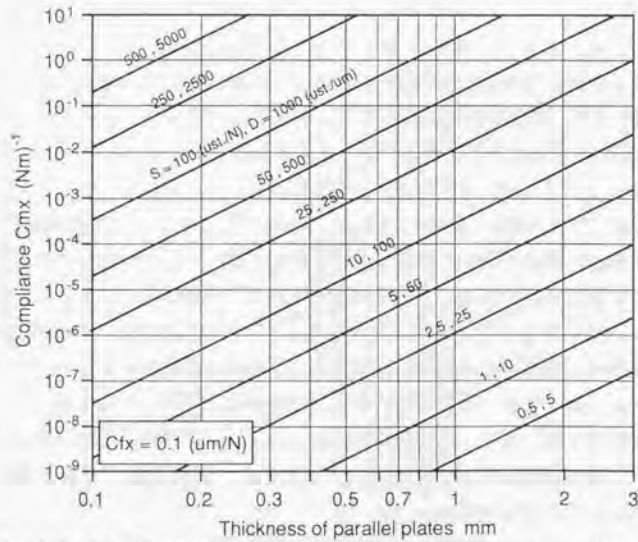


Fig.4-2-10 Compliance of parallel plates around x-axis ($C_{fx} = \text{const.}$)

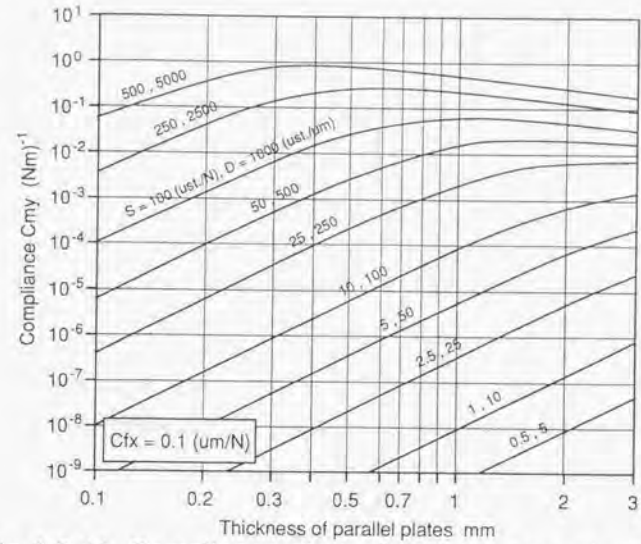


Fig.4-2-11 Compliance of parallel plates around y-axis ($C_{fx} = \text{const.}$)

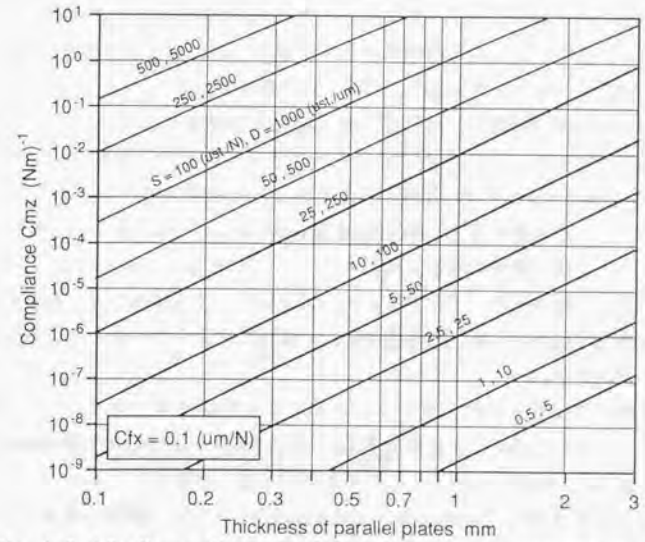


Fig.4-2-12 Compliance of parallel plates around z-axis ($C_{fx} = \text{const.}$)

対し4乗でコンプライアンス C_{mx} は変化し、力感度 S を大きくするとコンプライアンス C_{my} は大きくなり、柔となる。また、板厚の変化に対しても4乗でコンプライアンスは変化する。

以上で述べたように、2次変形を引き起こす力に対するコンプライアンスの評価結果をまとめると、次のようになる。平行平板の設計では、平板の板厚を薄くする方が2次の軸力に対するコンプライアンスが小さくなる、すなわち2次変形を小さくすることができる。 f_x 以外の2次の力に対するコンプライアンスは、力感度を上げていくと f_x の1次の力に対するコンプライアンスよりも大きくなることがある。特に2次のモーメントに対するコンプライアンスは、力感度を上げていくと4乗で大きくなる。従って、力を測定するのに必要かつ十分な範囲で、なるべく力感度を低くすることが望ましい。

平行平板を用いた「平行平板形」力センサは、一般の梁を用いた「ビーム形」力センサに比べていくつかの優位点を持っている。その中の2次の力に対するコンプライアンスが小さい（剛性が高い）点を、数値的に評価しておく。図4-2-13に、平行平板形とビーム形の基本的な検出構造を示す。平行平板形は2枚の平板、ビーム型は1枚の平板を用いて、表面歪を検出して力の検出を行う。

図4-2-13(a)の平行平板形の、1次の力 f_x に対する力感度 S 、コンプライアンス C は、それぞれ式(4-2-7)、式(4-2-8)で表すことができる。同様に、図4-2-13(b)のビーム形の、1次の力 f_x に対する力感度 S 、コンプライアンス C は、それぞれ式(4-2-9)、式(4-2-10)で表すことができる。平行平板形とビーム形は、平板の幅 B と長さ L は同じで、板厚 T のみ異なり、それぞれ T_p 、 T_b とする。力感度が両者で同じとなるとすると、 $T_b=2T_p$ の関係がある。すなわち、平行平板形とビーム形では、平板の板厚の合計は同じとなる。このとき、 $T_b=2T_p$ を式(4-2-10)に代入すると式(4-2-9)となり、コンプライアンスは等しいことがわかる。以上の結果から、1次の力 f_x に対しては、力感度が等しければ、コンプライアンス（剛性）も等しいことがわかる。

2次の力に対しての、コンプライアンスを評価する。以下、平行平板形とビーム形の1次の力に対する感度は等しいとし、板厚には $T_b=2T_p$ の関係があるとする。軸力 f_y 、 f_z に対するコンプライアンスは、平板の断面積が等しいため、平行平板形とビーム形で等しくなる。モーメント m_x についても、断面二次モーメントが等しいため、平行平板形とビーム形で等しくなる。

モーメント m_y について、ビーム形のコンプライアンス C_{my} の計算結果を図4

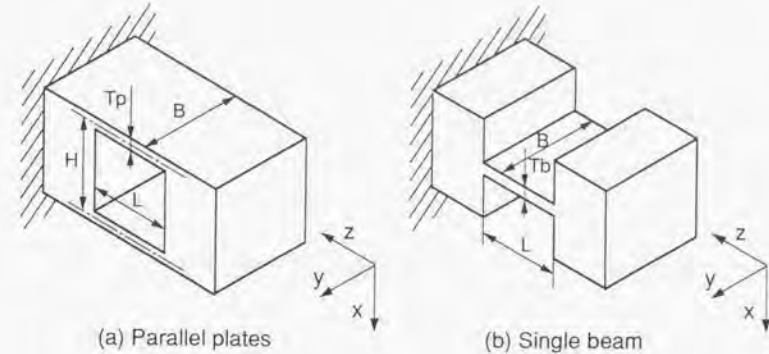


Fig.4-2-13 Force sensing structure by parallel plates and a single beam

$$S = \frac{\epsilon}{f_x} = \frac{3L}{2EBT_p^2} \quad (\text{st./N}) \quad (4-2-7)$$

$$C = \frac{v}{f_x} = \frac{L^3}{2EBT_p^3} \quad (\text{m/N}) \quad (4-2-8)$$

$$S = \frac{\epsilon}{f_x} = \frac{6L}{EBT_b^2} \quad (\text{st./N}) \quad (4-2-9)$$

$$C = \frac{v}{f_x} = \frac{4L^3}{EBT_b^3} \quad (\text{m/N}) \quad (4-2-10)$$

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

図4-2-14に示す。平板の間隔Hは、平板の幅B、板厚Tに対して、 $H=B+T$ とした。1次の力 f_x に対するコンプライアンス C_{fx} は、 $0.1(\mu\text{m}/\text{N})$ とした。また平行平板形のコンプライアンス C_{my} も比較のために載せるが、これは図4-2-11と同じものである。板厚が小さい領域では、コンプライアンス C_{my} はビーム形が平行平板形に比べ大きい。これは、ビーム形の方が柔であること、すなわち剛性が低いことを示す。ビーム形のコンプライアンス C_{my} は平行平板形のそれを下回ることはないが、板厚が大きくなると両者は一致する。これは、図4-2-6で見たように板厚Tが大きくなると幅Bが小さくなり、平行平板の間隔が狭くなるため、1枚の平板の曲げ変形に近づくからである。

ビーム形では、板厚Tを大きくした方がコンプライアンス C_{my} は小さくできる。コンプライアンス C_{my} の変化は、力感度Sの変化に比例する。それに対して平行平板形では、板厚Tを小さくした方がコンプライアンス C_{my} を小さくできる。コンプライアンス C_{my} の変化は、力感度Sの変化の4乗に比例する。図4-2-14からわかるように、平行平板形の方がビーム形より、コンプライアンス C_{my} をずっと小さく、すなわちy軸周りの剛性をずっと大きくすることができる。

モーメント m_z について、ビーム形のコンプライアンス C_{mz} の計算結果を図4-2-15に示す。平板の間隔Hは、平板の幅B、板厚Tに対して、 $H=B+T$ とした。1次の力 f_x に対するコンプライアンス C_{fx} は、 $0.1(\mu\text{m}/\text{N})$ とした。また平行平板形のコンプライアンス C_{mz} も比較のために載せるが、これは図4-2-12と同じものである。コンプライアンス C_{mz} は、ビーム形が平行平板形に比べ大きい。これは、ビーム形の方が柔であること、すなわち剛性が低いことを示す。ただし、図4-2-14のコンプライアンス C_{my} ほど大きな差はない。ビーム形のコンプライアンス C_{mz} は平行平板形のそれを下回ることはないが、板厚が大きくなると両者は一致する。これは、コンプライアンス C_{my} と同様、板厚Tが大きくなると幅Bが小さくなり、平行平板の間隔が狭くなるため、1枚の平板のねじり変形に近づくからである。

ビーム形、平行平板形とも、板厚Tを小さくした方がコンプライアンス C_{mz} を小さくできる。コンプライアンス C_{my} の変化は、ビーム形が力感度Sの変化の3乗、平行平板形が力感度Sの変化の4乗に比例する。図4-2-15からわかるように、平行平板形の方がビーム形より、コンプライアンス C_{my} を小さく、すなわちy軸周りの剛性を大きくすることができる。

このように、平行平板形のビーム形に対する比較で最も優位な点は、モーメン

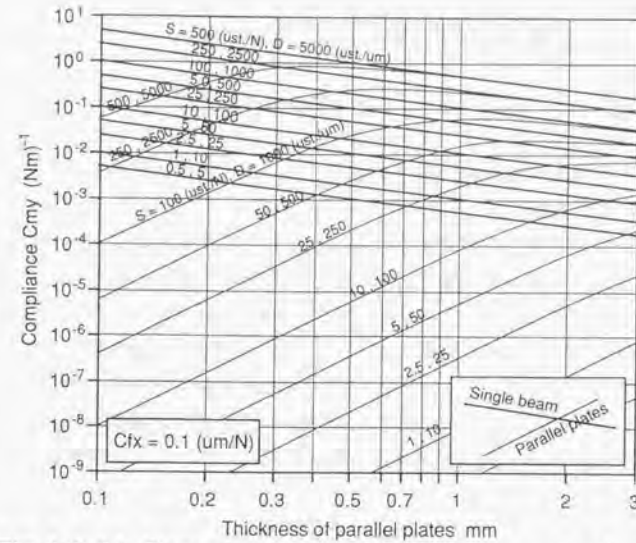


Fig.4-2-14 Compliance of a single beam around y-axis (Cfx = const.)

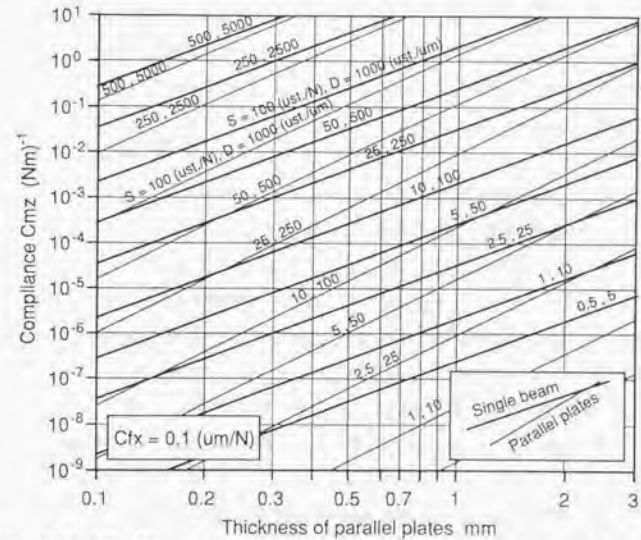


Fig.4-2-15 Compliance of a single beam around z-axis (Cfx = const.)

ト my に対するコンプライアンス C_{my} を大きくできることである。またモーメント mz に対するコンプライアンス C_{mz} が大きいことも、優位な点である。これらの結果は、平行平板の可動部が平行に変位する、ということの意味しており、実際に力の測定を行う際、大きな優位点である。一般に、1次の力 f_x を測定する場合、力の着点力は平板部より離れた点にくることが多く、また着点力が平板中央線よりずれることもある。その場合、検出部には力 f_x と同時に、モーメント my あるいはモーメント mz がかかることになる。平行平板形では、コンプライアンス C_{my} 、 C_{mz} が小さいため、着点力の変位はコンプライアンス C_{fx} によるものだけになる。それに対してビーム形では、コンプライアンス C_{my} 、 C_{mz} が大きいいため、これらのモーメントによる変位とコンプライアンス C_{fx} による変位とが重畳されて着点力の変位となる。その結果、着点力が大きく変位すると、測定する系自体を乱し、測定が正確でなくなるので好ましくない。

4-3 特性の解析

4-3-1 静特性の解析

アクティブカセンサでは、受圧面変位を位置制御し、つまり力の大きさに応じて受圧面変位を変えることで任意のコンプライアンスを実現する。本項では、平行平板形アクティブカセンサを用いてコンプライアンスを制御することを目的とし、変位および力の検出特性、変位あるいは力の発生特性の検討を行なう。

図4-3-1(a)、(b)は、特性の解析をするための平行平板形アクティブカセンサA形およびB形のモデルである。系への入力は、外力 f および圧電素子の伸縮量 x であり、出力は、上下の平板の変位 y および z である。圧電素子は変位 x を発生させるアクチュエータとしてモデル化してある。一般的に、アクチュエータは指令値に応じた力を発生するものが多く、その2回積分が変位となる。それに対して圧電素子は、通常の使用法(素子の共振点よりずっと低い周波数で用いる)では、指令値に応じた変位を直接発生することのできる、数少ないアクチュエータの一つである。圧電素子自体の質量は、上下の台座の質量 m 、 n に含まれるものとする。通常、上下の平板の剛性はほとんど等しく設計し、これを k とする。またA形については受圧部に工具等が取り付けられるため、 $m \gg n$ とする。なお各変数の符号は、図4-3-1に示した通りとする。はじめに本節で静的な特性を検討し、次節で動的な特性を検討する。

静特性とは、系に入力が加わってから十分長い時間が経過した後の、入力に対する系の状態を示す応答である。厳密に言えば無限の時間経過後ということになるが、実用上は、系の最小の共振点の1/10以下の低い周波数の入力に対しては、静的な解析結果を用いても問題ない。

入力が外力 f および圧電素子伸縮量 x であるため、静的な解析では質量の掛かる項、時間の掛かる項は無視する。力の釣り合いを考えると、アクティブカセンサA形およびB形とも同じ結果となり、式(4-3-1)が得られる。この式を、外力 f および圧電素子伸縮量 x を入力として解くと、式(4-3-2)~(4-3-5)式と変形することができる。

(4-3-2)は、外力に対する受圧面変位の応答であり、剛性の逆数すなわちコンプライアンスを表す。(4-3-3)は、外力に対する力の検出出力の応答であり、力センサとしての検出特性を表す。(4-3-4)は、圧電素子の伸縮に対する受圧面変位の応答であ

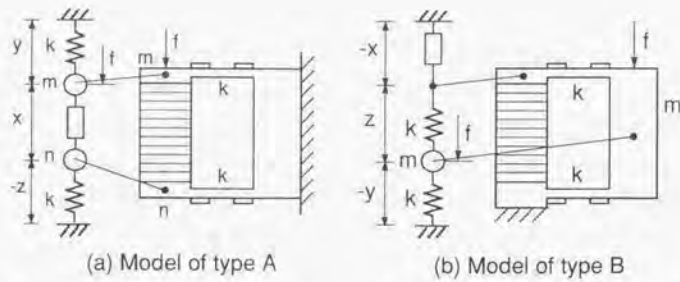


Fig.4-3-1 Models for analyses of dynamic characteristics

$$\begin{cases} f = k(y+z) \\ x+y-z=0 \end{cases} \quad (4-3-1)$$

$$\frac{y}{f} = \frac{1}{2k} - \frac{1}{2} \cdot \frac{x}{f} \quad (4-3-2)$$

$$\frac{y+z}{f} = \frac{1}{k} \quad (4-3-3)$$

$$\frac{y}{x} = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2k} \cdot \frac{f}{x} \quad (4-3-4)$$

$$\frac{y+z}{x} = \frac{1}{k} \cdot \frac{f}{x} \quad (4-3-5)$$

第4章 平行平板形アクティブ力センサの特性の解析

り、アクチュエーションの制御性を表す。(4-3-5)は圧電素子の伸縮に対する力の検出特性の応答であり、圧電素子によるアクチュエーションが力の検出出力に及ぼす干渉を表す。 x/f またはその逆数の掛かった項は、力 f に応じて圧電素子の伸縮 x を制御するような、 x と f の間に相関がある場合の影響を表す項である。たとえば、外力 f に応じて圧電素子の伸縮 x を発生させ、コンプライアンスの制御を行う場合には、これらの項が影響してくる。これについては次節で解析する。

x と f の間に相関がない場合、 x/f またはその逆数の掛かった項は無視することができ、これらの式は簡単になる。(4-3-2)のコンプライアンスは $1/2k$ となり、これは上下2枚の平板による剛性の逆数である。(4-3-3)の力の検出出力は、 $1/k$ の一定の感度を持つ。(4-3-4)は、圧電素子の伸縮量 x の $1/2$ が受圧面変位となることを示す。(4-3-5)のアクチュエーションの力の検出出力に及ぼす干渉は、0となる。

外力 f に応じて圧電素子の伸縮量 x を変化させ、センサのコンプライアンスを制御する場合には、 x/f またはその逆数の掛かった項も考慮する必要がある。外力 f に応じて、圧電素子に式(4-3-6)の制御則に従う伸縮量 x を与えたとする。ただし a は比例定数、 k は平板の剛性である。パラメータ $a=0$ は、外力に応じた圧電素子の伸縮を行わないことを意味し、 $a>0$ は外力が印加されると圧電素子を伸ばし、 $a<0$ は逆に圧電素子を縮めることを意味する。

式(4-3-6)を式(4-3-2)~(4-3-5)に代入すると、式(4-3-7)~(4-3-10)のように表すことができる。センサのコンプライアンスは、式(4-3-7)に示すとおり変化する。 $a<1$ では、通常のコンプライアンスであり、外力 f の方向に受圧面変位 y が発生する。 $a=1$ では、コンプライアンスは0となり、外力 f を受けても受圧面変位 y が発生しない、すなわち剛性が無限大になることを示す。ただし後述のように、実際にはサーボ回路におけるDCゲイン分だけ剛性が大きくなる。 $a>1$ では、通常とは逆のネガティブなコンプライアンスとなり、外力 f を受けた方向と逆の方向に受圧面変位 y が発生することを示す。式(4-3-8)の外力の検出特性は、式(4-3-3)と変わらず、 $1/k$ の一定の感度を持つ。式(4-3-9)の受圧面の制御性は、たとえば $a=1$ で0となり、圧電素子の伸縮 x にかかわらず受圧面変位 y が変化しないことを示す。式(4-3-10)は、式(4-3-6)の制御条件下では、力の検出出力と圧電素子の伸縮量 x が常に $1/a$ と一定の比となることを示す。

パラメータ a によって、センサの変形が変わる様子を模式的に示したものが図4-3-2である。 $a=0$ の場合は圧電素子の伸縮を行わないため、コンプライアンスは上下2枚の平板による平行平板構造のコンプライアンスとなる。 $a<0$ では、外力

$$\frac{x}{f} = \frac{a}{k} \quad (4-3-6)$$

$$\frac{y}{f} = \frac{1-a}{2k} \quad (4-3-7)$$

$$\frac{y+z}{f} = \frac{1}{k} \quad (4-3-8)$$

$$\frac{y}{x} = \frac{1-a}{2a} \quad (4-3-9)$$

$$\frac{y+z}{x} = \frac{1}{a} \quad (4-3-10)$$

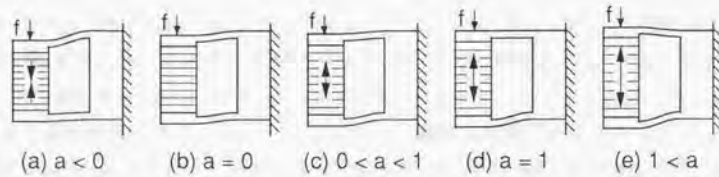


Fig.4-3-2 Deformations of active force sensor

$$\frac{f}{y} = 2k + k \cdot \frac{x}{y} \quad (4-3-11)$$

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

に応じて圧電素子が縮むため、コンプライアンスは平行平板構造のものより大きくなる。 $0 < a < 1$ では、外力に応じて圧電素子が伸びるため、コンプライアンスは平行平板構造のものより小さくなる。 $a=1$ では圧電素子は大きく伸び、ちょうどコンプライアンスは0となり、力を受けても受圧面は変位しない。 $a > 1$ では、圧電素子はさらに大きく伸び、ネガティブなコンプライアンスとなる。すなわち、力を受けると逆の方向に受圧面は変位する。

これまで解析してきた式は、アクティブカセンサの受圧面に外力 f を加えたときの応答として導いてきた。それに対して式の形を変えると、受圧面に変位 y を与え、力 f を発生させるという応答を導くこともできる。これはセンサが、剛性の高い外部環境と接触している場合に相当する。これは系に対する入力を受圧面変位 y および圧電素子の伸縮量 x とし、出力を下の平板の変位 z および外力 f と考えた場合に相当する。

受圧面変位 y に対する発生力 f の関係を式(4-3-11)に示す。第2項は、受圧面変位 y に応じて圧電素子の伸縮 x を行った場合の影響を表す。圧電素子の伸縮を行わない場合は第2項は無視することができ、式(4-3-11)は $2k$ となる。これは上下の平板の剛性に相当し、受圧面変位 y に応じて $2ky$ の力を発生することと示す。圧電素子の伸縮を行う場合、式(4-3-11)の第2項によって力の発生特性を変化させることができる。 $x/y=2$ とした場合、剛性が2倍となり発生力を2倍とすることができる。逆に $x/y=-2$ とした場合、 $f/y=0$ となる。これは受圧面変位 y を変化させても、発生力 f が変化しない、すなわち発生力が一定であることを意味する。これは、コンプライアンス無限大の状態である。

4-3-2 動特性の解析

本節では、平行平板形アクティブ力センサの動特性を解析する。動特性解析の目的は、時間依存性を持つ入力を加えたときのセンサの応答特性を把握すること、あるいは前節で静特性の解析を行ったが、どれくらいの周波数の現象まで、静特性解析のモデルで近似できるか、を明確にするためである。

動特性の解析のためのセンサのモデルは、図4-3-1(a)、(b)と同じである。系への入力は、外力 f および圧電素子の伸縮量 x であり、出力は、上下の平板の変位 y および z である。静特性解析と同様、圧電素子は変位 x を発生させるアクチュエータとしてモデル化してある。これは圧電素子の自己共振周波数は数十kHz～100kHzであり、センサの機械的な共振周波数に対し十分高く、解析に影響を与えないためである。静特性の解析と同様に、圧電素子自体の質量は上下の台座の質量 m 、 n に含まれるとする。上下の平板の剛性はほとんど等しく設計し、これを k とする。またA形は、受圧部に工具等が取り付けられるため、 $m \gg n$ とする。なお各変数の符号は、図4-3-1に示した通りとする。

動特性の解析では、質量の掛かる項、時間の掛かる項は無視することができない。運動方程式を立てると、アクティブ力センサA形およびB形について、それぞれ式(4-3-12)、式(4-3-13)が得られる。式(4-3-12)中の f' は、圧電素子から m 、 n が受ける力であり、内力である。これらの式を、静特性の解析と同様に外力 f および圧電素子伸縮量 x を入力として解くと、A形については式(4-3-14)～(4-3-17)、B形については式(4-3-18)～(4-3-21)が得られる。ただし、 X 、 Y 、 Z 、 F は、それぞれ変位量 x 、 y 、 z 、外力 f をラプラス変換したものであり、 s はラプラス演算子である。A形の式(4-3-14)～(4-3-17)は、 $m \gg n$ として n を省略すると、B形の式(4-3-18)～(4-3-21)と同じとなる。以下の解析では、B形の式(4-3-18)～(4-3-21)を用いる。

各式の意味は、静特性の解析の場合と同様である。(4-3-18)は、外力に対する受圧面変位の応答であり、剛性の逆数すなわちコンプライアンスを表す。(4-3-19)は、外力に対する力の検出出力の応答であり、力センサとしての検出特性を表す。(4-3-20)は、圧電素子の伸縮に対する受圧面変位の応答であり、アクチュエーションの制御性を表す。(4-3-21)は圧電素子の伸縮に対する力の検出特性の応答であり、圧電素子によるアクチュエーションが力の検出出力に及ぼす干渉を表す。 X/F またはその逆数の掛かった項は、 X と F の間に相関がある場合の影響を表す項である。たとえば、外力 f に応じて圧電素子の伸縮 x を発生させ、コンプライアンスの制御を

$$\begin{cases} m\ddot{y} = f - f' - ky \\ n\ddot{z} = f' - kz \\ x + y - z = 0 \end{cases} \quad (4-3-12)$$

$$\begin{cases} m\ddot{y} = f - ky - kz \\ x + y - z = 0 \end{cases} \quad (4-3-13)$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{1}{(m+n)s^2 + 2k} - \frac{ns^2 + k}{(m+n)s^2 + 2k} \cdot \frac{X}{F} \quad (4-3-14)$$

$$\frac{Y+Z}{F} = \frac{2}{(m+n)s^2 + 2k} + \frac{(m-n)s^2}{(m+n)s^2 + 2k} \cdot \frac{X}{F} \quad (4-3-15)$$

$$\frac{Y}{X} = -\frac{ns^2 + k}{(m+n)s^2 + 2k} + \frac{1}{(m+n)s^2 + 2k} \cdot \frac{F}{X} \quad (4-3-16)$$

$$\frac{Y+Z}{X} = \frac{(m-n)s^2}{(m+n)s^2 + 2k} + \frac{2}{(m+n)s^2 + 2k} \cdot \frac{F}{X} \quad (4-3-17)$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{1}{ms^2 + 2k} - \frac{k}{ms^2 + 2k} \cdot \frac{X}{F} \quad (4-3-18)$$

$$\frac{Y+Z}{F} = \frac{2}{ms^2 + 2k} + \frac{ms^2}{ms^2 + 2k} \cdot \frac{X}{F} \quad (4-3-19)$$

$$\frac{Y}{X} = -\frac{k}{ms^2 + 2k} + \frac{1}{ms^2 + 2k} \cdot \frac{F}{X} \quad (4-3-20)$$

$$\frac{Y+Z}{X} = \frac{ms^2}{ms^2 + 2k} + \frac{2}{ms^2 + 2k} \cdot \frac{F}{X} \quad (4-3-21)$$

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

行う場合には、これらの項が影響してくる。これについては次節で解析する。

x と f との間に相関がない場合、 X/F またはその逆数の掛かった項は無視することができる。この時、(4-3-18)、(4-3-19)、(4-3-20)で表されるコンプライアンス、力の検出特性、アクチュエーション特性は、図4-3-3に示すような、 $\sqrt{2k/m}$ に共振点を持つ二次遅れ系で表すことができる。この共振点の1/10程度以下の低い周波数の領域では、振幅はほぼ一定、位相遅れもほぼ0度として扱うことができる。すなわち、この周波数領域での特性は、静特性の解析結果を用いることができ、コンプライアンスは $1/2k$ 、力の検出特性は $1/k$ 、また圧電素子の伸縮量 x の1/2が受圧面変位となる。(4-3-21)で表されるアクチュエーションによる力の検出への干渉特性は、図4-3-4で表すことができる。 $\sqrt{2k/m}$ の共振周波数以下では40dB/decの傾きで減少する。共振点の1/10の周波数では、干渉は共振点以上の周波数領域と比べて約1/100と小さい。

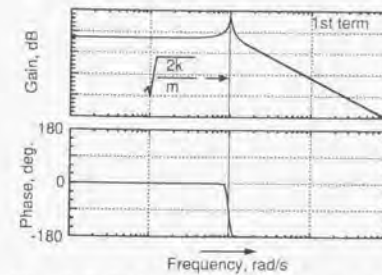
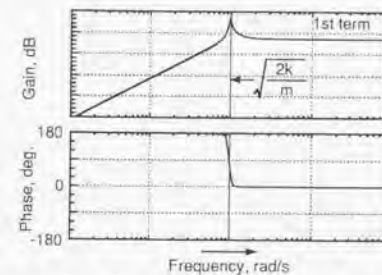
外力 f に応じて圧電素子の伸縮量 x を変化させ、センサのコンプライアンスを制御する場合には、 X/F またはその逆数の掛かった項も考慮する必要がある。静特性の解析と同様、外力 F に応じて、圧電素子に式(4-3-22)の制御則に従う伸縮量 X を与えらる。ただし a は比例定数、 k は平板の剛性である。

式(4-3-22)を式(4-3-18)~(4-3-21)に代入すると、式(4-3-23)~(4-3-26)のように表すことができる。各式とも $\sqrt{2k/m}$ に共振点を持つが、共振点より十分低い周波数領域では、静特性の解析と同様に扱うことができる。パラメータ a による、センサの変形の様子も、図4-3-2に示したものとなる。

式(4-3-24)の力の検出特性は、注意を要する。図4-3-5は、パラメータ a による検出特性の変化をボード線図で示したものである。 $a=1$ の場合を除いて、共振点 $\sqrt{2k/m}$ の1/10程度の周波数までは、ゲインは $1/k$ ではほぼ一定であり、位相遅れもほぼ0度として扱うことができる。 $a=1$ とした場合、極と零点が一致しモード消去が起こり、式の上では高い周波数までフラットな検出特性が実現できる。

$a>1$ の場合、零点が極より低い周波数になってしまう。 $a>1$ とは、ネガティブコンプライアンスを実現する領域である。この時、特性は図4-3-5(e)の様になり、ゲイン、位相が一定な検出帯域が狭くなる。たとえば $a=100$ とすると、検出帯域は1/10に低下する。実際には、 a はせいぜい2~3までの範囲に設定されることが多く検出帯域の低下は僅かであるが、ネガティブコンプライアンスを行うときには力の検出帯域が低下することは考慮しておく必要がある。

静特性の解析の場合と同様、アクティブカセンサの受圧面に変位 y を与え、力 f を

Fig.4-3-3 Transfer function Y/F Fig.4-3-4 Transfer function $(Y+Z)/X$

$$\frac{X}{F} = \frac{a}{k} \quad (4-3-22)$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{1-a}{ms^2+2k} \quad (4-3-23)$$

$$\frac{Y+Z}{F} = \frac{a}{k} \cdot \frac{ms^2+\frac{2k}{a}}{ms^2+2k} \quad (4-3-24)$$

$$\frac{Y}{X} = \frac{k(\frac{1}{a}-1)}{ms^2+2k} \quad (4-3-25)$$

$$\frac{Y+Z}{X} = \frac{ms^2+\frac{2k}{a}}{ms^2+2k} \quad (4-3-26)$$

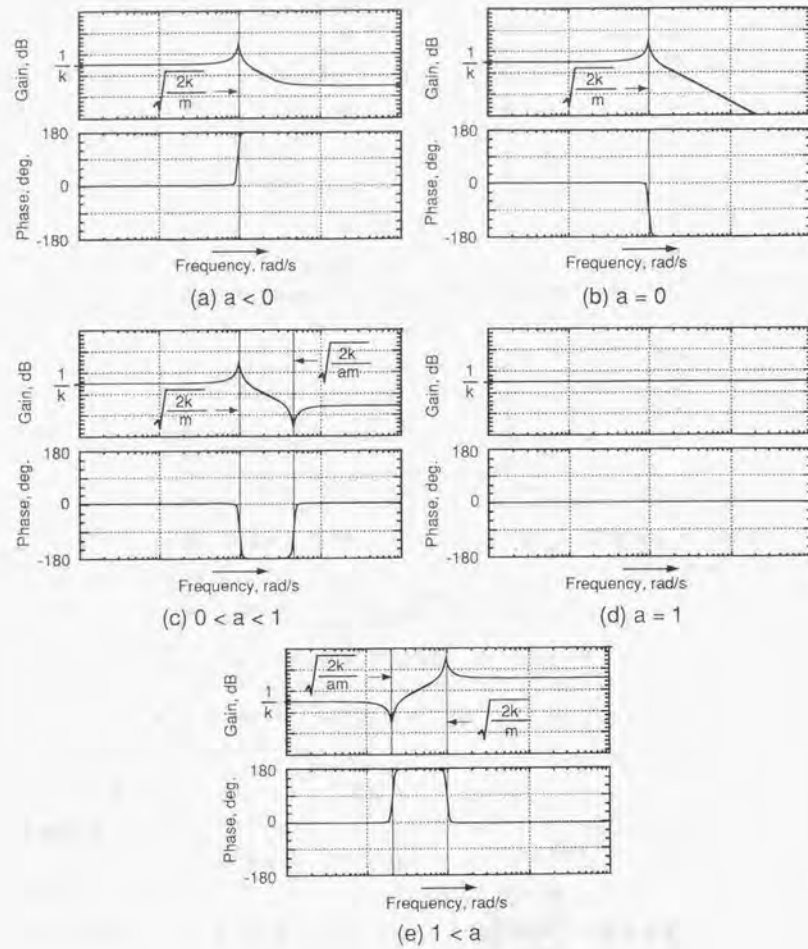


Fig.4-3-5 Transfer function $(Y+Z)/F$

$$\frac{F}{Y} = (ms^2 + 2k) + k \cdot \frac{X}{Y} \tag{4-3-27}$$

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

発生させるという応答を考えた場合の動特性の解析を行う。入力を受圧面変位 y および圧電素子の伸縮量 x とし、出力を下の平板の変位 z および外力 f と考えた場合、受圧面変位 y に対する発生力 f の関係を式(4-3-27)に示す。

力制御を行う場合も、共振点以下の周波数で用いると仮定すると、扱いは静特性の場合と同様となる。圧電素子の伸縮を行うことで、式(4-3-27)の第2項によって力の発生特性を変化させられる。 $x/y=2$ として剛性2倍、発生力を2倍とすることができ、また $x/y=-2$ として、 $f/y=0$ 、すなわち発生力が一定となるコンプライアンス無限大の状態を実現できる。

4-4 プロトタイプによる評価

4-4-1 プロトタイプの構造および特性

平行平板形アクティブカセンサのプロトタイプを作成し、その特性の評価を行う。

図4-4-1に試作した平行平板形アクティブカセンサのプロトタイプの構造を、図4-4-2に写真を示す。上下の台座の間に圧電素子が挿入接着され、可動部を構成する。可動部の一端が受圧面となる。上下の台座は、歪ゲージが貼付された平板によって、外柱部に接続される。上下の平板は平行に設置され、平行平板を構成する。外柱部を固定し、受圧面に力が加わる形状にするとアクティブカセンサA形となり、逆にするとB形となる。本節ではこれから、外柱部を固定したA形として用いる。上側、下側の平板は両持ち梁として変形し、圧電素子の伸縮によって素子と台座との接着面が剥離するのを防いでいる。平板貼付されたそれぞれ4枚の歪みゲージでブリッジを組んで、上下の平板の変位 y および z を検出できる。圧電素子の伸縮量 x は、使用した圧電素子の定格から $\pm 3\mu\text{m}$ に制限される。平板の剛性 k は、約 $1.7\text{N}/\mu\text{m}$ である。また圧電素子を接着する上下の台座の質量 m 、 n は、 $m > n$ となるように上側台座の方を大きくしてある。

図4-4-3に、圧電素子の伸縮 x に対する受圧面変位 y の応答を示す。主共振周波数は約 3kHz である。また 7kHz 付近に反共振が見られる。これは、アクティブカセンサA形の圧電素子の伸縮 x に対する受圧面変位 y の解析式(4-3-16)と一致する。本プロトタイプでは上下の台座の質量 m 、 n の差がそれほど大きくなかったため、主共振点の近くまで反共振点が下がってきている。

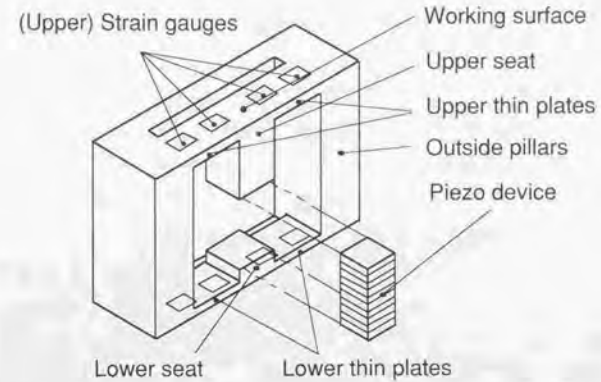


Fig.4-4-1 Structure of fabricated sensor block

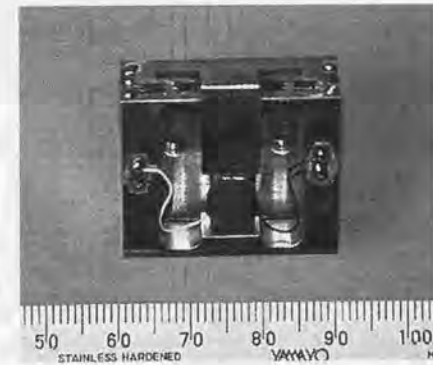


Fig.4-4-2 Photograph of fabricated sensor block

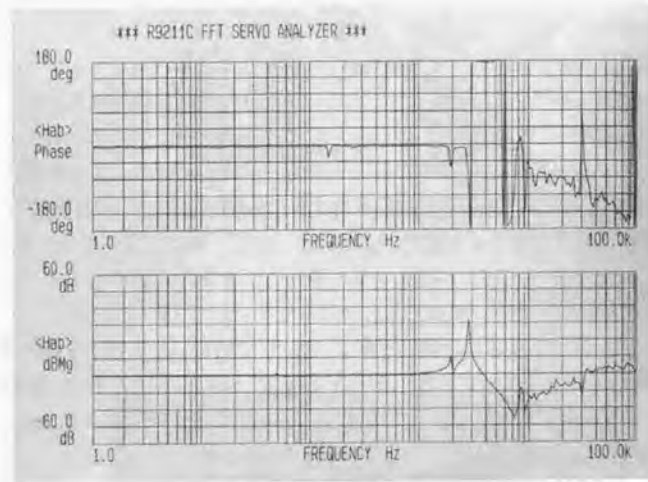


Fig.4-4-3 Transfer function Y/X of fabricated sensor block

第4章 平行平板形アクティブカセンサの特性の解析

4-4-2 コンプライアンス制御系の開発

平行平板形アクティブカセンサを用いてコンプライアンス制御を行うための制御系の構成を、図4-4-4に示す。制御系は、まず受圧面変位 y を圧電素子の伸縮 x によって制御する位置のフィードバックループを構成する。検出した受圧面変位情報 y 、外力情報 $y+z$ に基づいて目標値 y_t を変化させ、コンプライアンス制御を実現する。フィードバックの目標値 y_t を一定とすれば、高剛性化制御となる。

センサの上下の平板に張られた歪みゲージ出力はストレインアンプによって増幅され、感度補正された後、受圧面変位信号 y 、力の検出信号 $y+z$ として取り出される。受圧面変位信号 y はサーボ回路へフィードバックされ、センサ内の圧電素子を駆動する。受圧面変位信号 y 、力の検出信号 $y+z$ は同時に目標値発生部へ導かれ、たとえば前出の式(4-3-7)に従うような目標値 y_t を発生する。式(4-3-7)および(4-3-9)から式(4-3-6)が導かれるため、これは式(4-3-6)に従うような制御を行っているのと等価である。

図4-4-5はサーボ回路の構成図である。フィードバックループの動作帯域をセンサの共振点以下とすることにした。そのため補償器を挿入し、これによってフィードバックループの特性を決めている。微分器は、センサの共振点付近で微分特性を持つものである。位置信号を微分し、速度信号を作り出している。これを圧電素子の駆動信号に加え、ダンピングをかけ、共振点のピークを抑制している。

図4-4-6は、図4-4-3に示した特性のアクティブカセンサプロトタイプを用いて構成したフィードバック回路の開ループ特性である。補償器として2Hzに折れ点を持つ1次遅れのLPFを用いた。微分回路の働きによって、共振点のピークが抑えられていることがわかる。DCゲインは55dBであるから、フィードバックをかけないときに比べ、静剛性は500倍以上向上する。この例では、ゼロクロスを発振直前まで高くしてあり、およそ1kHzである。

図4-4-7は、フィードバック回路の閉ループ特性である。およそ1kHzの帯域まで、追従していることがわかる。

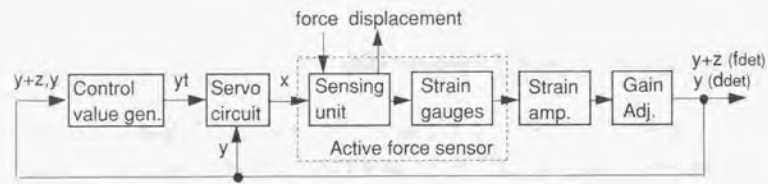


Fig.4-4-4 Block diagram of sensing and actuating system

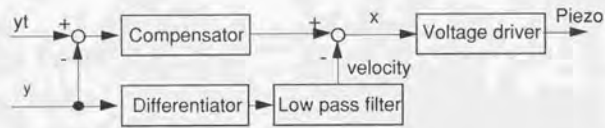


Fig.4-4-5 Block diagram of servo circuit

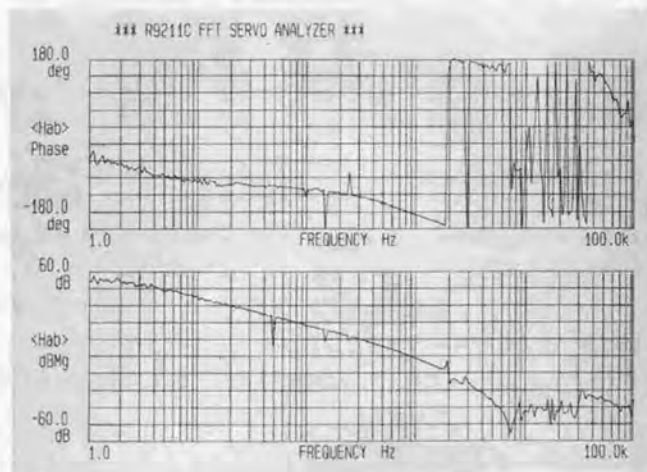


Fig.4-4-6 Open-loop characteristics of position feedback

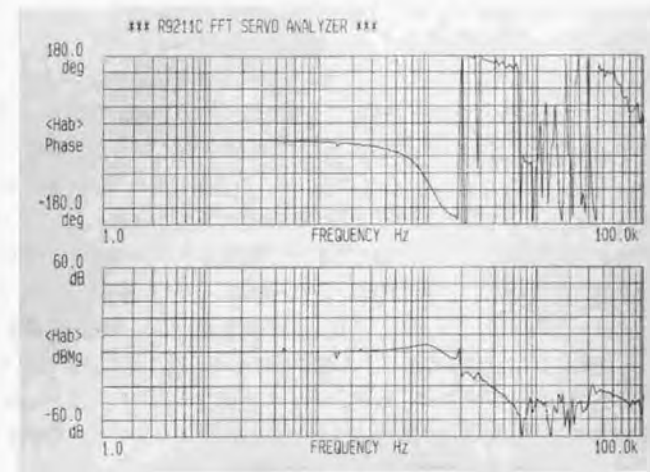


Fig.4-4-7 Closed-loop characteristics of position feedback

4-4-3 コンプライアンス制御の評価

目標値発生部で、力の検出信号 $y+z$ から目標値 y_t を作り、コンプライアンス制御を行った。フィードバック系の制御帯域がセンサの主共振点より低い場合、目標値は(4-3-7)、(4-3-8)を簡略化し、 $y_t=(1-a)(y+z)/2$ として与えた。また $a>1$ の領域では制御帯域を500Hz程度まで下げて実験を行った。

図4-4-8に、センサに外力を加えた場合の受圧面変位を、パラメータ a によって制御則を変えながらプロットした。直線の傾きが、コンプライアンスとなる。 $a=0$ では圧電素子は伸縮しないため、センサの平行平板によるコンプライアンスとなる。 $a<0$ では圧電素子の伸縮でこれより柔らかくなり、 $a>0$ ではかたくなる。 $a=1$ では力を受けても受圧面が変位しないように制御されているが、実際には剛性がDCゲイン分だけ向上している。 $a>1$ では、外力の方向と逆の方向に受圧面が変位するような、ネガティブなコンプライアンスが実現できている。センサの動作範囲は、圧電素子の伸縮量によって制限される。圧電素子の伸びあるいは縮みによるリミットを、図4-4-8中に点線で示す。

アクティブカセンサでは、力を検出し、その力をもとに受圧面変位を制御しているため、制御則を変えることでさまざまな特性が実現できる。図4-4-9は、力がある閾値を超えたときに、制御則を変えた例である。これを用いると、力が閾値を越えたときに力あるいは変位を逃がす、制御的なリリーフ機構を実現できる。

また(4-3-11)式で $X/Y=2$ とした場合、受圧面変位にかかわらず、一定の力を発生する機構として用いることができる。アクティブカセンサを用いて力制御（コンプライアンス無限大）を行うための、制御系の構成を図4-4-10に示す。力の検出信号 $y+z$ をフィードバックし、目標値 $(y+z)_t$ に対応する力を発生させればよい。

図4-4-11は、発生力の目標を与え、受圧面変位を変化させたときの実際の発生力をプロットしたものである。受圧面変位を変えても一定の発生力が得られていることがわかる。

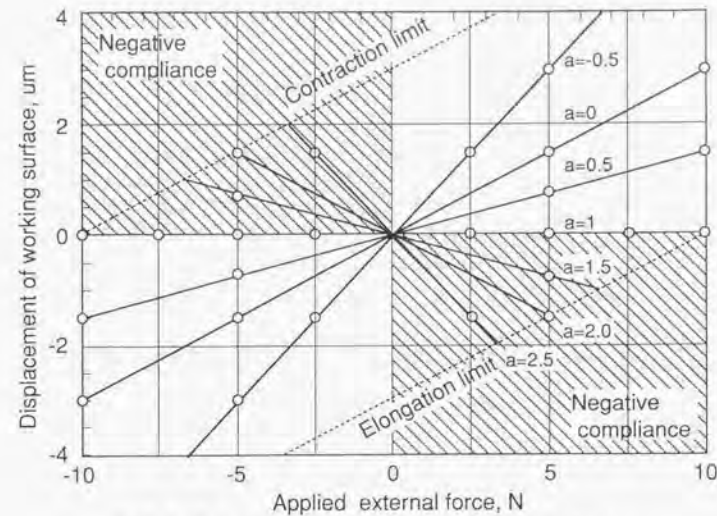


Fig.4-4-8 Compliance control operation

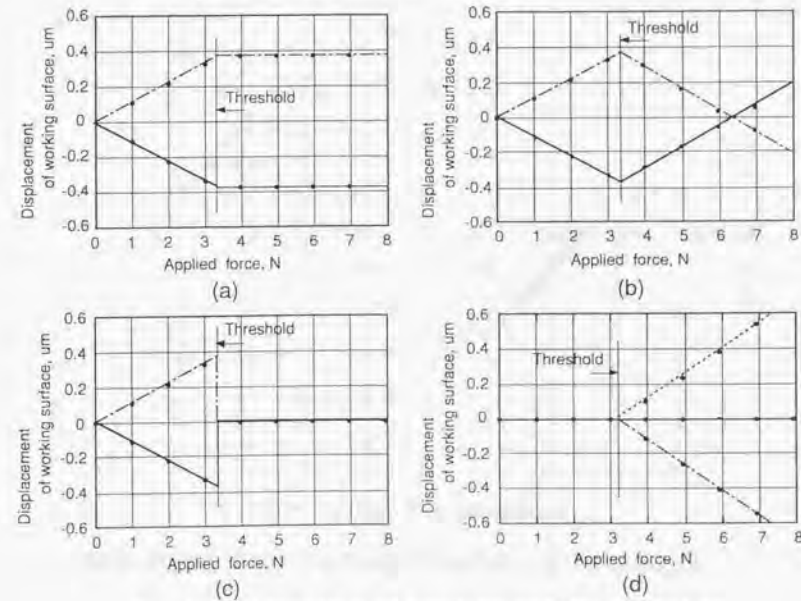


Fig.4-4-9 Variation of position control operation

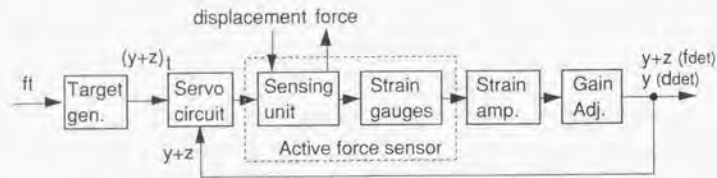


Fig.4-4-10 Block diagram of force control system

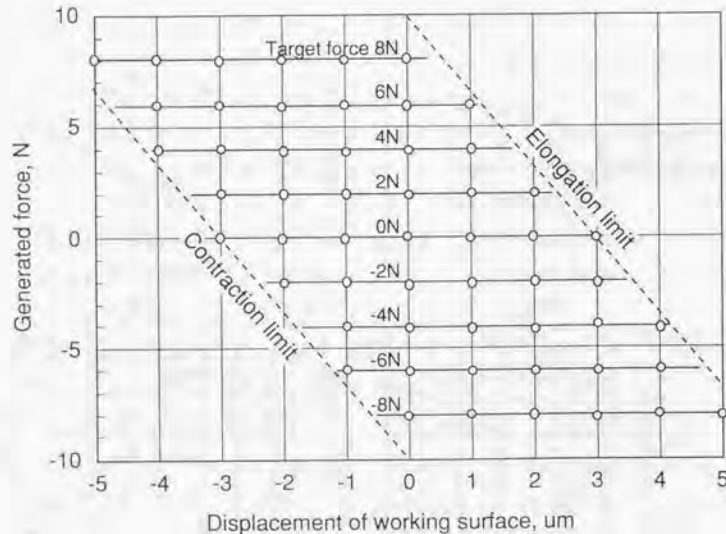


Fig.4-4-11 Examples of position control operation

5-1 局所平面研削法の提案

ネガティブコンプライアンスによる加工誤差の低減を検証するために、局所平面研削法を提案し、実験を行う。

短時間に広い平坦な面を加工する技術は、シリコンウエハ、磁気ディスク基板、大型コンピュータ用セラミクス基板、オプティカルフラットなど、工業界の多くの分野で必要とされている。通常このプロセスには、図5-1-1(a)に示すラッピングが用いられている。しかしラッピングは基本的にはならい加工であり、素材の形状が転写される。そのため、たとえばシリコンウエハのラッピングでは、必要十分な平坦度を出すため1.2mm厚の原板から0.6mmまで削っている。これは、プロセスタイムや材料コストの点から、非能率的である。また、ウエハ径が大きくなるにつれ、ラッピング装置も巨大なものとなる。

本研究で提案するのは、小型のカップ砥石を用いた平面研削によって、目標とする板厚まで一気に研削で仕上げる局所平面研削法である。これを図5-1-1(b)に示す。局所平面研削法が実現できれば、装置の小型化、プロセスタイムや材料コストなどの点で、貢献するところが大きい。

局所平面研削法の実現には、小径の砥石でスキャンするように研削を行っても段差が生じず、また板厚方向の精度が確保されている必要がある。そこでネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減法を適用し、板厚方向の研削精度を向上させる。

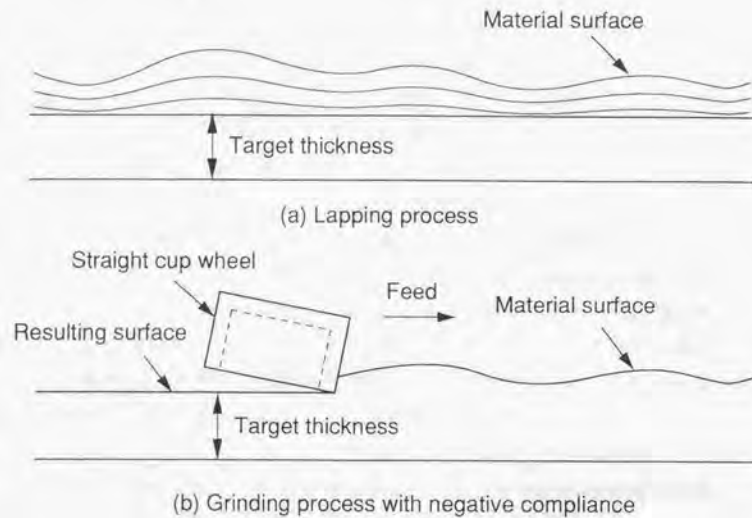


Fig.5-1-1 Machining process for wide and flat surface

5-2 局所平面研削システムの構成

図5-2-1に、平面研削システムの構成を示す。既存の平面研削盤を、送り装置として用いる。z軸方向の送り機構はスピンドルでもあり、z軸回りに回転する。本実験では回転方向はストッパで固定し、送り機構としてのみ用いている。通常の研削では、ここに大口径のカップ砥石が取り付けられるが、本実験ではカップ砥石を取り外し、リング状アクティブ力センサ、駆動モータ、研削ツールを取り付けた。

リング状アクティブ力センサは、次節で詳述する。研削ツールは、直径30mmのカップ砥石を用いる。カップ砥石は、水圧タービンモータによって駆動される。水圧タービンモータとカップ砥石を結ぶ回転シャフトは、やはり水圧を用いた動圧ベアリングで支持されている。

水圧タービンモータは、リング状アクティブ力センサを介してz方向の送り機構に取り付けられている。水圧タービンモータとリング状アクティブ力センサの間には、Oリングを圧縮した、過負荷時の逃げ機構を設けている。ワークとして8インチ径のシリコン基板を用い、x方向移動テーブルの上にホットワックスで接着した。図5-2-2に、平面研削システム全体の写真を示す。

水圧タービンモータと動圧ベアリングは、(株)THK製である。図5-2-3に、水圧タービンモータの内部を示す。白い部分がセラミクス製の羽根車であり、内部から高圧水を吹き出しその反動で回転する。駆動水圧は3MPaであり、その時の回転数は約10000rpmである。図5-2-4に、水圧タービンモータへの吸給水システムの構成を示す。メインとサブの2つのタンクがあり、サブタンクにはフィルタを通したきれいな水が供給される。サブタンクの水は高圧ポンプによって送り出される。コントロールバルブによって水圧調節を行うことができ、これによって回転数を制御することができる。ただし今回の実験では、回転数カウンタの設置が間に合わなかったため、水圧は3MPa一定とし、常に一定の10000rpmで実験を行った。

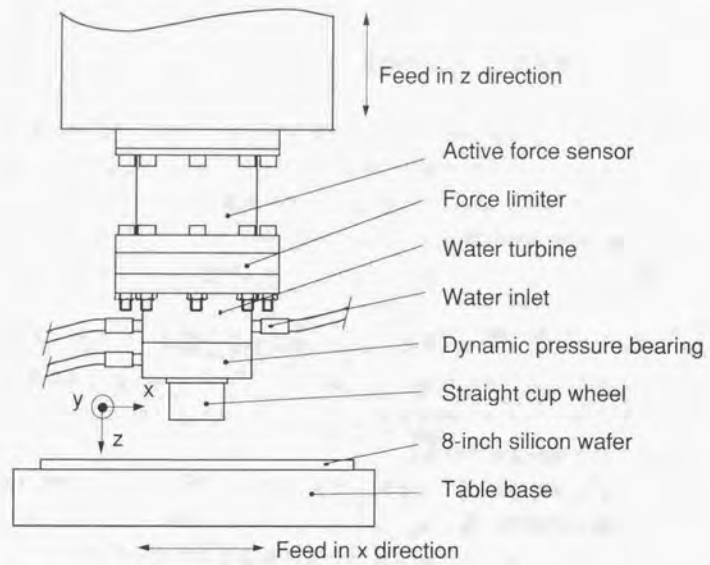


Fig.5-2-1 Face grinding system with active force sensor



Fig.5-2-2 Photograph of experimental system

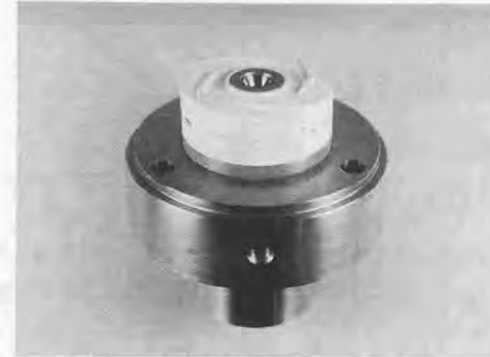


Fig.5-2-3 Inside view of water turbine

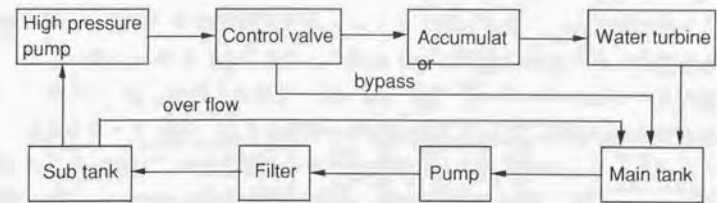


Fig.5-2-4 Water feed system

5-3 3軸コンプライアンス制御系の開発

5-3-1 リング状3軸アクティブ力センサの開発

局所平面研削システムに用いるためのアクティブ力センサとして、図5-3-1に示すリング状アクティブ力センサを開発した。平行平板形アクティブ力センサのユニット4つが、90°毎に配置された構造となっている。各々のユニットは、力、変位を検出するとともに、アクチュエーションを行う。図5-3-2は、リング状アクティブ力センサでの力とモーメントの検出原理を示す図である。向かい合った2つのユニットの出力の和をとることで力を、差をとることでモーメントを検出する。変位、傾きの検出も同様である。さらに変位の発生に関しても、2つのユニットを同相で駆動し並進変位を、作動で駆動し傾きを発生できる。

リング状アクティブ力センサでは、4つのユニットからの歪みゲージ出力を演算し、z軸方向の力 (F_z) と、x軸およびy軸周りのモーメント (M_x , M_y) を検出する。同様に、4つのユニットからの歪みゲージ出力を演算し、z軸方向の変位 (Dfz) と、x軸およびy軸周りの傾き (Dmx , Dmy) を検出する。さらに、4つのユニットの圧電素子を駆動し、z軸方向の変位 (Dfz) と、x軸およびy軸周りの傾き (Dmx , Dmy) を発生する。これらの力と変位の関係を制御し、z軸方向のコンプライアンス (Cfz) と、x軸およびy軸周りの傾き方向のコンプライアンス (Cmx , Cmy) を自由に設定することができる。

3軸の制御としたのは、加工ツールのz軸方向の制御だけでなく、傾き方向の制御も行うためである。加工ツール先端に3方向の軸力がかかる場合、センサで1軸の力と2軸のモーメント (F_z , M_x , M_y) を検出すれば、3方向の軸力を知ることができる。またこれらの方向の変位を制御すれば、加工ツールの姿勢を決めることができる。一般にユニットがセンサ中央に配置されていないとふんばりがきくので、モーメントの検出、あるいは傾きの制御を行いやすい。また、形状がリング状であるため、センサ内部にツールへの信号線、動力線、配管等を通すことが可能である。製作したリング状3軸アクティブ力センサの写真を、図5-3-3に示す。

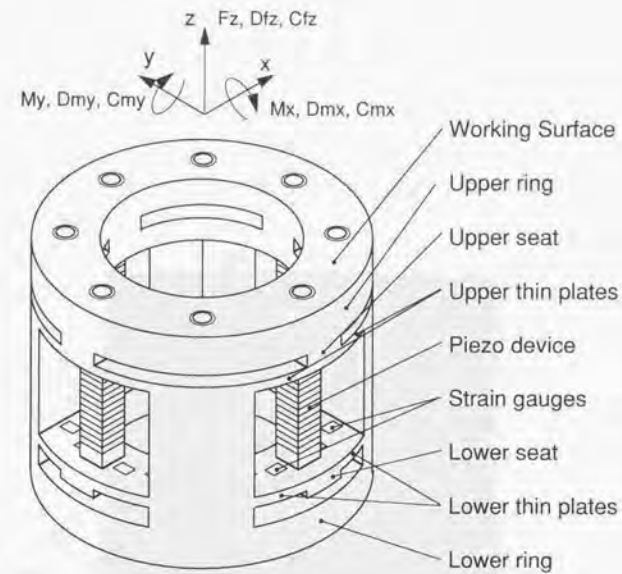


Fig.5-3-1 Ring-shape active force sensor

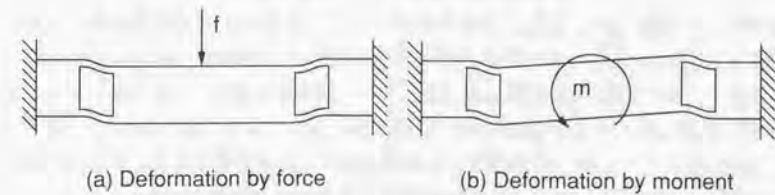


Fig.5-3-2 Deformation of ring-shape active force sensor



Fig.5-3-3 Photograph of Ring-shape active force sensor

5-3-2 コンプライアンス制御系の開発

図5-3-4は、リング状アクティブ力センサを用いて3軸のコンプライアンスを発生するための、制御システムのブロックダイアグラムである。3軸を同時に制御する必要があり、また軸力間の干渉除去演算も行う必要があるため、主要部はデジタル処理を行っている。

ストレインアンプによって増幅された歪みゲージ出力は、AD変換器によって逐次デジタル化される。デジタル処理された制御信号は、D/A変換器によって再びアナログ化され、パワーアンプを通してセンサ内の圧電素子を駆動する。デジタル処理部では、ゲイン調整部で各歪みゲージ出力のばらつきが補正され、分離行列によって F_z 、 Df_z 等の力、変位情報が分離される。これらの力、変位情報は補償行列に送られ、各情報間の干渉成分が取り除かれる。リング状アクティブセンサは、上側リングに4つの圧電素子が接着された形となっている。z軸方向の変位 (Df_z) を発生するときは4つの圧電素子が同相で駆動されるため問題はないが、x軸およびy軸周りの傾き (Dm_x 、 Dm_y) を発生する場合、対角に配置された圧電素子が逆相で駆動され、力の情報への干渉がおきる。この干渉を、非結合化行列によって除去する。制御信号生成部では、力、変位情報に基づいて、圧電素子を駆動するための目標信号を生成する。ここでの制御則を変えることで、様々なコンプライアンスを生成できる。デジタルフィルタ部では、フィードバック系を安定化させるための位相補償、ゲイン補償を行う。デジタルフィルタの出力は、D/A変換され、前述のようにパワーアンプを通して圧電素子を駆動する。

デジタルフィルタの設計は、始めから離散値系の補償器を設計するのではなく、連続系の補償器を設計しておき、それを離散化することとした。連続系の補償器の設計の方が、ボード線図などを用いて直感的にわかりやすいからである。補償器として、式(5-3-1)、式(5-3-2)を用いることとした。前者は、高域で 90° の位相遅れを持つ1次遅れ系である。後者も高域で 90° の位相遅れを持つが、低域では積分特性を示す2次遅れ系である。それぞれのボード線図を、図5-3-5に示す。式(5-3-1)、式(5-3-2)の連続系の補償器を離散化するのに、式(5-3-3)の双一次変換を用いた。ただし、 T はサンプリングタイムである。これを用いると、式(5-3-1)、式(5-3-2)の補償器は、式(5-3-4)、式(5-3-5)の様に変換される。

図5-3-6は、デジタルフィルタのブロックダイアグラムであり、可観測標準系である。可観測標準系は可制御標準系と等価であるが、入力が入った場合、

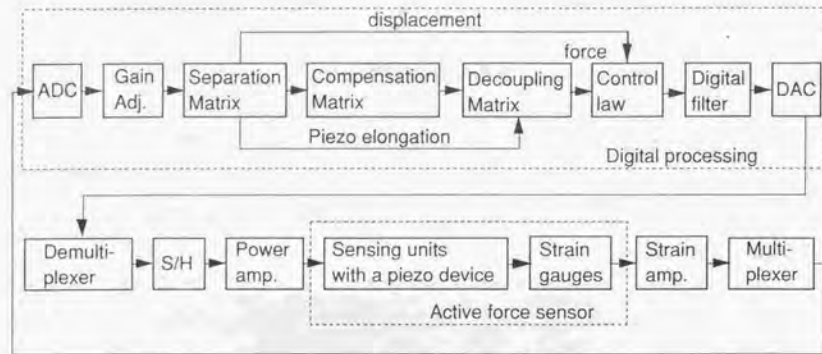


Fig.5-3-4 Block diagram of compliance control system

$$G_c(s) = \frac{K}{1 + J \cdot s} \quad (5-3-1)$$

$$G_c(s) = \frac{K(1 + J \cdot s)}{s^2} \quad (5-3-2)$$

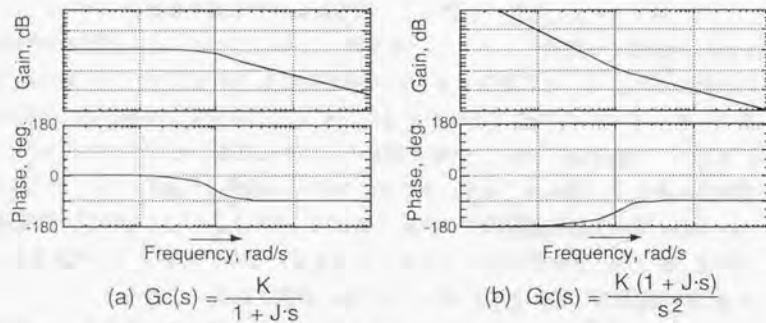


Fig.5-3-5 Characteristics of controller

$$s = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 - z^{-1}}{1 + z^{-1}} \quad (5-3-3)$$

$$G_c(z) = \frac{K + K \cdot z^{-1}}{1 + c + (1 - c) \cdot z^{-1}}, \quad \text{where } c = \frac{2J}{T} \quad (5-3-4)$$

$$G_c(z) = \frac{KT^2}{4} \cdot \frac{(1 + c) + 2z^{-1} + (1 - c)z^{-2}}{1 - 2z^{-1} + z^{-2}}, \quad \text{where } c = \frac{2J}{T} \quad (5-3-5)$$

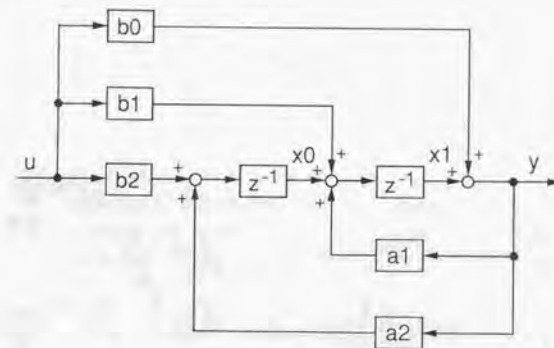


Fig.5-3-6 Block diagram of digital filter

$$G_c(z) = \frac{y}{u} = \frac{b_0 + b_1 \cdot z^{-1} + b_2 \cdot z^{-2}}{1 - a_1 \cdot z^{-1} - a_2 \cdot z^{-2}} \quad (5-3-6)$$

フィルタ演算の前に先に出力が出せるため、計算時間による遅れが少なくすむ。式(5-3-6)は、図5-3-6のフィルタを式で書き下したものである。式(5-3-4)、式(5-3-5)の定数を当てはめることで、求めるフィルタ特性を実現できる。図5-3-7は、フィルタの入力から出力を計算するための、実際の計算フローである。

実際の制御では、式(5-3-4)のフィルタを用いた。式(5-3-5)のフィルタは低域が積分形のため静特性の向上が期待できるが、実験では大きな差がでなかったこと、式(5-3-4)のフィルタの方が次数が低く、演算時間が短くてすむからである。フィルタの折れ点周波数は、おおよそ0.01Hzとした。図5-3-8に、実測したフィードバックループのオープンループ特性を示す。ただし、FFTでの計測時間の問題から、10Hzより上の周波数領域での測定となっており、折れ点付近の特性は表示されていない。ゼロクロス点が10Hzとすると、DCゲインはおおよそ60dBになる。これは、制御しない場合と比較し、センサ受圧面のコンプライアンスが1/1000となっていることを示す。

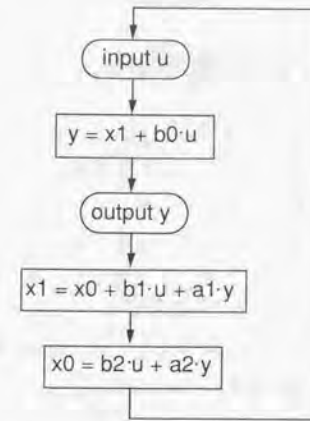


Fig.5-3-7 Flow of control value calculation

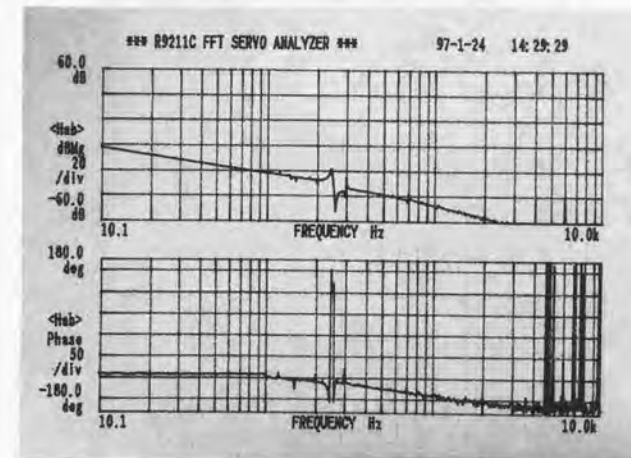
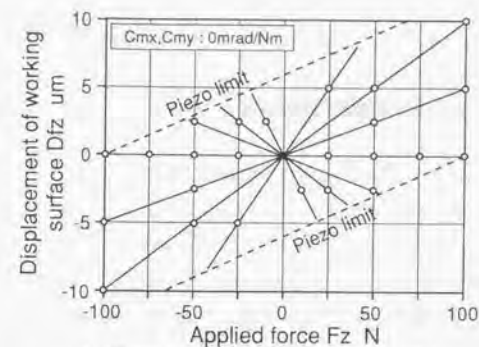


Fig.5-3-8 Open-loop characteristics of compliance control system

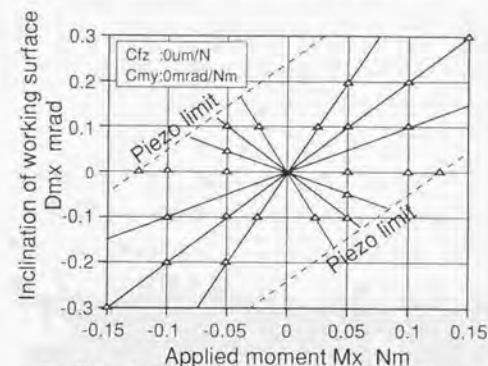
5-3-3 コンプライアンス制御特性の評価

図5-3-9に、z軸方向、およびx、y軸回り方向について、様々なコンプライアンス制御を行った例を示す。いくつかの制御則を設定し、負荷を加えたときの受圧面の変位あるいは傾きをプロットしたものである。水平のプロット列はコンプライアンス0と設定した場合であり、負荷を加えてもセンサ受圧面の変位あるいは傾きは変化しない。また、正のコンプライアンス（通常のばね特性）だけでなく、負のコンプライアンスも実現できていることがわかる。

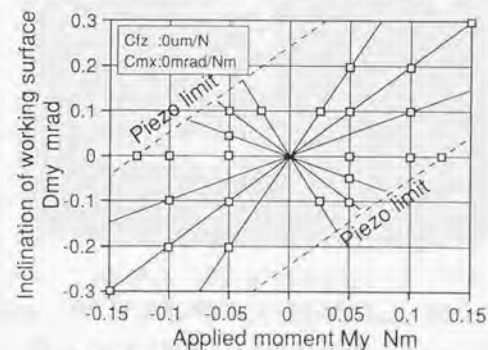
ただし、圧電素子の伸縮量に制限があるため、図に点線で示した可動範囲の制約がある。図5-3-9(a)に示すように、z軸方向のコンプライアンス C_{fz} を0としたとき、荷重の定格は-100N~100Nである。図5-3-9(b)あるいは(c)に示すように、x、y軸方向のコンプライアンス C_{mx} 、 C_{my} を0としたとき、モーメントの定格はそれぞれ-0.125Nm~0.125Nmである。これらの定格は、設定したコンプライアンスによって変化する。特に負のコンプライアンスに設定した場合は、荷重の定格が小さくなる。力および変位の検出ばらつきは、定格の0.5%以下であった。



(a) Compliance control in z-axis (C_{fz})



(b) Compliance control around x-axis (C_{mx})



(c) Compliance control around y-axis (C_{my})

Fig.5-3-9 Compliance control operation

5-4 研削による加工誤差低減の実証

5-4-1 システムおよび加工コンプライアンスの測定

アクティブ力センサによるネガティブコンプライアンスを用いたこの研削システムは、第2章の図2-4-4の変形モデルで表わすことができる。加工誤差を低減するためには、式(2-4-23)の加工誤差の解析式の分子をゼロにする必要がある。平面研削システムのコンプライアンス C_s とすると、アクティブ力センサのネガティブコンプライアンス C_z を $C_z = -C_s$ となるように設定しなければならない。また、この C_z の設定値が、式(2-4-19)の収束条件を満たしていることを確認しておかなければならない。そのためには、平面研削システムのコンプライアンス C_s および加工コンプライアンス C_m を測定しておく必要がある。

平面研削システムでシステムコンプライアンス C_s にあたるのは、研削装置のz軸方向のコンプライアンスである。カップ砥石をシリコン基板表面に押しつけた状態で、z軸方向に $1\mu\text{m}$ づつ送りを加え、その時の反力の増加を測定した。その結果、研削装置のコンプライアンス C_s は、テーブル中央で $0.257\mu\text{m}/\text{N}$ であった。

加工コンプライアンス C_m は、実際に研削を行いながら切り込み深さを変え、その時の研削力を測定して算出する。砥石の種類やあらさ、回転数、送り速度などの条件が変わると加工コンプライアンス C_m も変わる。以下の実験では加工条件を変えないこととして、図5-4-1の条件で研削力の測定を行った。リング状アクティブ力センサの3軸のコンプライアンス C_{fz} 、 C_{mx} 、 C_{my} を0とし、カップ砥石の姿勢を固定した状態で、切り込み量を変えながら研削力を測定した。図5-4-2に、実験の様子を示す。

図5-4-3に、測定した研削力を示す。 F_z 、 M_x 、 M_y とも、ほぼ切り込み量に比例して、増加している。z軸方向の加工コンプライアンス C_m は、 F_z のグラフの傾きから、 $2.80\mu\text{m}/\text{N}$ となった。これは研削システムのコンプライアンス C_s より、10倍以上大きい値である。式(2-4-19)の収束条件式から、リング状アクティブ力センサのz軸方向コンプライアンス C_{fz} を $C_{fz} = C_s = 0.257\mu\text{m}/\text{N}$ としても、このシステムは安定であることがわかる。また式(2-4-19)から、おおよそ $-3.0\mu\text{m}/\text{N} < C_{fz} < 3.0\mu\text{m}/\text{N}$ の範囲ならば、 C_{fz} を変化させてもシステムは安定であることがわかる。

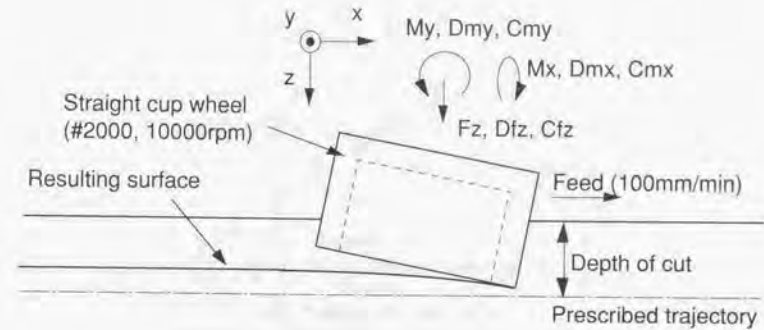


Fig.5-4-1 Experimental conditions

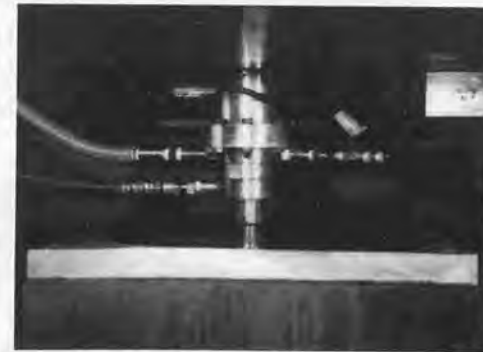


Fig.5-4-2 Photograph of grinding experiment

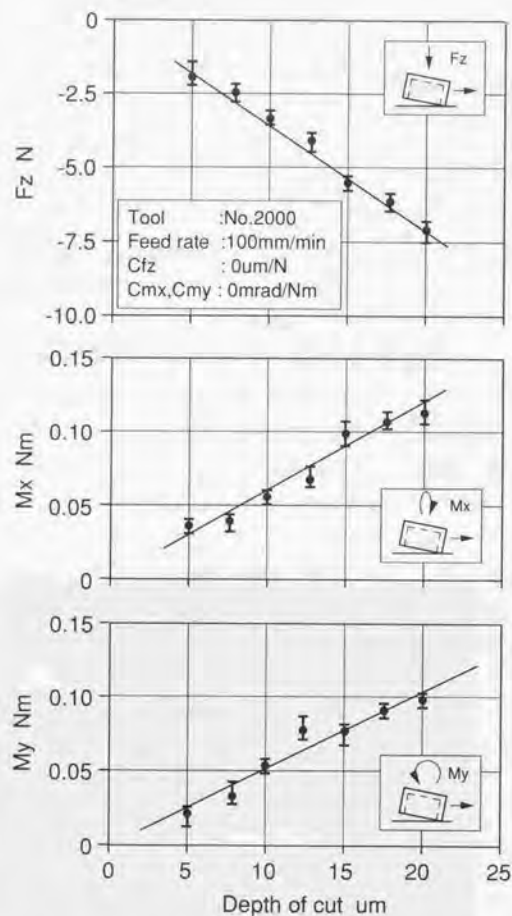


Fig.5-4-3 Depth of cut vs. grinding force

5-4-2 ネガティブコンプライアンスを用いた研削実験

リング状アクティブ力センサは、3軸のコンプライアンス(C_{fz} , C_{mx} , C_{my})を制御することが可能であるが、まずz軸方向のコンプライアンス C_{fz} のみを制御して、ネガティブコンプライアンスを用いた加工誤差の低減実験を行った。

研削実験の方法を、図5-4-4に示す。研削するたびにワークを外して厚さを測るのは、作業性に欠ける。そこで図5-4-4(a)に示のように、加工誤差を測定するための基準となる面をあらかじめ作っておき、その基準面に沿って砥石を送る。そして、基準面から盛り上がったステップを作っておき、そのステップを研削する。その後、加工面の基準面からの高さを測り、それを加工誤差とする。実験条件を図5-4-4(b)に示すが、カップ砥石の種類、回転数、送り速度は、加工コンプライアンスの測定をした時と同一とした。またステップの高さは10μmとした。カップ砥石の取付姿勢は、砥石の進行方向前方のエッジで研削を行うために、y軸回りの傾きとコンプライアンス(D_{my} と C_{my})をそれぞれ、-0.1mrad、0mrad/Nmに固定した。

図5-4-5は、高さ10μm、長さ100mmのステップを研削した時に測定された研削力、センサ変位の例である。センサのz軸方向コンプライアンス C_{fz} は-0.2μm/N、x、y軸回りのコンプライアンス C_{mx} 、 C_{my} は0mrad/Nmとした。z軸方向の研削力 F_z は約3.5N、それに応じてセンサは加工誤差を補正するため、0.7μmの変位を発生させていることがわかる。x、y軸回りの傾き D_{mx} 、 D_{my} は、ほとんど0mradである。

次に、センサのx、y軸回りのコンプライアンス C_{mx} 、 C_{my} を0mrad/Nmと固定したまま、z軸方向コンプライアンス C_{fz} を変化させて加工誤差の測定を行った。ステップの高さは10μm、長さは30mmである。図5-4-6に、 C_{fz} と加工誤差の関係を示す。加工誤差は、カップ砥石進行方向の中心線上で測定した。 C_{fz} が0μm/Nのところは、センサの剛性を高めた状態で、研削装置としてはセンサが挿入されていないのと同じコンプライアンスである。この時の加工誤差は0.9μmであり、これが補償なしで10μm切り込みの研削を行った場合の加工誤差である。第2章の式(2-4-5)で、ネガティブコンプライアンスを用いない場合の加工誤差を導いた。この式に先に求めた C_s 、 C_m および切り込み量を代入すると、加工誤差は0.84μmとなる。これは実験の結果と合致する。

図5-4-6で、0μm/Nより左側がポジティブコンプライアンス領域、右側が

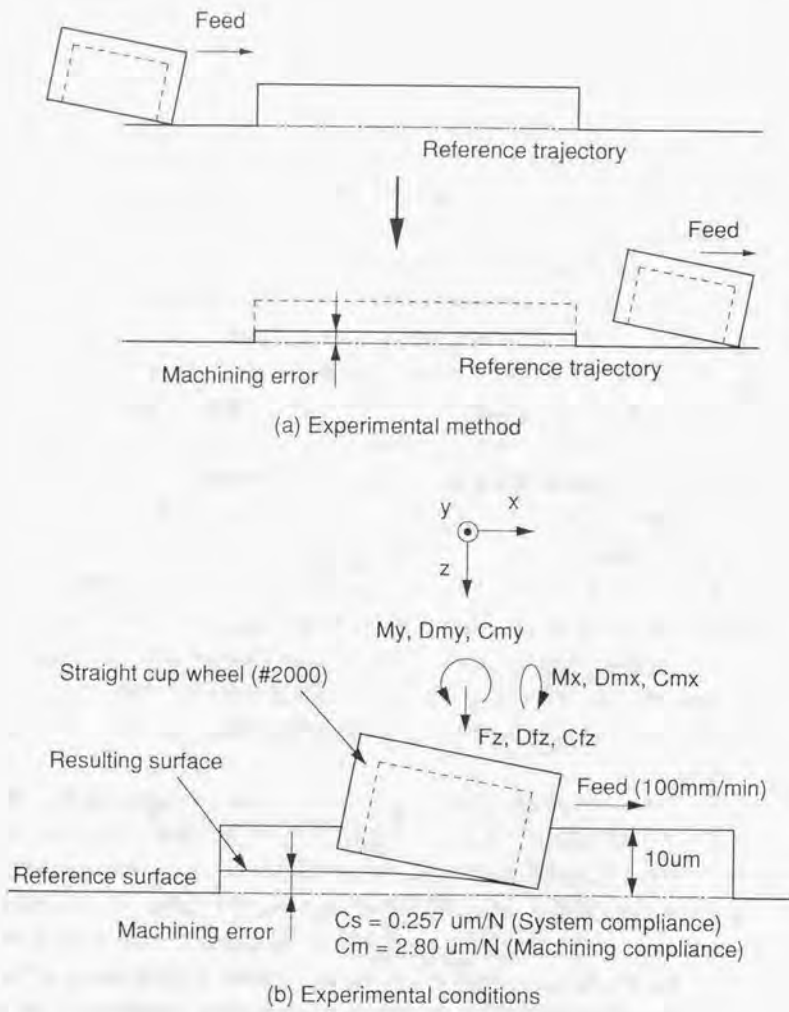


Fig.5-4-4 Grinding experiment with negative compliance

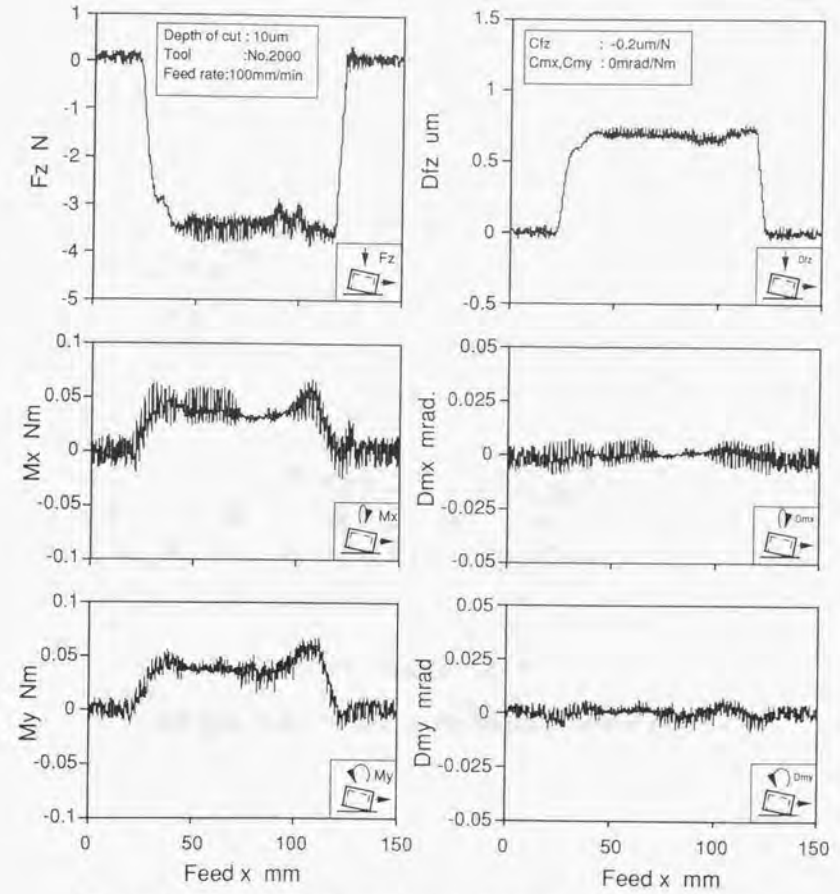
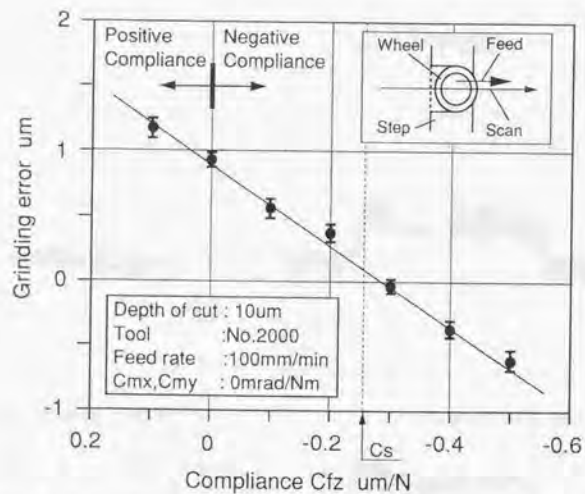


Fig.5-4-5 Grinding forces and displacements grinding over a 100µm-step

Fig.5-4-6 Compliance C_{fz} vs. grinding error (1)

第5章 ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の実証

ネガティブコンプライアンス領域である。 C_{fz} をネガティブ側になると、加工誤差が低減されていく。 C_{fz} が $-0.3\mu\text{m}/\text{N}$ のとき、加工誤差は最小となった。第2章の式(2-4-23)によれば、 $C_{fz}=-C_s$ とすれば加工誤差は0となるはずである。このコンプライアンスは、研削装置のコンプライアンス $C_s=-0.257\mu\text{m}/\text{N}$ に近く、解析通りの結果が得られている。 C_{fz} をさらに負の方向(右方向)とすると、アンダーカットが生じた。

図5-4-7は、研削実験後の、カップ砥石進行方向の中心線上で測定した表面形状を示したものである。 z 軸方向のコンプライアンス C_{fz} を変えたときの形状を、重ねてプロットしてある。 C_{fz} が $-0.1\mu\text{m}$ の時は加工誤差が $0.6\mu\text{m}$ 、 C_{fz} が $-0.3\mu\text{m}$ の時は加工誤差は $0\mu\text{m}$ 、 C_{fz} が $-0.5\mu\text{m}$ の時加工誤差が $-0.6\mu\text{m}$ となっていることがわかる。送りが 100mm を越えたところから、加工誤差が増えている。これは、研削点がテーブルの端に近づいたため、コンプライアンス C_s が中央とは異なり、加工誤差低減の条件から外れたためと思われる。

図5-4-8は、カップ砥石進行方向の中心線上だけでなく、進行方向に対して右側、左側で測定した加工誤差を表示する。進行方向右側では中央部に対して加工誤差が約 $0.2\mu\text{m}$ 少なく、逆に左側では約 $0.2\mu\text{m}$ 多くなっている。これは、研削力 F_z の着力点がカップ砥石の進行方向中央からずれており、モーメント成分 M_x を持っているためである。

そこで、 z 軸方向のコンプライアンス C_{fz} を中心線上の加工誤差が最小となる $-0.3\mu\text{m}/\text{N}$ に固定し、 x 軸回転方向のコンプライアンス C_{mx} を変えて研削実験を行った。その結果を図5-4-9に示す。 C_{mx} を $-0.3\text{mrad}/\text{Nm}$ とした時、左右を含めて加工誤差は $0.1\mu\text{m}$ 以下となった。

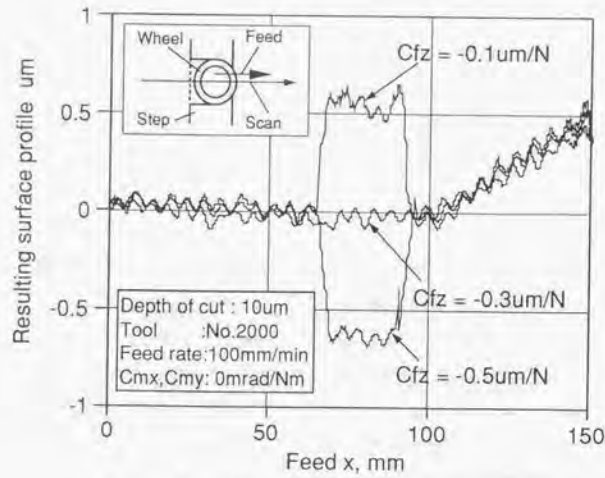


Fig.5-4-7 Resulting surface profile

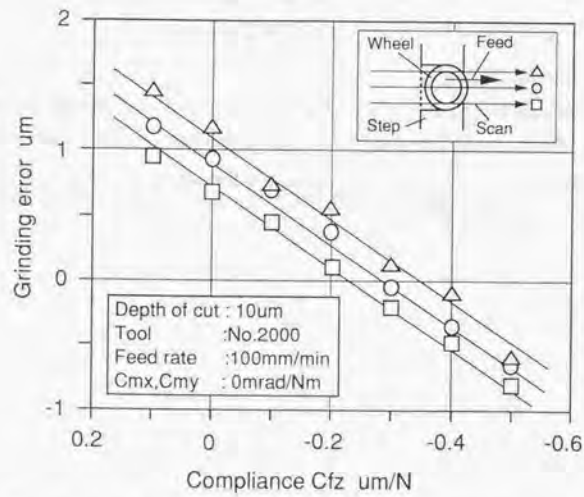


Fig.5-4-8 Compliance Cfz vs. grinding error (2)

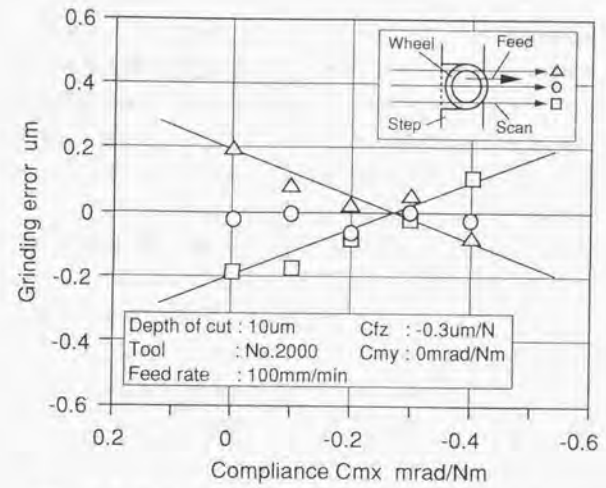


Fig.5-4-9 Compliance Cmx vs. grinding error

第6章 総括と展望

6-1 本研究の総括

本研究では、切除加工系において加工力が誘起した工作機械の変形をネガティブコンプライアンスを用いて補償し、高精度の加工の実現を試みた。

本論文の概要は、次の通りである。ネガティブコンプライアンスの特性を定義し、その生成機構としてアクティブ力センサを提案し、さらに力のループ内でのネガティブコンプライアンスの特性を明らかにした。次に圧電素子を用いた3つのアクティブ力センサ機構を検討・評価し、安定性・力の分離性などの特性のほとんども優れている平行平板型アクティブ力センサについて、詳しい特性の解析を行った。最後に、局所平面研削法を提案し、ネガティブコンプライアンスによって加工誤差を低減できることを実証した。

本節では、本研究の内容について、有用性、新規性、最適性、完結性の4つの観点から考察する。

6-1-1 本研究の有用性の考察

本研究の有用性を述べる。実際の生産への適用を視野に入れた工学的見地から、本研究の手法の有用性を5項目にまとめる。

1) 加工の高精度化

切除加工系では、加工精度を向上させるために、従来は工作機械の剛性を上げる受動的な手法がとられていた。しかしこの手法では、加工誤差を減らせるがゼロにはできず、最近では被加工物に要求される精度を達成するのが難しくなっている。また、非加工物自体も低剛性化しており、加工力による被加工物自体の変形が無視できなくなっている。これも、従来の単なる工作機械の高剛性化では対応できない。それに対して本手法では、これらの加工力に起因する加工誤差を、原理的にゼロにできる。これは、従来の受動的な、単なる機構の高剛性化ではなし得なかったものである。

2) 従来装置からの移行が容易

本手法では、ネガティブコンプライアンスを用いて、工作機械のコンプライアンスを補償する。本手法を導入するためには、本論文で提案したアクティブ力センサを加工力のCループ中に挿入すればよい。装置を改造する必要がないため、本手法の導入は容易であり、従来の工作機械をそのまま用いることができる。

3) コストの低減が可能

本手法を用いれば、加工費、材料費、装置費の点で、コストの低減が可能である。従来は高精度加工を行う場合、加工と測定を繰り返し行い、必要な精度まで追い込んでいった。本手法によれば、1パスで必要精度まで加工できるので、プロセスタイムが短くなる。ランニングコスト、人件費の点でコストの低減が可能である。また高精度加工を行う場合、従来はいわゆる削りしろを多くとって精度を追い込んでいた。本手法によれば直接精度を出すことができるため、削りしろが少なく済み、材料費の低減が可能である。さらに本手法では、高精度加工のために装置を大形、高剛性にする必要がなく、装置設備費の低減が可能である。

4) 環境負荷の低減が可能

本手法によれば、小形低剛性の工作機械でも高精度の加工が実現できる。そのため、省スペース、省エネルギー、省資源などの特徴を持ち、環境負荷の低減が可能である。

5) 高度技術が不要

従来は、高精度加工を実現しようとする、熟練技術者の技を必要としていた。高精度を出すためには、個々の工作機械のくせまで熟知している必要がある。そのため、生産性が悪く、また技術の伝承が難しい、などの問題があった。本手法によれば、熟練技術に頼る必要がなくなり、特にNC工作機械など、人が介在しない工作機械でも高精度加工が可能となる。

6-1-2 本研究の新規性の考察

本研究の新規性を述べる。本論文で述べた内容の新規性を、技術的な見地から5項目にまとめる。

1) ネガティブコンプライアンスの導入

切除加工系において、加工誤差の原因となる工作機械の変形の関係に着目し、変形と加工力の関係をコンプライアンスで把握した。さらに工作機械の変形を補償し加工誤差を低減するには、加工力に応じて工作機械の変形を補償する変位を加えるの有効であること、さらにこの変位と加工力の関係はネガティブコンプライアンスで表されることを導いた。

2) ネガティブコンプライアンスの実現

ネガティブコンプライアンスの持つ性質を、「力を入力とした場合、力と逆の方向に変位を出力する」と定義した。この性質を満たす事例は、自然界に存在しない。しかし力を検出し、それに従って変位を発生させると、ネガティブコンプライアンスを人工的に実現できることを導いた。さらに、ネガティブコンプライアンスの実現には、力の検出、変位の検出、変位の発生、の3つの機能が必要なことを導き、これらの機能の実現機構を備えたアクティブ力センサを提案した。

3) ネガティブコンプライアンスの安定性の解析

加工誤差を低減するためにネガティブコンプライアンスを用いる場合、アクティブ力センサは加工力の閉じたループの中に挿入される。これは、アクティブ力センサが外部環境と接触し、かつ外部環境との力の釣り合いにある状態である。この時、アクティブ力センサを用いてコンプライアンスを生成する場合、安定動作範囲が存在することを導いた。

4) 平行平板形アクティブ力センサの開発

ネガティブコンプライアンスを発生させる素子として、平行平板形アクティブ力センサを開発した。アクティブ力センサとしての基本的な機能の他に、1軸方向の力の分離性が良い、他軸方向への剛性が高いという特徴を持つ。これらの特性から、平行平板形アクティブ力センサは機械加工に用いるには最適な機構と考

える。

5) 加工誤差低減の実証

ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減手法を応用し、小形のカップ砥石で広く平坦な面を研削する局所平面研削を提案した。シリコンウエハの研削を行い、ネガティブコンプライアンスによって加工誤差が低減できることを実証した。

6-1-3 本研究の最適性の考察

本研究の最適性を考察する。最適性は、切除加工系での加工誤差低減手法としてネガティブコンプライアンスが最適なものであるか、という点と、ネガティブコンプライアンスを生成するために選択した技術、たとえば平行平板型アクティブ力センサが最適なものであったか、という点で考察する必要がある。

1) 他の加工誤差低減手段との比較

切除加工系において加工精度を向上させる手段は、今まではほとんどが工作機械の剛性を上げることであった。しかしいくら剛性を上げても、コンプライアンスが正である限り、加工力が誘起する加工誤差をゼロにはできない。それに対してネガティブコンプライアンスを用いる手法では、工作機械のコンプライアンスを見かけゼロと設定でき、加工誤差を原理的にゼロにできる。

加工精度を向上させるために、加工中にワーク基準面に対する工具の相対位置を計測し、工具の運動にフィードバックをかけることも考えられる。しかし、実際にこの測定を行うことは難しい。ネガティブコンプライアンスを用いる手法は、力のCループを流れる加工力を測定し、それに応じて変位を加えるため、適用が容易である。

以上から、本論文の手法は、他の手法に比べて優位であると考えられる。

2) 本手法の技術的特徴

切除加工系では、加工の基本原理はすべて同じである。したがって本手法は、切除加工系全般に適用可能である。

本手法によって加工誤差を低減するには、工作機械のコンプライアンスを打ち消すように、絶対値が同じで符号が逆のネガティブコンプライアンスを直列に挿入する。この条件には、加工力を発生する加工コンプライアンスは関係せず、加工コンプライアンスの変化に対してはロバストである。加工コンプライアンスは、加工条件によって変化する。加工条件とは、工具形状、切削速度、送り速度、切り込み深さなどである。これらは加工中にも変化することがあるが、本手法ではこれらの加工条件の変化に影響を受けず、加工誤差の低減が可能である。

ネガティブコンプライアンスを生成するアクティブ力センサは、力の検出、変位の検出、力の発生、の3つの機能を持つ。本論文で述べた平行平板と圧電素子

の組み合わせ以外にも、アクティブ力センサにはさまざまな実現機構が考えられ、適用する事例に応じて適切な形態をとることができる。

以上から、本論文の手法は、適切であると考ええる。

3) 選択した機構の最適性

本論文では、圧電素子を用いた平行平板形アクティブ力センサを用いた。切除加工系に用いるための、機構の最適性を考察する。

工具と被加工物を含めた工作機械の加工中の変形は、数 μm ~数十 μm と考えられる。アクティブ力センサに用いる変位発生機構は、この変形をカバーする可動範囲が必要である。さらに精度よく制御するためには、可動範囲のおおよそ1/100以下の分解能が必要である。本論文では、変位発生機構に圧電素子を用いた。通常の圧電素子は、可動範囲は20 μm 程度、ヒステリシスはその5%程度、すなわち1 μm である。しかし平行平板形アクティブ力センサでは、ストレインゲージで位置を検出し圧電素子にフィードバックをかけるため、位置決め分解能は0.1 μm 以下となる。これらから、平行平板と圧電素子を組み合わせた変位発生機構は、適切な機構であると考ええる。また、工作機械の変形が圧電素子の可動範囲内であれば、本機構をそのまま適用できる。

切除加工系では、加工精度を支配する力は背分力であるが、力の絶対値は主分力の方が大きい事例もある。また主分力によって工具などが傾き、二次的に加工精度に影響を与えることもある。したがって、力、変位の検出機構は、1軸方向の力を分離性よく検出できる必要があり、また1軸方向に変位を拘束し、その他の軸方向には剛性が高い必要がある。平行平板は、これらの要求機能を満たす。力の分離性が良いため力センサの検出機構として用いられ、また変位を1方向に拘束できるため光ディスクのレンズアクチュエータの支持機構などにも用いられている。さらに、平行平板の設計によって力感度、変位感度を自由に換えられ、適用する加工状況に応じた設計が可能である。

平行平板形アクティブ力センサは、力の検出、変位の検出、力の発生の3つを、近接した場所に配置された機構で行う。すなわち、センサ部とアクチュエータ部が近接して配置され、フィードバック系を構成する。センサ部とアクチュエータ部が離れているとその間の構造体の動特性の影響を受け、制御帯域が上げられない、制御が不安定になるなどの問題を生じやすいが、平行平板形アクティブ力センサでは近接しているためこれらの問題を生じにくい。工作機械の大きな力の流

れの系で見た場合、加工力のCループの中に、アクティブ力センサのフィードバック系がマイナーループとして挿入されている。もしCループの中で、センサ部とアクチュエータ部を離れた場所に配置しアクティブ力センサを構成したら、制御が不安定になっていた可能性もある。

以上から、平行平板形アクティブ力センサは、切除加工系の多くの事例にはそのまま適用でき、アクティブ力センサの典型的なプロトタイプであると考ええる。ただし、工作機械の変形が大きい場合、かかる荷重が大きい場合など、特殊な事例においては、それぞれに対応したアクティブ力センサを用いる必要がある。また平行平板形アクティブ力センサは、力、変位の検出機構と力の発生機構が近接して配置されているため、安定な動作が可能である。

6-1-4 本研究の完結性の考察

本研究の完結性を、考察する。ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の原理、および実際の加工への適用について、本論文に述べた内容の完結性を考察する。

1) 原理の完結性

本研究では、切除加工系において、ネガティブコンプライアンスを用いて加工誤差を低減する手法を提案した。ネガティブコンプライアンスの定義、生成機構としてアクティブ力センサの提案、力のループ内でのネガティブコンプライアンスの特性解析を行った。圧電素子を用いた平行平板型アクティブ力センサを開発し、局所平面研削においてネガティブコンプライアンスによる加工誤差の低減を実証した。これらから、本手法による加工誤差低減については、その原理は完結していると考えられる。

本研究で扱ったコンプライアンスは、その静特性のみを対象とした。動特性は、コンプライアンス制御系の帯域のみを考えた。本研究では、工作機械の固有振動数（通常、数10～数100Hz程度と考えられる）より低い帯域で制御を行ったので、静特性のみを考慮すれば十分であると考えられる。しかし、制御帯域をあげ、より高い精度の加工を行おうとするときは、工作機械の固有振動を含めた力の釣り合いの系の動特性を解析する必要がある。

2) 実用へ向けた完結性

本研究では、加工誤差低減の実証のために、局所平面研削を行った。この実験で、基本原理の確認は終了したと考えるが、実際の加工へ適用する場合には、まだいくつかの課題が残っていると考える。それを以下に示す。

2-1) 加工精度へ影響を与える他の要因への対応

切除加工系では、加工精度を低下される要因として本論文で扱った加工力による変形の他に、温度変化による工作機械の変形、工具の減耗がある。

温度変化による変形には、加工点での発熱による温度変化の他に、送り機構の発熱、スピンドル等の駆動機構の発熱、風による放熱、これらに起因する工作機械フレームの温度分布変化、が考えられる。これらは、本論文で述べた手法とは

別の対策をする必要がある。加工の知能化の一環として、工作機械のフレームに温度不感のインバー合金を用いた変形センサを取り付け、工作機械の変形を直接検出し、温度変化による変形を補償する研究も行われている。

工具減耗の影響は、工具の減耗によって工具軌跡が変化する場合と、工具の先端のみが丸くなり工具軌跡は変化しない場合に分けられる。前者については本論文の手法では対応できない。後者の場合は、工具の先端の丸みは加工力の増加となる。この場合は、本論文の手法で自動的に加工誤差をゼロとするように収束させられる。

2-2) 変化するシステムコンプライアンスへの対応

本論文の手法では工作機械のコンプライアンス（システムコンプライアンス）を打ち消すように、絶対値が同じで符号が逆のネガティブコンプライアンスを直列に挿入する。加工誤差を低減するためには、システムコンプライアンスを正確に知る必要がある。

システムコンプライアンスは、加工点によって変化する可能性がある。その原因は、工作機械の剛性が送り位置によって異なること、ワークの剛性も場所によって異なることである。例えば、移動テーブルもワークも、中央と端では剛性が異なる。またシステムコンプライアンスは、加工力の大きさによって変化する可能性がある。これは、工作機械の剛性が非線形に変化するためである。

システムコンプライアンスが加工点によって変化する場合には、あらかじめ加工点の位置とシステムコンプライアンスの関係を調べておき、加工点の位置に応じてネガティブコンプライアンスの値を変化させる必要がある。

2-3) コンプライアンス制御の性能の向上

ネガティブコンプライアンスを発生させるコンプライアンス制御系の性能は、その発生機構であるアクティブ力センサの性能に左右される。アクティブ力センサにおいて、性能を向上させるべき項目としては、動作範囲の拡大、機構の簡易化、外乱の補償、フェイルセーフ機構、が考えられる。

6-2 今後の展望

6-2-1 アクティブ力センサの性能向上に関する考察

ネガティブコンプライアンスを発生させるコンプライアンス制御系の性能は、その発生機構であるアクティブ力センサの性能に左右される。ネガティブコンプライアンスの適用分野を広げるために、アクティブ力センサの、動作範囲の拡大、機構の簡易化、外乱の補償、フェイルセーフ機構などの、性能向上手法を考察する。

アクティブ力センサの動作範囲で考慮すべき項目は、力と変位の検出帯域、変位の制御帯域、力と変位の検出範囲、変位の発生範囲である。このうちはじめの二つは、コンプライアンスの制御帯域に関係する。

力と変位の検出帯域は、おおそアクティブ力センサの非制御時の固有のコンプライアンスと可動部質量によって決まる。可動部質量にはそれほど差が出ないとすると、センサ固有のコンプライアンスが支配的になる。本論文で検討したアクティブ力センサのうち、平行平板形アクティブ力センサは板バネによって可動部が支持されているためコンプライアンスが大きく、検出帯域は数100Hzと狭い。それに対して圧電素子形、変位検出板形アクティブ力センサは、受圧面がコンプライアンスの小さい圧電素子によって支持されているため、検出帯域は数kHz以上と広い。図6-2-1は、2つの圧電素子を用いたアクティブ力センサの例である。固有のコンプライアンスが小さいため、力と変位の検出帯域を広くできる。本論文中的変位検出板形アクティブ力センサと、類似の構成である。変位検出板形アクティブ力センサでは一つの圧電素子で力の検出と変位の発生を行っていたが、この図の例では各々別個の圧電素子を用いている。そのため構成はやや複雑になるが、処理回路は簡単になる。なお、図6-2-1の二つの圧電素子の機構が、スイススラー社からアクトセンスという名前で売り出されている。しかしこの製品は圧電素子のみのため、アクティブ力センサとするためには変位検出機構を付加する必要がある。

変位の制御帯域も、力と変位の検出帯域と同様、おおそアクティブ力センサの非制御時の固有のコンプライアンスと可動部質量によって決まると考えられる。したがって、平行平板形アクティブ力センサよりも、圧電素子形、変位検出板形アクティブ力センサ、あるいは図6-2-1に示した機構が有利と考えられる。

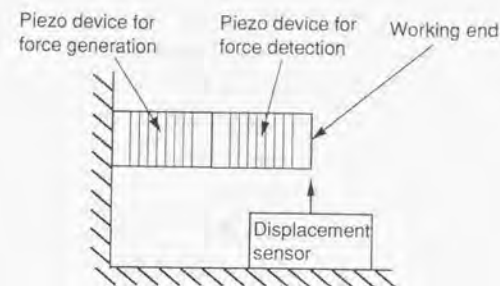


Fig.6-2-1 Active force sensor by piezo devices

固有振動数が低くても、固有振動数以上の帯域で制御をかけて検出帯域を広げられる。図6-2-2は、VCMを用いたアクティブ力センサの例である。コイルに流す電流を制御して発生力を制御し、またその電流をモニタして力を検出できる。コイルの固有振動数以上の帯域で位置制御すれば、力の検出帯域を広げられる。ただし、このアクティブ力センサを外部環境との接触状態で用いると、コイルの支持コンプライアンスより外部環境のコンプライアンスが支配的になり、特性の変動が大きく制御が難しくなる。

力と変位の検出範囲は、平行平板形アクティブ力センサでは、平行平板の設計によって自由に決められた。通常の機械加工で用いるアクティブ力センサとしては、平行平板形でカバーできる。しかし、極端に大きい力、逆に小さい力と変位（例えば1000N以上の力、100 μ m以上の変位、あるいは0.1 μ m以下の変位など）では、平行平板以外の機構を用いた方が有利と考えられる。例えば図6-2-1の機構を用いると数100N以上の力の検出が容易にでき、また図6-2-2の機構は0.1N以下の力の検出が容易にできる。

変位の発生範囲は、変位の発生機構に圧電素子を用いる場合は、おおよそ10 μ m程度である。変位拡大機構を用いても、100 μ m程度が限界である。圧電素子を他のアクチュエータと直列に用いて、変位の発生範囲を拡大できる。図6-2-3は、ボールスクリューを用いた送り機構と圧電素子を直列に接続し、可動範囲を拡大した例である。制御帯域の高周波側を圧電素子が、低周波側を送り機構がカバーするように制御系を設計すれば、変位の制御帯域も広くできる。

アクティブ力センサの機構の簡易化には、アクティブ力センサの3つの機能を同じ機構で実現すること、あるいは既存の機構で実現することが考えられる。前者は、本論文で述べた圧電素子形アクティブ力センサが良い例で、一つの圧電素子で3つの機能を実現しているため、構造が簡単になる。後者は、例えば変位の発生機能を工作機械の送り装置で代用することが考えられる。これは後述のタービンブレードの自動研削の項で述べる。

アクティブ力センサを用いる場合、力、変位の検出信号にのる外乱には、ノイズと加速度による外乱がある。ノイズは、電源や他の機器からの信号系への飛び込みであり、配線やグラウンドの取り方で低減できるため対策は容易である。加速度による外乱は、アクティブ力センサが加速度運動をするとそれが力となって観測され、原理的に補償する必要がある。

加速度外乱を防ぐ方法で最も簡単な方法は、アクティブ力センサを加速度運動

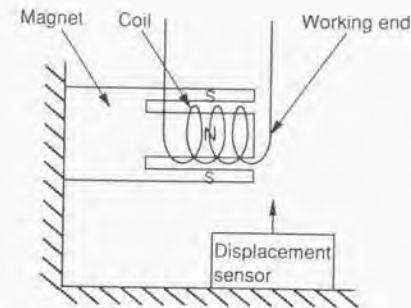


Fig.6-2-2 Active force sensor by VCM (voice coil motor)

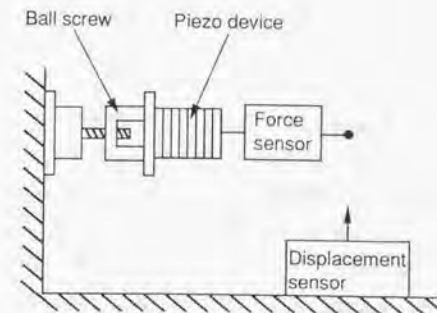


Fig.6-2-3 Active force sensor by combination of piezo device and rotary motor with ball screw

させないことである。これは、例えば工具が運動する工作機械では、アクティブ力センサを工具側でなく、非加工物側に取り付ければよい。加速度運動する場合には、補償機構を設ける必要がある。図6-2-4に、加速度センサを用いて工具の加速度を計測し、アクティブ力センサへの加速度外乱を補償する手法を示す。加速度センサは、アクティブ力センサが運動する軸で、かつ力を検出している軸の加速度を検出する必要がある。図6-2-4(a)は、アクティブ力センサと加速度センサの重心中心が一致している場合である。このときは、加速度センサが検出した加速度とアクティブ力センサが受けている加速度は一致する。しかし実際には、アクティブ力センサの重心に加速度センサを取り付けることは難しい。その場合は、図6-2-4(b)のようにアクティブ力センサから離れた位置に加速度センサをつけることになる。この場合、回転運動が生じると、両者の加速度が一致しない。そのため、アクティブ力センサと加速度センサの位置関係と、加速度センサで検出した加速度から、アクティブ力センサにかかっている実際の加速度を演算する必要がある。図6-2-5は、加速度センサからの信号を用いてアクティブ力センサの力の検出信号を補正する回路のブロック図である。通常、加速度センサの検出帯域はアクティブ力センサより広い。シミュレータはアクティブ力センサの検出特性を模擬し、加速度センサで検出した加速度信号を、アクティブ力センサで検出した信号の特性とほぼ等しくする。

アクティブ力センサを用いる場合、異常動作時にセンサを保護するために、フェイルセーフ機構は不可欠である。図6-2-6、図6-2-7に、過大荷重からアクティブ力センサを保護するフェイルセーフ機構の、二つの原理を示す。図6-2-6は、力を逃がす方式である。アクティブ力センサと並列に、ストッパを設ける。過大荷重がかかり受圧部の変位が大きくなると、ストッパと接触する。アクティブ力センサよりストッパの剛性を大きくしておけば、力の多くはストッパを経由して固定部へ抜け、センサは保護される。ただしこのフェイルセーフは過大荷重を固定部へ逃がすだけなので、力のループ内の最も脆弱な部分（多くの場合は工具）が破壊される。図6-2-7は、変位を逃がす方式である。アクティブ力センサと直列に、非線形バネを設ける。非線形バネは、通常のアクティブ力センサの使用荷重では変形しない特性としておく。過大荷重がかかると、非線形バネが変形をはじめ、アクティブ力センサを待避させる。待避するとアクティブ力センサにかかる荷重はそれ以上増加せず、センサは保護される。図6-2-8に、実際のフェイルセーフの機構の例を示す。図6-2-8(a)は、力を逃がすフェ

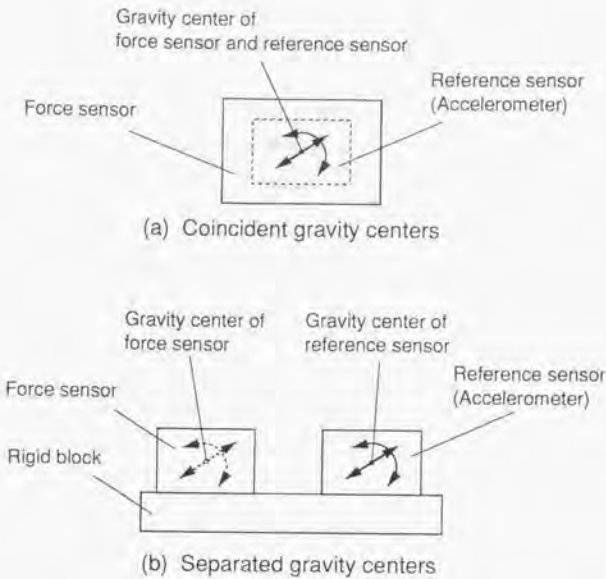


Fig.6-2-4 Acceleration compensation by reference sensor

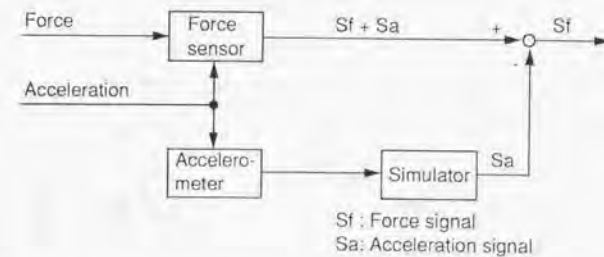


Fig.6-2-5 Acceleration compensation by simulator

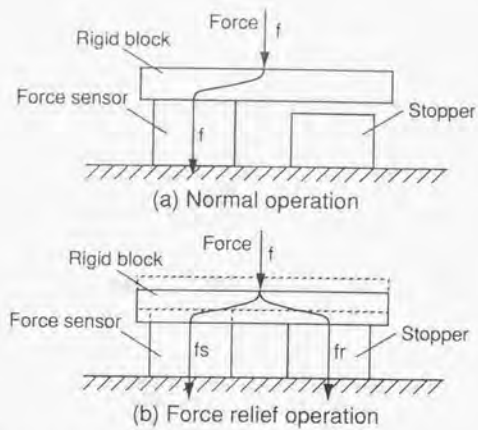


Fig.6-2-6 Fail safe mechanism by force relief

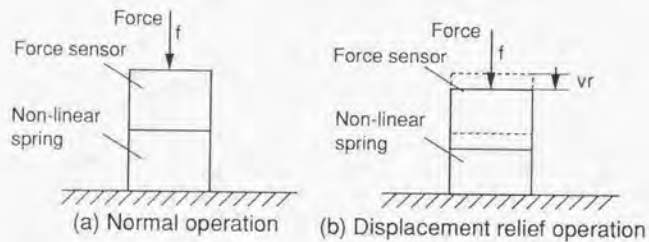


Fig.6-2-7 Fail safe mechanism by displacement relief

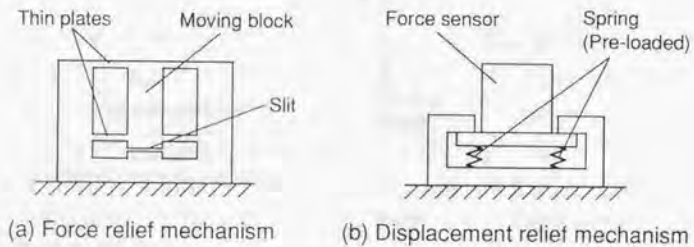


Fig.6-2-8 Example of practical fail safe mechanism

イルセーフの例である。平行平板型アクティブ力センサの可動部と固定部の間にスリットを設けてあり、過大荷重で可動部の変位が大きくなると固定部と接触し、力を逃がす。図6-2-8(b)は、変位をを逃がすフェイルセーフの例である。予圧をかけたバネでアクティブ力センサを支持しておく。予圧以上の荷重がかかるとバネが変形し、力センサを待避させる。

6-2-2 ネガティブコンプライアンスの応用に関する考察

ネガティブコンプライアンスは、さまざまな切除加工系に应用可能である。应用する事例に応じて、本論文の手法をモディファイする必要がある。現在研究中のいくつかの事例とそのときの課題を、以下に述べる。

1) タービンブレードの自動研削

タービンブレードの研削作業、特に表面を最終磨きする作業では、人間が微妙な力加減を感知しながら砥石に被研削物を押しつけて研削しているが、未だ省力化・高精度化が進んでいない。そこで、この研削作業を自動化する。ネガティブコンプライアンスを用い、砥石の逃げ分を相殺して被研削物の加工誤差を低減し、高精度の加工を目指す。

タービンブレードの自動研削での課題は、二つある。タービンブレードの形状が複雑な3次元形状であり同じ製品でも微妙に形状が異なること、3次元形状を研削するためには最低3軸、望ましくは5軸の制御する必要があり、アクティブ力センサが複雑になることである。

現在開発中の、タービンブレード自動研削システムの構成を図6-2-9に示す。x-yテーブルの上には5軸の力センサが取り付けられ、さらにその上にタービンブレードが取り付けられる。zテーブルには、砥石を回転させるスピンドルモータが取り付けられる。個々の形状が異なるブレードの研削は、2パスで行う。1パス目に、力一定制御でタービンブレードをなぞり、形状を把握する。2パス目に、ネガティブコンプライアンスを用い、高精度の仕上げ加工を行う。3次元形状の追従は、各テーブルを制御して砥石とタービンブレードの接触点を制御する。加工力は5軸の力成分を検出し、着力点の変動による誤差を補償する。アクティブ力センサの機能は、力の検出はx-yテーブル上の力センサを、変位の発生は2つのテーブルを、変位の検出はテーブル内のスケールを用いて実現する。変位の発生機構、変位の検出機構を新たに設けないので、簡単な構成でアクティブ力センサの機能を実現できる。加工点の変位をテーブル内の離れたスケールで検出するため誤差が大きくなり心配があるが、必要加工精度が0.1mmと比較的緩いため、本方式で対応可能と考える。

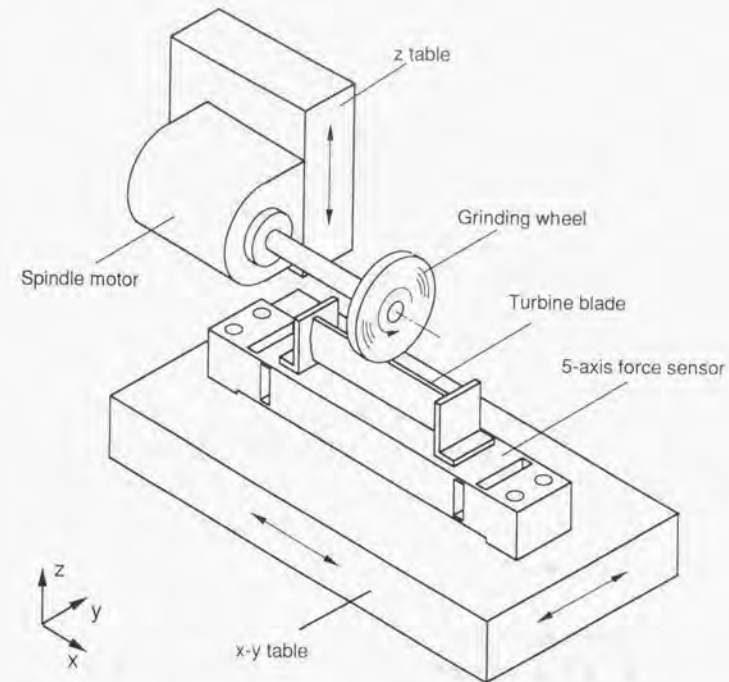


Fig.6-2-9 Grinding system for turbine blade

2) 微小径丸棒の切削

バイトによる微小径丸棒の切削を行う。微小径丸棒の切削では、丸棒自身の剛性が低いため加工力で逃げてしまい、まっすぐに加工することが難しい。

微小径丸棒の切削システムの構成を、図6-2-10に示す。アクティブ力センサに切削工具を取り付け、コンプライアンスを制御する。微小径丸棒の切削での課題は、被加工物の丸棒の剛性が低いことである。この加工系の剛性においては、加工装置ではなく被加工物の剛性が支配的となる。また、剛性が切削場所によって変化する。丸棒は一端でチャックされるが、チャックからの距離によって剛性が異なる。また丸棒を切削して行き、径が小さくなるにつれ剛性が低下する。さらに、背分力方向だけでなく、主分力方向にも逃げが生じることである。この様子を図6-2-10に示す。図6-2-10(a)の配分力方向への逃げが直接の加工誤差となり、図6-2-10(b)の主分力方向への逃げが、コサインで効く二次的な加工誤差となる。

このように、微小径丸棒の切削では変化する被加工物の剛性に対応する必要がある。あらかじめ、切削位置、丸棒の径に対応する剛性を計算しておき、切削位置あるいは丸棒の径の変化に応じてネガティブコンプライアンスの設定を変化させる。また、2軸のコンプライアンス制御を行い、背分力方向だけでなく、主分力方向を含めて補正する。

3) 工作機械の振動特性の改善

切削加工系では、加工条件によってびびりが生じることがある。びびりは、加工力の変動と工具の運動が発散系を構成することで生じる。工具の運動は、主に加工力の系の、動特性に支配される。

今までは系の動特性を変化させられなかったため、切削速度あるいは切削幅を変え、系を安定領域に待避させてびびりを防いでいた。アクティブ力センサを用いると、その特性が加工力の系に重畳される。アクティブ力センサの特性を変化させて、加工力の系全体の動特性を改変できる。通常の加工ではネガティブコンプライアンスを用いて加工誤差の低減を行い、びびりが発生したときにはそれを抑える制振動作をさせる。具体的には、加工中の加工力をモニタして、びびりの発生を検知する。びびりが発生した場合、アクティブ力センサのコンプライアンス、あるいはダンピングを変化させ、系を安定領域に導く。

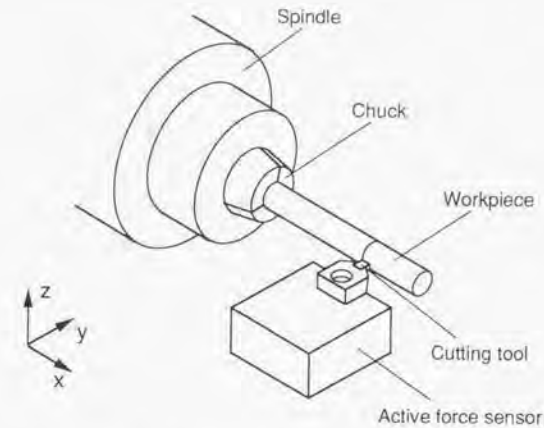


Fig.6-2-10 Cutting system for bar of small diameter

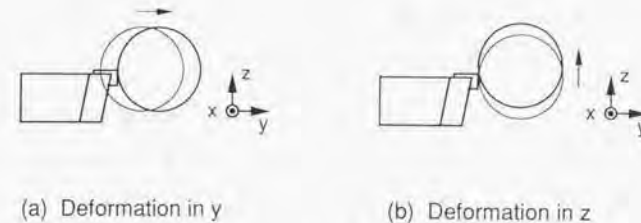


Fig.6-2-11 Deformation of work caused by machining force

4) 成形加工への応用

ネガティブコンプライアンスは、切除加工系以外に、成形加工（塑性加工）にも適用可能と考える。押し出しや、圧延などでは、成形後のスプリングバックによって形状精度が低下している。例えば圧延などで、形状精度が必要な場合には、成形後形状測定を行い、その誤差に応じて成形を繰り返して補正を行う。ネガティブコンプライアンスを用いて、このスプリングバックも補正可能である。この場合の課題は、加工力の大部分が塑性変形に費やされ、スプリングバックに関わるのは加工力の一部であることである。これは、非線形のネガティブコンプライアンスを発生させて対応できると考える。

第7章 結論

本研究では、「切除加工系へネガティブコンプライアンスを適用し加工誤差を低減する」ことを目的として研究を行った。ネガティブコンプライアンスを用いると、加工力が誘起した工作機械の変形を補償でき、工作機械全体の剛性を上げずに高精度の加工が実現できる。

以下、本研究を通して得た結論を述べる。

1) ネガティブコンプライアンスの実現手法の確立

・ネガティブコンプライアンスの特性の実現

ネガティブコンプライアンスを、「力を入力とした場合は力と逆の方向の変位を出力」するもの、と定義する。ネガティブコンプライアンスは、物体が受けている外力の大きさを検出し、その外力に対抗する力を発生し、物体を外力の方向に変位させることで、人工的に実現できる。発生する力と変位との関係を制御すれば、コンプライアンスの大きさを任意に設定できる。この手法は、通常の正のコンプライアンスも実現可能である。

・ネガティブコンプライアンスの機構の実現

ネガティブコンプライアンスを実現するためには、力のセンシング機能、アクチュエーション機能、変位のセンシング機能、の3つが必要である。これらの機能を兼ね備えた機構を、アクティブ力センサと定義する。アクティブ力センサは、2つの変位検出器付きバネと1つのアクチュエータで実現できる。

・コンプライアンス制御の安定性の解析

アクティブ力センサを用いたコンプライアンス制御では、安定動作範囲が存在する。アクティブ力センサで生成するコンプライアンスを C_f 、接触する環境のコンプライアンスを C_a とすると、 $-C_a < C_f < C_a$ の範囲であれば安定である。

・切除加工系におけるコンプライアンス制御の安定性の解析

切除加工系にコンプライアンス制御を用いる場合、アクティブ力センサで生成するコンプライアンスを C_f 、加工装置のコンプライアンスを C_a 、加工コンプライ

アンスを C_m とすると、安定動作範囲は $-(C_a+C_m)<C_f<C_a+C_m$ である。

加工誤差は C_f+C_a に比例するため、 $C_f=C_a$ とすれば、加工誤差をゼロにできる。この場合、この加工系は安定である。

2) 機械加工のためのアクティブ力センサの機構の開発

・圧電素子を用いたアクティブ力センサ機構の検討

アクティブ力センサに必要な機能を圧電素子によって実現する、3種の機構の検討を行った。その結果、平行平板と圧電素子を組み合わせた、平行平板形アクティブ力センサが、安定性、設計自由度の点から優れていることがわかった。

・平行平板形アクティブ力センサの解析

平行平板、力感度、変位感度をベースとした設計手法を提案した。また構造解析を行い、力の分離性がよい、他軸方向に剛性が高いという優位性を確認した。平行平板形アクティブ力センサの特性解析を行った。それをもとに制御系を開発し、アクティブ力センサで任意のコンプライアンスを生成できることを確認した。

3) ネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減の実証

・局所平面研削法の提案

局所平面研削法は、小型のカップ砥石を用いた平面研削で広く平坦な面を得る手法である。これにネガティブコンプライアンスによる加工誤差低減を適用すれば、板厚方向の研削精度を向上させることが可能となる。

・3軸コンプライアンス生成システムの開発

局所平面研削システムに用いるための、リング状アクティブ力センサを開発した。1軸方向および2軸回転方向についての力および変位の検出、変位の発生の機能を持つ。このセンサを用いて、3軸コンプライアンスの同時制御を実現した。

・加工誤差低減法の実証

シリコンウエハの研削実験を行った。10 μ mの切り込みを行ったところ、1 μ mの加工誤差が0.1 μ m以下となり、ネガティブコンプライアンスによって加工誤差

が低減できることを実証した。

A 付章

A 付章

A-1 平行平板の材料力学的解析

A-1-1 角穴平行平板の解析

角穴平行平板は、平行平板の最も基本となる。その構造と変形を、図A-1-1に示す。図A-1-1(a)に示すように、2つの剛体ブロックを2枚の平行な薄板で接続した形状であり、穴の形状が角形をしていることから角穴平行平板と呼ばれる。剛体ブロックの一方が固定され、もう一方は可動部を構成し力が印加される。角穴平行平板は、図A-1-1(b)に示すように、平行面に垂直な力に対して選択的に変形する。この変形を一次変形と呼ぶ。この一次変形が、平行平板の特徴である。平行平板は、一時的変形を起こす力とは異なった方向の力、モーメントに対しても変形を生じる。これらを二次変形と呼ぶ。一つの角穴平行平板で、一次変形を生じさせる力成分のみではなく、ゲージの貼り方、ブリッジの組み方を工夫すると二次変形を生じさせる力成分をも検出できる。

角穴平行平板構造の特徴を以下に示す。

- ・薄板部が平板であるため、構造解析あるいは設計計算がしやすい。一次変形、二次変形共に、(ほぼ)完全に材料力学で解析できる。
- ・角穴を開ける加工が(後述の丸穴に比べて)難しい。
- ・一次変形の場合、歪の最大となる位置が薄肉部の両端にくるため、ゲージを貼るスペースが得やすい。ただし、ゲージは薄肉部両端に正確に貼らねばならず、これがずれると歪出力の低下を招く。

なおこの節においては、角穴平行平板構造の各部の記号および座標系は、図A-1-1(a)に示す記号および座標系を用いる。また、力は可動ブロックに印加されるとする。

1) 一次変形の解析

一次変形は、図A-1-1(b)に示すように f_x が作用した場合の変形である。 f_x によって発生するモーメントを打ち消すようなモーメントが作用し、可動ブロックが x 軸に平行に変位する変形を考える。平板の1枚を考えると、図A-1-2に示す片持ち梁において、自由端のたわみ角を0に拘束したまま、自由端に $f_x/2$ の力を

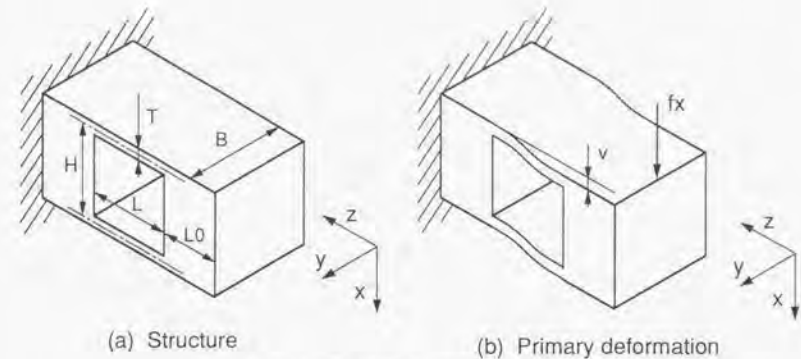


Fig.A-1-1 Definition of symbols

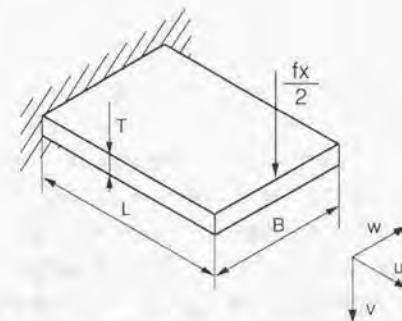


Fig.A-1-2 Beam model fixed in one end

A 付章

かけた場合と等価である。なお計算のための座標は、図A-1-2に示す座標を用いる。

この変形の解析は、式(A-1-1)を式(A-1-2)の境界条件の下で解けばよい。平板表面の歪の分布は図A-1-3の様になり、平板の両端で最大の歪となる。

片持ち梁先端の変位 v および最大歪 ϵ_{\max} は、それぞれ式(A-1-3)および式(A-1-4)となる。また、最大歪 ϵ_{\max} と変位 v の関係は式(A-1-5)で与えられる。歪は、 $u=0$ の位置の平板下面および $u=L$ の位置の平板上面に ϵ_{\max} 、 $u=0$ の位置の平板上面および $u=L$ の位置の平板下面に $-\epsilon_{\max}$ が生じる。これら4ヶ所に1枚ずつ歪ゲージを貼り、ブリッジを組めば 4ϵ の歪出力が得られる。しかし、実際に角穴平行平板を力センサの検出ユニットに用いる場合、あらゆる方向の力、モーメントが同時に作用するので、その変形は一次変形と二次変形を合成になる。したがって、検出しようとする力以外の力、モーメントによる変形の影響を避けるために、通常、歪ゲージの貼付位置は平板の幅方向に対して中央の位置としている。

2) 二次変形の解析

2-1) f_y による変形 (二次変形(a))

f_y が作用し、かつ L が短い場合、平行平板には図A-1-4に示すせん断変形が生じる。この場合、1枚の平板を考えると、図A-1-5に示す片持ち梁において、端面に $f_y/2$ の力が加わった場合と等価である。

片持ち梁にかかるせん断力 τ は式(A-1-6)で表され、この時の片持ち梁先端の変位 w は式(A-1-7)で表される。また単純せん断であるため、 45° 傾いた方向には式(A-1-8)で表される歪み ϵ が生じる。平板の上面下面に、この方向及びこれと 90° 傾いた方向に歪ゲージを貼り、ブリッジを組めば 4ϵ の歪出力が得られる。

f_y が作用し、かつ L が長い場合、平行平板には図A-1-6に示す曲げ変形が生じる。せん断による変形と同様、1枚の平板を考えると、A-1-5に示す片持ち梁において、端面に $f_y/2$ の力が加わった場合と等価である。

片持ち梁先端の変位 w および最大歪 ϵ は、それぞれ式(A-1-9)および式(A-1-10)となる。平板の固定端近く、幅方向両端部で最大歪が生じる。平板の上面下面のこの位置に歪ゲージを貼付しブリッジを組めば、 4ϵ の歪出力が得られる。

f_y による変形では、図A-1-4のせん断変形、図A-1-6の曲げ変形のうち、剛性の低い方が支配的となる。すなわち、式(A-1-7)、式(A-1-9)で表される変形 w のうち、大きな変形を示す方が現れる。 L が短い場合はせん断変形、長い場合は曲げ

$$EI \frac{d^3 v}{du^3} = -\frac{1}{2} f_x, \quad I = \frac{1}{12} BT^3 \quad (A-1-1)$$

$$v \Big|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du} \Big|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du} \Big|_{u=L} = 0 \quad (A-1-2)$$

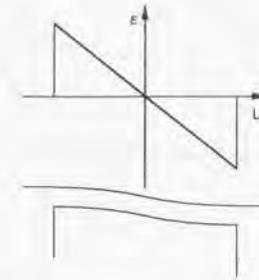
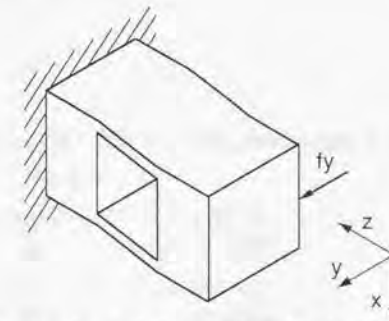


Fig.A-1-3 Distribution of surface strain

$$v \Big|_{u=L} = \frac{L^3}{2EBT^3} f_x \quad (A-1-3)$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{3L}{2EBT^2} f_x \quad (A-1-4)$$

$$v \Big|_{u=L} = \frac{L^2}{3T} \epsilon_{\max} \quad (A-1-5)$$

Fig.A-1-4 Secondary deformation by f_y (Shearing mode)

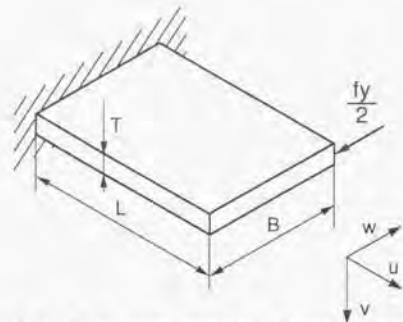


Fig.A-1-5 Beam model fixed in one end

$$\tau = \frac{1}{2BT} fy \quad (\text{A-1-6})$$

$$w = -\frac{\tau L}{G} = -\frac{L}{2GBT} fy \quad (\text{A-1-7})$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2EBT} fy \quad (\text{A-1-8})$$

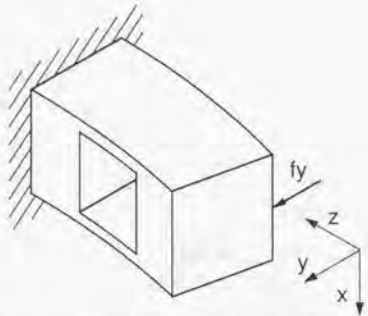


Fig.A-1-6 Secondary deformation by fy (Bending mode)

$$w = -\frac{2L^3}{EB^3T} fy \quad (\text{A-1-9})$$

$$\varepsilon = \frac{3L}{EB^2T} fy \quad (\text{A-1-10})$$

A 付章

変形となる。その境界は、式(A-1-7)と式(A-1-9)を等置した、式(A-1-11)となる。 $G=E/4$ と近似すると、式(A-1-11)は $B=L$ となる。平行平板の設計では B と L を同じとする場合が多いが、この場合はせん断と曲げの変形がほぼ同時に起こっている。

fy による歪は、境界は、式(A-1-8)と式(A-1-10)を等置した式(A-1-12)となる。 $B=L$ とした場合には、せん断より曲げの歪の方が大きな出力が得られる。平行平板の二次変形で fy を検出した場合の式(A-1-10)と、一次変形で fx を検出した場合の式(A-1-4)の比を取ると、 $2T/B$ となる。たとえば T 、 B 、 L をそれぞれ1、10、10mmとした場合はこの比率は1/5となり、一次変形を用いた場合に比べて出力が小さくなる。

2-2) fz による変形

fz が作用した場合、平行平板には図A-1-7(a)に示す圧縮変形が生じる。この場合、1枚の平板を考えた図A-1-7(b)の片持ち梁モデルでは、端面に $fz/2$ の力が加わった場合と等価である。

片持ち梁先端の変位 u および歪 ε は、それぞれ式(A-1-13)および式(A-1-14)となる。この場合、どの部分にも $-\varepsilon$ の歪は発生せず、ブリッジを組んで 4ε の歪出力を得ることはできない。このため、 fz による縮み方向とは直角をなす向きに歪ゲージを貼り、ポアソン比による伸び変形の歪を検出して、 $2(1+\nu)\varepsilon$ の歪出力を得る。ただし ν はポアソン比である。平行平板の二次変形で fz を検出した場合の式(A-1-14)と、一次変形で fx を検出した場合の式(A-1-4)の比を取ると、 $T/3L$ となる。たとえば T 、 L をそれぞれ1、10mmとした場合はこの比率は1/30となり、一次変形を用いた場合に比べて出力が小さくなる。ポアソン比分の出力を用いてブリッジを組むため、ブリッジ出力はさらに小さくなる。

2-3) mx による変形

mx が作用した場合、平行平板には図A-1-8(a)に示す曲げ変形が生じる。この場合、1枚の平板を考えた図A-1-8(b)の片持ち梁モデルでは、 $mx/2$ のモーメントが加わった場合と等価である。

片持ち梁先端の傾き θ および最大歪 ε は、それぞれ式(A-1-15)および式(A-1-16)となる。最大歪は、平板の w 方向両端に発生する。平板のこれらの位置に歪ゲージを貼りブリッジを組めば、 4ε の歪出力が得られる。

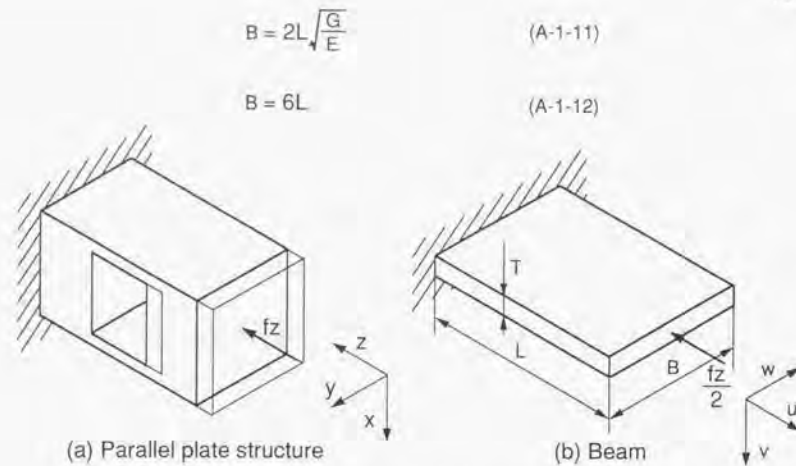


Fig.A-1-7 Secondary deformation by fz

$$u = -\frac{L}{2EBT} fz \quad (\text{A-1-13})$$

$$\epsilon = -\frac{1}{2EBT} fz \quad (\text{A-1-14})$$

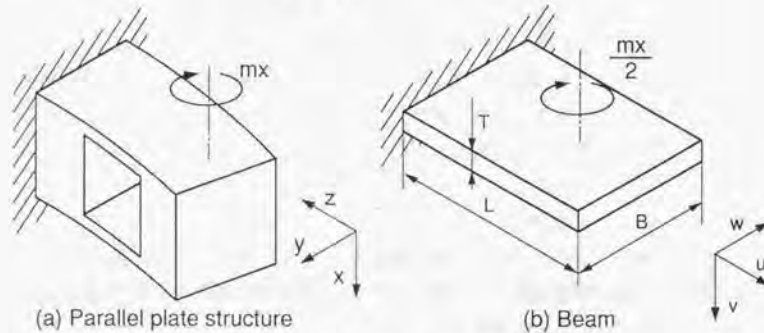


Fig.A-1-8 Secondary deformation by mx

$$\theta = \frac{6L}{EB^3T} mx \quad (\text{A-1-15})$$

$$\epsilon = \frac{3}{EB^2T} mx \quad (\text{A-1-16})$$

A 付章

2-4) myによる変形

myが作用した場合、平行平板には図A-1-9に示す曲げ変形が生じる。上下の平板をまとめて1つの梁として考えると、その中立軸に垂直な平面は変形後も平面を保つので、その断面二次モーメントは角穴のない中実の梁の断面二次モーメントから角穴と同形の梁の断面二次モーメントを差し引いたものである。2つの平板の間隔Hをとり、梁全体の厚さをH+T、角穴部の厚さをH-Tとすると、断面二次モーメントIは式(A-1-17)で表される。

可動部の傾き θ および歪 ϵ は、それぞれ式(A-1-18)および式(A-1-19)となる。下側平板の表面で ϵ 、上側平板の表面で $-\epsilon$ の歪が発生するので、上下の平板表面にそれぞれ2枚ずつ歪ゲージを貼りブリッジを組めば、 4ϵ の歪出力が得られる。

2-5) mzによる変形

mzが作用した場合、平行平板には図A-1-10に示すねじり変形が生じる。一つの平板についてみると、この変形は図A-1-11に示す4つの変形の重ね合わせと考えられる。図A-1-11(a)、(b)は面に垂直な方向のせん断による変形と曲げによる変形、図A-1-11(c)、(d)は面に平行な方向のせん断による変形と曲げによる変形である。面に垂直な方向の変形を v_0 、平行な方向の変形を w_0 とすると、 $v_0=w_0$ である。このうち、mzに対抗する力は剛性の高い変形による反力が寄与すると考えられるため、後者の面に平行な変形、すなわち図A-1-11(c)、(d)に示した変形が支配的である。

図A-1-12は、可動ブロックをz方向から見たときの力の釣り合いを示す。fは、mzから生じる力で、可動ブロックが平行平板に与える力である。また図A-1-12の右の図は、可動ブロックの変位を示している。平板中央からv離れた微小部分dvにおける変位wは、式(A-1-20)の様に表せる。

図A-1-13は、微小な厚さdvの薄板にかかる力から変位を計算するためのモデルである。薄板の長さLが短いときは図A-1-11(c)のせん断による変形、長いときには図A-1-11(d)の曲げによる変形が支配的となる。始めに図A-1-11(c)のせん断による変形について考える。微小な薄板dvにおいて、先端のたわみ量wは、式(A-1-21)と表せる。モーメントmzは、この式を用いて式(A-1-22)と表される。式(A-1-22)と式(A-1-20)から、モーメントmzと可動部の変位量 w_0 の関係、式(A-1-23)が導かれる。次に図A-1-11(d)の曲げによる変形について考える。微小な薄板dvにおいて、先端のたわみ量wは、式(A-1-24)と表せる。モーメン

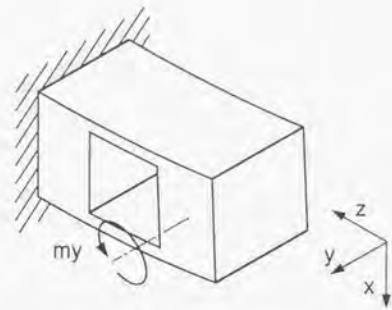


Fig.A-1-9 Secondary deformation by my

$$I = \frac{1}{6} BT(T^2 + 3H^2) \tag{A-1-17}$$

$$\theta = \frac{L}{EI} my = \frac{6L}{EBT(T^2 + 3H^2)} my \tag{A-1-18}$$

$$\epsilon = \frac{H+T}{2EI} my = \frac{3(H+T)}{EBT(T^2 + 3H^2)} my \tag{A-1-19}$$

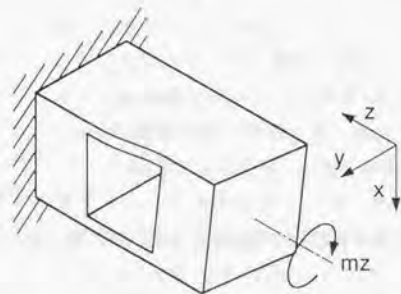


Fig.A-1-10 Secondary deformation by mz

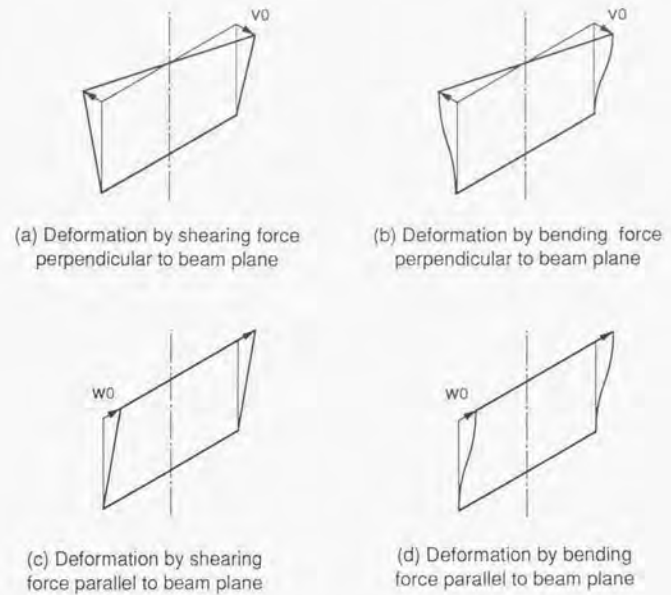


Fig.A-1-11 Deformations of beam by mz

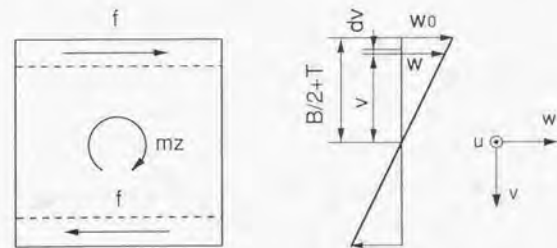


Fig.A-1-12 Balance of forces in moving block

$$w = \frac{2}{B + 2T} w_0 v \tag{A-1-20}$$

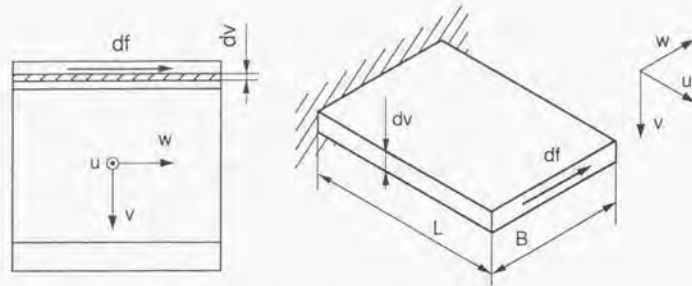


Fig.A-1-13 Force applied to thin plate

$$w = \frac{L df}{GB dv} \quad (\text{A-1-21})$$

$$mz = 2 \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+T} v df = 2 \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+T} \frac{GB w}{L} v dv \quad (\text{A-1-22})$$

$$mz = \frac{4GB w_0}{(B+2T)L} \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+T} v^2 dv = \frac{GBT(3B^2 + 6BT + 4T^2)}{3(B+2T)L} w_0 \quad (\text{A-1-23})$$

$$w = \frac{L^3 df}{EB^3 dv} \quad (\text{A-1-24})$$

A 付章

ト mz は、この式を用いて式(A-1-25)と表される。式(A-1-25)と式(A-1-20)から、モーメント mz と可動部の変位量 w_0 の関係、式(A-1-26)が導かれる。せん断と曲げ変形は、式(A-1-23)および式(A-1-26)から求めた w_0 のうち、大きい方（剛性の低い方）が支配的となる。

面に平行な方向の変形を w_0 は、面に垂直な方向の変形を v_0 と等しい。面に垂直な方向の変形は、長さに比べて板厚が薄いため、図 A-1-1-1(a) に示す曲げによる変形が支配的である。この曲げによる表面歪 ϵ は $w_0 (=v_0)$ を用いて式(A-1-27) の様に表せる。表面歪みが最大となるのは平板の四隅であり、ここに歪ゲージを貼りブリッジを組めば、 4ϵ の歪出力が得られる。

$$mz = 2 \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+v} v \, df = 2 \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+v} \frac{EB^3 w}{L^3} v \, dv \quad (\text{A-1-25})$$

$$mz = \frac{2EB^3 w_0}{(B+2T)L^3} \int_{\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}+v} v^2 \, dv = \frac{2EB^3 T(3B^2 + 6BT + 4T^2)}{3(B+2T)L^3} w_0 \quad (\text{A-1-26})$$

$$\epsilon = \frac{3T w_0}{L^2} \quad (\text{A-1-27})$$

A 付章

A-1-2 丸穴平行平板の解析

丸穴平行平板の構造と変形を、図A-1-14(a)、(b)に示す。穴の形状が丸いことから、この名で呼ばれている。この構造は、角穴の加工が難しいという欠点をなくすために考え出された。力が加わったときの変形の様子は、ほぼ角穴平行平板と同じである。しかし、薄肉部の形状が平板でないため構造解析が難しく、多くの場合図A-1-14(b)に示す様な、一次変形を生じさせる力の検出のみに用いられる。

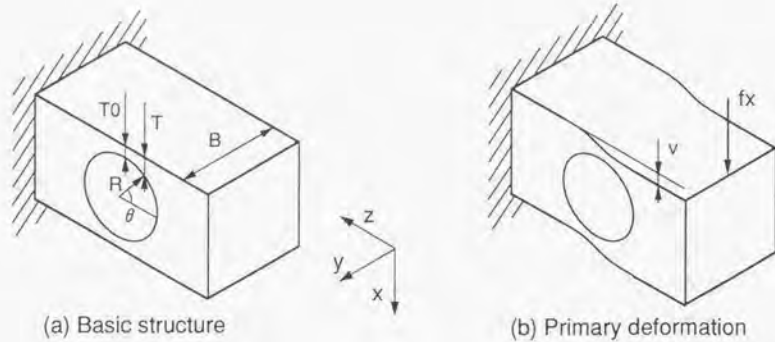
丸穴平行平板の特徴を以下に示す。

- ・薄肉部が平板ではないため、構造解析あるいは設計計算がやりにくい。正確な解析には2次元あるいは3次元の有限要素法を用いる必要がある。
- ・加工が簡単である。薄肉部板厚の寸法精度もだしやすい。
- ・歪の最大となる位置が薄肉部の中央に近づくため、ゲージを貼るスペースが狭くなり、必要以上に大きな丸穴をあけなければならない。歪の分布はなだらかなピークを描き、ゲージを貼る位置が多少ずれても歪出力の低下は少ない。

1) 一次変形の解析

一次変形は、図A-1-14(b)に示すように f_x が作用した場合の変形であり、図A-1-1(b)の角穴平行平板の一次変形とほぼ同じである。 f_x によって発生するモーメントを打ち消すようなモーメントが作用し、可動ブロックが x 軸に平行に変位する変形を考える。角穴平行平板の時と違い、薄肉部の変形における中立軸は直線ではない。そこで、中立軸を直線と近似した図A-1-15に示すような片持ち梁において、自由端のたわみ角を0に拘束したまま、自由端に $f_x/2$ の力をかけたとして考える。なお計算のための座標は、図A-1-15に示す座標を用いる。

この変形の解析は、式(A-1-28)を式(A-1-29)の境界条件の下で解けばよい。ただし、板厚 T は、式(A-1-30)の様に変化する。式(A-1-30)中の θ は、図A-1-14(a)に示したものである。 $d\epsilon/du=0$ となる位置は、式(A-1-31)を満たす θ で与えられ、 T_0/R が小さいときは式(A-1-32)の様近似できる。 θ を u に変換すると式(A-1-33)となり(ただし平板部中央を u の原点とする)、その位置で式(A-1-34)で与えられる最大歪み ϵ_{\max} が得られる。図A-1-16に、平板上の表面歪の分布の様子を示す。



(a) Basic structure

(b) Primary deformation

Fig.A-1-14 Definition of symbols of parallel plate structure with round hole

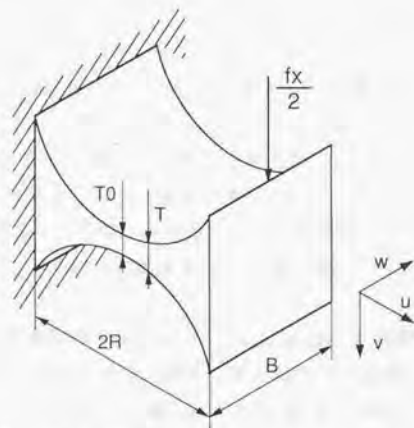


Fig.A-1-15 Beam fixed in one end

$$EI \frac{d^3v}{du^3} = -\frac{1}{2} fx, \quad l = \frac{1}{12} BT^3 \quad (A-1-28)$$

$$v|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du}|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du}|_{u=L} = 0 \quad (A-1-29)$$

$$T = T_0 + R(1 - \sin \theta) \quad (A-1-30)$$

$$\sin^2 \theta + \left(1 + \frac{T_0}{R}\right) \sin \theta - 2 = 0 \quad (A-1-31)$$

$$\sin \theta = 1 - \frac{T_0}{3R} \quad (A-1-32)$$

$$u = R(1 \pm \sqrt{1 - \sin^2 \theta}) \quad (A-1-33)$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{6R\sqrt{1 - \sin^2 \theta}}{2EBT^2} fx \quad (A-1-34)$$

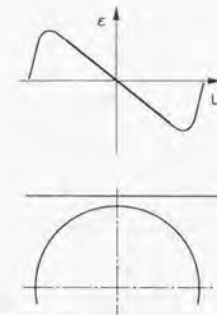


Fig.A-1-16 Distribution of surface strain

上下の平板部各2ヶ所づつ歪が最大となる位置があり、これら4ヶ所に歪ゲージを貼り、ブリッジを組めば4 ϵ の歪出力が得られる。しかし、角穴平行平板と同様、実際に丸穴平行平板を力センサの検出ブロックとして用いる場合には、あらゆる方向の力、モーメントが同時に作用するので、その変形は一次変形と二次変形を合成したものになる。従って、検出しようとする力以外の力、モーメントによる変形の影響を避けるために歪ゲージの貼り付け位置は平板の幅方向に対して中央の位置としている。

A-1-3 セン断板・圧縮板付き平行平板の解析

セン断板・圧縮板付き平行平板は、平行平板の角穴あるいは丸穴の中に、セン断板あるいは圧縮板と呼ばれる薄板を残した形をしている。この構造は平行平板の垂直方向あるいは圧縮方向の力を、モーメントの影響を受けずに検出することを目的として開発された。

1) セン断板付き平行平板

セン断板付き平行平板の構造および変形を図A-1-17(a)、(b)に示す。平行平板の角穴の中に、セン断板が配置されている。この構造をもちいれば、 f_x の力をモーメントの影響を受けずに検出できる。図A-1-17(b)に示すように、 f_x の力が作用するとセン断板が図の様にセン断変形をおこし、板の表面のセン断応力方向と45°をなす方向に伸びと縮みの歪を生じる。この構造にモーメントが作用した場合、セン断板が構造の中央に存在するので、その影響を殆ど受けない。また、この構造はただの平行平板と同様に、A-1-1に示した二次変形も生じる。

セン断板付き平行平板の記号を図A-1-17(a)のように定義する。この構造の解析手順として、平行平板とセン断板とを分けて次のように考える。

- ・平行平板のみが図A-1-17(b)に示すような力を受けたときの力と、力の方向の変位量を計算し、これから平行平板のばね定数 K_p を算出する。
- ・セン断板のみにセン断力を作用させたときの力と、力の方向の変位量から、セン断板のばね定数 K_s を計算する。
- ・これらの結果から、セン断板付き角穴平行平板にかかる力と、セン断板上の歪出力との関係を求める。

角穴平行平板と同様に考えて、梁の方程式(A-1-35)を境界条件式(A-1-36)の下で解けば、可動ブロックの変位 v を求められる。変位 v と作用する力 f_x から、平行平板のばね定数 K_p は式(A-1-37)の様求められる。

セン断板にセン断力 f_x が作用した場合、その表面に生じるセン断力 τ は式(A-1-38)で与えられる。材料のセン断弾性係数を G とすれば、セン断による変位 δ は式(A-1-39)となる。変位 δ と作用する力 f_x から、セン断板のばね定数 K_s は式(A-1-40)の様求められる。全体のばね定数 K_t は式(A-1-41)で与えられるから、力 f_x による変位 v は式(A-1-42)となる。セン断板のセン断力は単純セン断であるから、

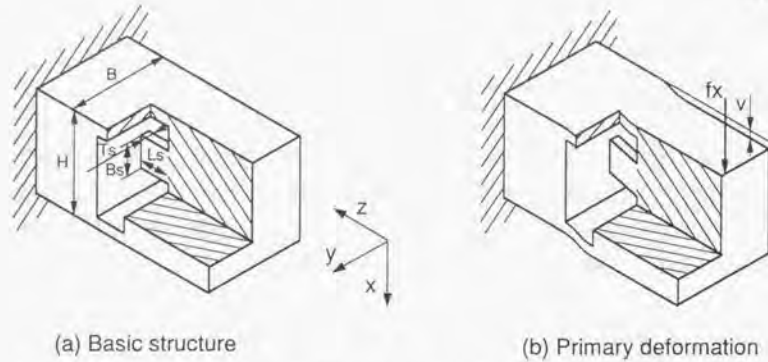


Fig.A-1-17 Definition of symbols of parallel plate structure with compression plate

$$EI \frac{d^3 v}{du^3} = -\frac{1}{2} f_x, \quad I = \frac{1}{12} BT^3 \quad (A-1-35)$$

$$v \Big|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du} \Big|_{u=0} = 0, \quad \frac{dv}{du} \Big|_{u=L} = 0 \quad (A-1-36)$$

$$K_p = \frac{f_x}{v} = \frac{2EBT^3}{L^3} \quad (A-1-37)$$

$$\tau = \frac{1}{BsTs} f_x \quad (A-1-38)$$

$$\delta = \frac{L}{GBsTs} f_x \quad (A-1-39)$$

$$K_s = \frac{f_x}{\delta} = \frac{GBsTs}{L} \quad (A-1-40)$$

$$K_t = K_p + K_s \quad (A-1-41)$$

$$v = \frac{f_x}{K_t} = \frac{L}{\left(\frac{2EBT^3}{L^2} + GBsTs\right)} f_x \quad (A-1-42)$$

A 付章

この時のせん断応力 τ 、応力 σ は式(A-1-43)で与えられ、したがって歪 ε は式(A-1-44)となる。

せん断板の裏表に、斜め45°の方向に歪ゲージを貼れば、ブリッジを組み4εの歪出力が得られる。

2) 圧縮板付き平行平板

圧縮板付き平行平板の構造および変形を図A-1-18(a)、(b)に示す。平行平板の角穴の中に、圧縮板が配置されている。この構造を用いれば、 f_z の力をモーメントの影響を受けずに検出できる。図A-1-18(b)に示すように、 f_z の力が作用すると圧縮板が図の様に圧縮変形をおこし、板の表面に歪を生じる。この構造にモーメントが作用した場合、圧縮板が構造の中央に存在するので、その影響を殆ど受けない。また、この構造はただの平行平板と同様に、A-1-1に示した二次変形も生じる。

圧縮板付き平行平板の記号を図A-1-18(a)のように定義する。この構造の解析手順として、平行平板と圧縮板とを分けて次のように考える。

・平行平板のみが図A-1-18(b)に示すような力を受けたときの力と、力の方向の変位量を計算しこれから平行平板のばね定数 K_p を算出する。

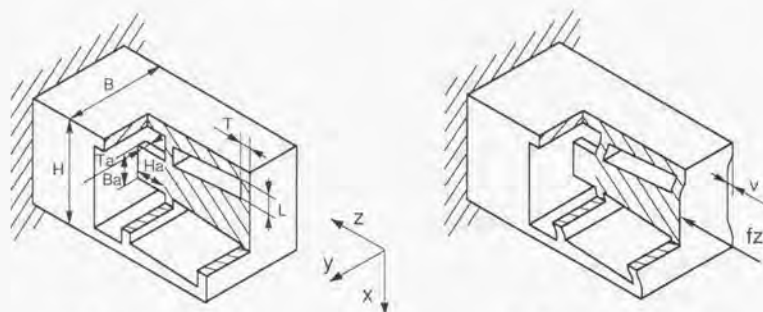
・圧縮板のみに圧縮力を作用させたときの力と力の方向の変位量から、圧縮板のばね定数 K_a を計算する。

・これらの結果から、圧縮板付き角穴平行平板にかかる力と、せん断板上の歪出力との関係を求める。

角穴平行平板は、せん断板付き平行平板と同様に計算して、ばね定数 K_p は式(A-1-45)のようになる。次に、圧縮板は単軸圧縮なので、そのばね定数 K_a は式(A-1-46)で与えられる。全体のばね定数 K_t は式(A-1-47)で与えられるから、力 f_z による変位 v は式(A-1-48)となる。圧縮板が v だけ縮んだときには、圧縮板の表面には式(A-1-49)の歪が生じる。圧縮板上に f_z による縮み方向と、それと直角をなす方向に歪ゲージを貼り、ポアソン比 ν による伸び変形の歪も用いて、4枚で $2(1+\nu)\varepsilon$ の歪出力を得る。

$$\tau = \sigma = \frac{Gvt}{L} \quad (\text{A-1-43})$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{G}{E \left(\frac{2EBT^3}{L^2} + GBsTs \right)} f_x \quad (\text{A-1-44})$$



(a) Basic structure

(b) Primary deformation

Fig.A-1-18 Definition of symbols of parallel plate structure with shearing plate

$$K_p = \frac{4EBT^3}{L^3} \quad (\text{A-1-45})$$

$$K_a = \frac{EBaTa}{Ha} \quad (\text{A-1-46})$$

$$K_t = K_p + K_a \quad (\text{A-1-47})$$

$$v = \frac{f_z}{K_t} = \frac{1}{\left(\frac{4EBT^3}{L^3} + \frac{EBaTa}{Ha} \right)} f_z \quad (\text{A-1-48})$$

$$\epsilon = -\frac{v}{Ha} = -\frac{1}{Ha \left(\frac{4EBT^3}{L^3} + \frac{EBaTa}{Ha} \right)} f_z \quad (\text{A-1-49})$$

A 付章

A-1-4 多穴角穴平行平板の解析

多穴角穴平行平板を図A-1-19(a)に示す。複数の角穴が列んだ構造であり、通常の平行平板では2枚だった平板の枚数が増えている。この構造は、普通の平行平板に対して次のような特徴を持つ。

- ・一次変形に対して、歪出力を一定とすると、多穴角穴にすると剛性が下がる。また、逆に剛性を一定にすると、歪出力は小さくなる。
- ・二次変形に対して、多穴角穴にすると平板部板厚の合計が大きくなるため、剛性が増す。

歪出力を一定とすると剛性が下がることはデメリットであるが、二次変形が問題になる場合、多穴角穴にすると二次変形を抑えられる。

角穴の数を n とすれば、平板の数は $n+1$ 枚となる。したがって、一次変形変形を考える場合、 f_x の力が均等に $n+1$ 枚の平板に分配された、図A-1-19(b)のような片持ち梁を考えればよい。($n=1$ の時は普通の角穴平行平板となる。) その場合、角穴平行平板のときと同じ手順で解析すればよく、ここでは結果のみを示す。

最大歪 ϵ_n は式(A-1-50)、片持ち梁先端の変位 v_n は式(A-1-51)となる。また、最大歪 ϵ_n と変位 v_n の関係は、式(A-1-52)となる。

ここで、角穴が一つの平行平板と、 n 個の多穴角穴との比較をしてみる。多穴角穴にすることによって変わるのは平板の枚数 n と板厚 T のみとし、平板の長さ L と幅 B は変わらないとする。

まず、 f_x がかかったときの剛性を変えないとすると、板厚 T_1 と T_n の間には式(A-1-53)の関係があり、最大歪 ϵ_1 と ϵ_n の間には、式(A-1-54)の関係がある。すなわち、剛性を変えないまま多穴角穴にすると、最大歪の大きさは小さくなる。

次に、最大歪の大きさを変えないとすると、板厚 T_1 と T_n の間には式(A-1-55)の関係があり、変位 v_1 と v_n の間には式(A-1-56)の関係がある。すなわち、最大歪の大きさを変えないまま多穴角穴にすると、剛性は低下する。

また、最大歪の大きさを変えないまま多穴角穴にすると、平板の板厚の合計 $(T_1)t$ と $(T_n)t$ の間には式(A-1-57)の関係がある。式(A-1-57)の右の項は、 n が大きときの近似である。二次変形に対する剛性は、多穴にすると大きくなる。

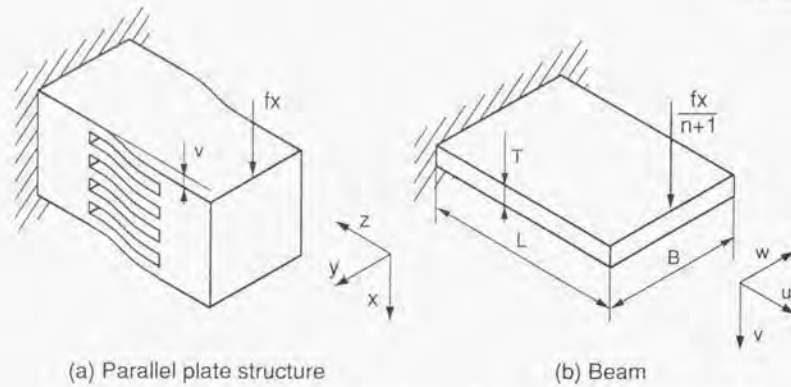


Fig.A-1-19 Primary deformation of parallel plate structure with rectangular holes

$$\epsilon_n = \frac{3L}{EBT^2} \cdot \frac{fx}{n+1} \quad (\text{A-1-50})$$

$$V_n = \frac{L^3}{EBT^3} \cdot \frac{fx}{n+1} \quad (\text{A-1-51})$$

$$V_n = \frac{L^2}{3T} \epsilon_n \quad (\text{A-1-52})$$

$$\frac{T_n}{T_1} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{A-1-53})$$

$$\frac{\epsilon_n}{\epsilon_1} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{A-1-54})$$

$$\frac{T_n}{T_1} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A-1-55})$$

$$\frac{V_n}{V_1} = \left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A-1-56})$$

$$\frac{(T_n)t}{(T_1)t} = \frac{n}{2} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{n}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A-1-57})$$

A 付章

A-2 アクティブ力センサの多軸化

A-2-1 力と変位のセンサの次元

1) 多軸のコンプライアンス制御

ネガティブコンプライアンスを機械加工に適用する場合、多くは1軸ではなく複数軸のコンプライアンスを制御する必要が生じる。本章では、アクティブ力センサを用いて複数の軸方向のコンプライアンスを制御することを検討する。

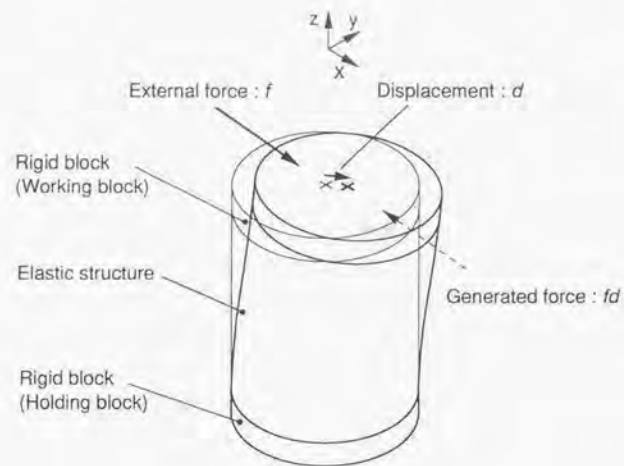
アクティブ力センサは、力、変位の検出、変位の発生を行い、コンプライアンスを制御する。コンプライアンスは力と変位との関係を規定するものであり、力と変位の次元が6であるから、最大で6x6の行列となる。しかし同じ軸方向の力と変位との関係のみを規定すると仮定すれば、行列は対角成分のみとなり、1対1の対応となり、扱いが簡単になる。しかしそのためには、力、変位の検出、変位の発生は、おのおの各軸成分間で非干渉化されている必要があり、またこれらもお互いに非干渉化されている必要がある。

図A-2-1は、力を検出する力センサの原理を示す図である。2つの剛体部の間に、弾性体が挟まれた構造となっている。剛体部の一つは力のかかる受圧部であり、またもう一つはセンサを保持する保持部である。

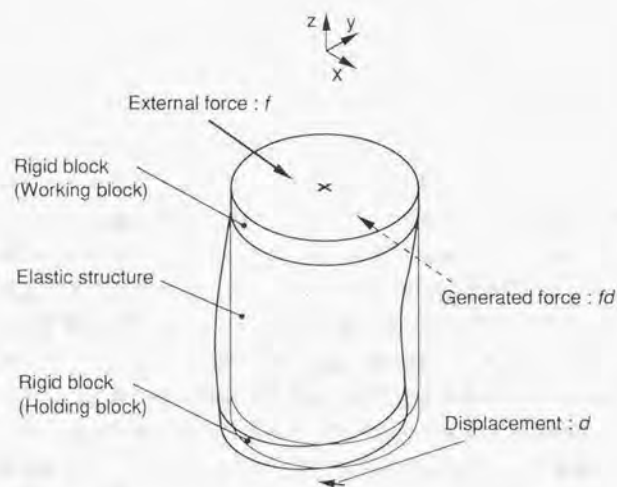
図A-2-1(a)では、変位を用いて力を検出する。すなわち、センサ受圧部にかかる外力によって弾性体に変形を起し、受圧部が変位する。弾性体に変形して、外力に対抗する力が発生しつり合う。受圧部の変位量を検出して、センサにかかる力を検出する。変位が微小であるため、力と変位との間には線形の関係がある。力によって受圧面が変位するため、このセンサを用いると測定系の剛性は低下する。バネばかりをはじめ一般の力センサは、すべてこの原理を用いている。

図A-2-1(b)では、受圧部の変位を零に保つ。すなわち、受圧部の変位を零に保つように、保持部を変位させ、弾性体を変形させて外力に対抗する力を発生させる。保持部の変位量を検出して、センサにかかる外力を検出する。コンプライアンス制御を行っているときのアクティブ力センサは、この原理を用いている。これは、一般に零位法と呼ばれる検出方法である。力によって受圧面が変位しないため、剛性が高く、測定系を乱すことが少ない。

図A-2-1(a)、(b)は、力を検出するために変位を検出する。このように、力の検出と変位の検出は同様に扱える。つまり力の検出について検討しておけば、



(a) Displacement detection



(b) Balance detection

Fig.A-2-1 Principles of force sensor

A 付章

それをそのまま変位の検出に応用できる。

なお、図A-2-1(b)で対抗する力を発生させる方法は、弾性体の変形だけでなく、ローレンツ力、静電力、重力など、いくつかのバリエーションが考えられる。たとえば、天秤ばかり、サーボ型加速度ピックアップは、重力、静電力を用いた零位法である。

図A-2-2は、アクチュエータの原理を示す図である。力センサと同様、2つの剛体部の間に、弾性体が挟まれた構造となっている。弾性体を変形させて、変位を発生させる。力についてみると、外力に対抗する力が発生しており、釣り合い状態にある。

図A-2-1の力センサと併用すると、力の検出出力は変位の発生からの干渉を受ける場合がある。その場合には、この干渉を除去する必要がある。

本章では、力、変位の検出における各軸間の非干渉化を含めた多軸のセンシングを検討する。次に、変位の発生における各軸間の非干渉化を含めた多軸の変位の生成、さらに変位の発生と力の検出間の非干渉化を検討する。最後に平行平板を用いた場合の多軸化について、具体的な手法を検討する。

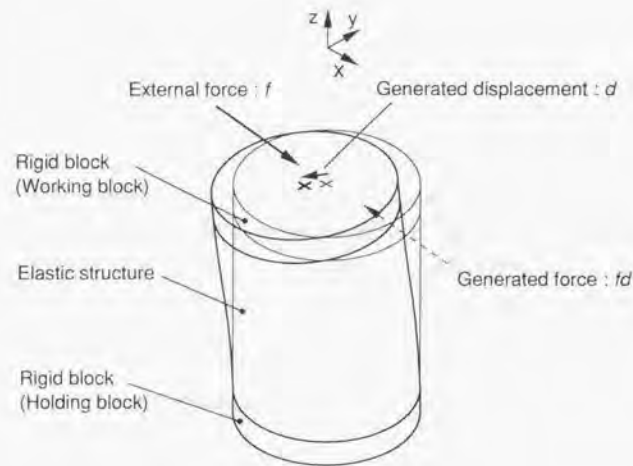


Fig.A-2-2 Principle of actuator

A 付章

2) 6次元のセンシング

この節では力の検出について検討するが、変位の検出についても同様に扱える。その場合、力を変位と読み変えればよい。

力は6次元のベクトルである。これを検出することは、物理的な力の6次元空間を、力情報の6次元空間に写像することを意味する。

6軸力センサを用いて力のセンシングを行う場合の、空間の写像を図A-2-3に示す。これは6軸力の検出を、必要十分、かつ最小の構成で検出する場合である。Sfは物理的な力の空間である。6軸力センサによってこの力の空間Sfは、検出信号出力の空間Seに写像される。この写像は行列Kで表され、センサの変換特性を表すため、センサのモデルとも呼ぶ。検出信号出力の空間Seは、さらに力情報の空間Sfに写像される。この写像は行列Lで表され、センサの出力からかかっている力を求めるため、センサの逆変換のモデルとも呼ぶ。これら3つの空間の次元は、ともに6である。

行列K、行列Lとも6x6行列である。検出信号出力の空間Seは、行列Kによって写像された、力の空間Sfの像空間である。また、力情報の空間Sfは、行列Lによって写像された、検出信号出力の空間Seの像空間である。さらに、

$$\text{rank}(KL) \leq \min(\text{rank}(K), \text{rank}(L))$$

であるため、力の空間Sfが力情報の空間Sfまで6次元で写像されるためには、行列K、行列Lのランクはともに6である必要がある。

6次元の力を検出するのに、7つ以上の検出信号出力を用いる場合がある。図A-2-4に、この場合の空間の写像の様子を示す。n個(n>6)の検出信号出力を持つとすると、その空間Seの次元はnとなる。力の空間Sfは、nx6の行列Kによって検出信号出力の空間Se上の部分空間Seiに写像される。力の空間Sfの像の次元は行列Kのランクによって決まるが、これは高々6であるため、像は必ず空間Se上の部分空間Seiとなる。rank(K)=6のとき、部分空間Seiの次元は6となる。検出信号出力の空間Seは、6xnの行列Lによって力情報の空間Sfに写像される。検出信号出力の空間Se、像空間Seiとも、同じ力情報の空間Sf上に写像される。力情報の空間Sfの次元は行列Lのランクによって決まり、rank(L)=6のとき、空間Sfの次元も6となる。検出信号出力の空間Seのうち部分空間Seiを除いた部分は、力情報の空間Sfの零元に写像される。すなわちこの部分は、行列Lの核空間である。これは、空間Seのうち部分空間Seiを除いた部分、n-6次元は力の検出に寄与しておらず、冗長であることを意味する。

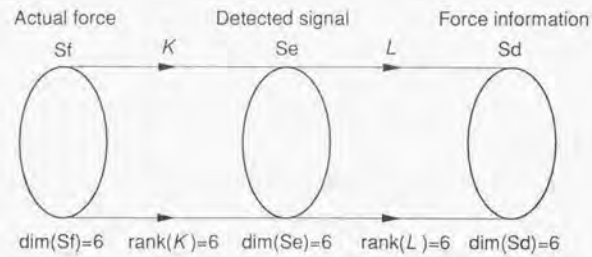


Fig.A-2-3 Space transfer by normal 6-axis force sensor

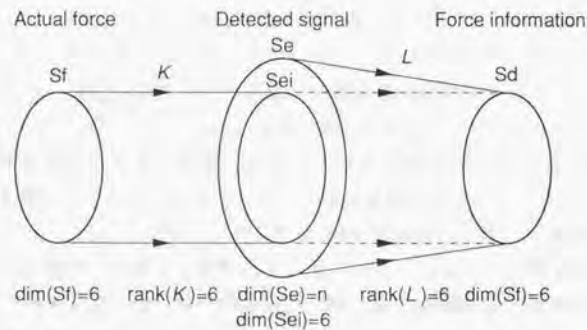


Fig.A-2-4 Space transfer by redundant 6-axis force sensor

A 付章

ここで、実際の力センサに即した見方で、図A-2-3あるいは図A-2-4を見直す。力の空間 S_f の次元は、力センサで検出しようとする軸力成分の個数である。検出信号出力の空間 S_e の次元は、力に対応した信号が出力される検出器の個数である。センサのモデルである行列 K は、軸力と検出器との関係を対応づける。たとえ力の空間 S_f の次元、検出信号出力 S_e の次元がともに6であっても、行列 K のランクが6未満であれば、力の空間 S_f は検出信号出力 S_e の”上に”写像されずに、その部分空間 S_{ei} に写像される。これは、全ての軸力成分に一意対応した検出信号出力が得られていない場合である。また、検出しようとする軸力成分の個数よりも、検出器の個数が多い場合、冗長になるのは上に述べたとおりである。力情報の空間 S_d の次元は、力の情報として最終的に得られる軸力の個数である。これは、検出器の個数、センサのモデル、センサの逆変換のモデルのランクの最も小さいもの、すなわち検出出力信号空間 S_e の次元、行列 K または L のランクの、最も低いものによって決まる。

3) 6以下の次元のセンシング

前節では、力の6軸力成分全てを求める場合を述べたが、実際に力センサを用いる場合、必ずしも力の全ての成分を求める必要はない。

6軸力のうち、 i 個の軸力成分のセンシングを行う場合の空間の写像の様子を、図A-2-5に示す。これは i 軸力の検出を、必要十分、かつ最小の構成で検出する場合である。物理的な力の空間 S_f のうち、検出すべき軸力成分の張る部分空間を S_{ft} とする。力センサによってこの部分空間 S_{ft} は、検出信号出力の空間 S_e の部分空間 S_{et} に写像される。この写像は、力センサのモデルである行列 K で表される。検出信号出力の部分空間 S_{et} は、さらに力情報の空間 S_d の部分空間 S_{dt} に写像される。この写像は、センサの逆変換のモデルである行列 L で表される。検出すべき軸力の張る部分空間 S_{ft} の次元は i であり、検出すべき軸力全てを検出するためには、検出信号出力および力情報出力の部分空間 S_{et} 、 S_{dt} とも、空間の次元も i である必要がある。

この場合、行列 K 、行列 L とも $i \times i$ 行列である。検出信号出力の部分空間 S_{et} は、行列 K による、力の部分空間 S_{ft} の像空間である。また、力情報の部分空間 S_{dt} は、行列 L による、検出信号出力の部分空間 S_{et} の像空間である。さらに、力の部分空間 S_{ft} が力情報の部分空間 S_{dt} まで i 次元で写像されるためには、行列 K 、行列 L のランクはともに i である必要がある。

i 個の軸力成分を検出するのに、 $n > i$ である n 個の検出信号出力を用いる場合がある。この場合は、前節図A-2-4の場合と同様、 $n-i$ 次元は力の検出に寄与せず、冗長である。

図A-2-6は、検出すべき軸力以外の成分が、信号検出出力に影響を与えない場合の写像である。しかし実際は、検出すべき軸力以外の成分も、信号検出出力に影響を与える場合が多い。検出すべき軸力以外の成分が信号検出出力に与える出力を、干渉と呼ぶ。干渉がある場合の空間の写像の様子を、図A-2-6に示す。

図A-2-6(a)に示すように、力の空間 S_f のうち、検出すべき軸力の張る部分空間を S_{ft} 、検出信号出力に影響を与える軸力の張る部分空間を S_{fa} とする。部分空間 S_{fa} は、検出すべき軸力の張る部分空間 S_{ft} と、干渉を与える軸力の張る部分空間との和空間である。また部分空間 S_{ft} の次元を i 、干渉を与える軸力の張る空間の次元を j とすると、部分空間 S_{fa} の次元は $i+j$ となる。ただし $(i+j) \leq 6$ である。力の部分空間 S_{ft} が力情報の部分空間 S_{dt} まで i 次元で写像されるためには、少なくとも、行

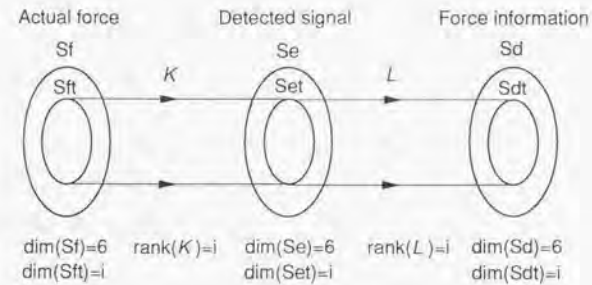
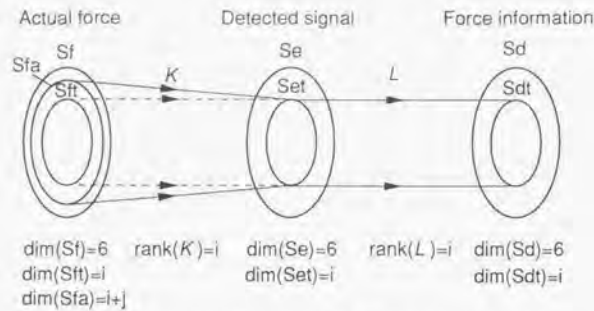
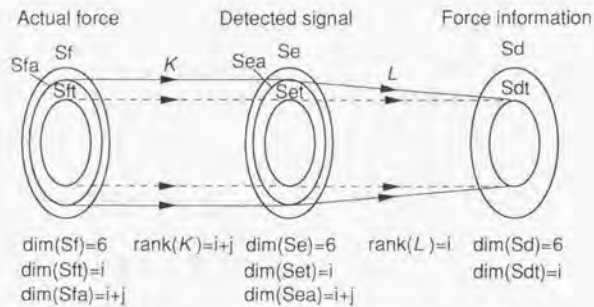


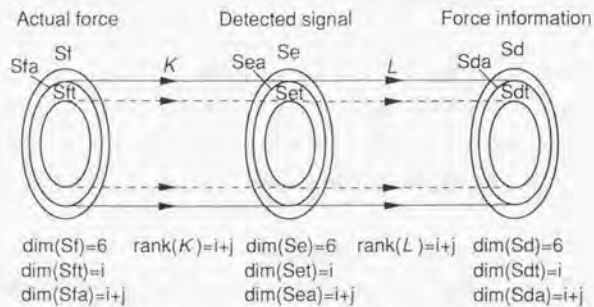
Fig.A-2-5 Space transfer by reduced force sensor



(a) with dimension reduction by transformation K



(b) with dimension reduction by transformation L



(c) without dimension reduction

Fig.A-2-6 Space transfer by reduced force sensor with interfering force

A 付章

列 K 、行列 L のランクは i である必要がある。さらにこの場合、 j 個の干渉する軸力を含めた $i+j$ 次元の部分空間 Sfa が、行列 K によって検出信号出力の部分空間 Set に転写されるが、行列 K の次元が i であるため、次元が下がる。検出出力信号の部分空間 Set の値は、検出すべき軸力に対応する検出信号出力に、干渉を与える軸力に対応する検出信号出力が重畳される。従って、検出出力信号を行列 L によって写像した力信号出力は、干渉を含み、誤差が大きくなってしまふ。

これに対して、図A-2-6(b)に示すような構成を取れば、干渉を補償し、取り除くことができる。図A-2-6(b)では、干渉を与える軸力を含む検出信号出力に影響を与える軸力に対して、それらすべてに対応する検出信号出力を得ている。すなわち、影響を与える軸力の張る部分空間 Sfa の次元を $i+j$ とすると、検出信号出力の張る部分空間 Sda および行列 K の次元がともに $i+j$ となっている。干渉を与える軸力に対応する検出信号出力も得られているため、行列 L によって力情報の空間に写像して、干渉成分を取り除いた力情報を得られる。なお、図A-2-6(b)では行列 L のランクが i であるため、最終的に得られる力情報の次元も i となる。それに対して、図A-2-6(c)に示すように、行列 L のランクを $i+j$ としておき、干渉する軸力をも力情報として検出できる。

A 付章

4) 力と変位のセンサと検定の次元

これまでの検討をふまえて、検出すべき力の次元、検出出力の次元、力センサのモデルの次元およびそれを決定するための検定の次元について整理しておく。

力の6軸力のうち、 i 個の軸力を検出できると仮定する。

(1) 検出信号出力の次元について

検出信号出力の次元、すなわちの検出器の個数を n とすると、 n は少なくとも検出する軸力の個数 i 以上でなければならない。検出信号出力に干渉を与える j 個の軸力成分が存在するとき、検出器の個数 n は少なくとも $i+j$ 個以上でなければならない。

(2) 力センサのモデル K について

力センサのモデルである行列 K は $n \times i$ (ただし $n \geq i$) 行列であり、そのランクは i でなければならない。検出信号出力に干渉を与える j 個の軸力成分が存在するとき、行列 K は $n \times (i+j)$ (ただし $n \geq i+j$) 行列であり、そのランクは $i+j$ でなければならない。

(3) 力センサの逆変換のモデル L について

力センサの逆変換のモデルである行列 L は $i \times n$ (ただし $n \geq i$) 行列であり、そのランクは i でなければならない。検出信号出力に干渉を与える j 個の軸力成分をも力情報として検出するとき、行列 L は $(i+j) \times n$ (ただし $n \geq i+j$) 行列であり、そのランクは $i+j$ でなければならない。

(4) 力センサのモデル K を同定するための検定荷重 F について

力センサのモデル K が $n \times i$ (ただし $n \geq i$) 行列であるとき、これを一意に同定するためには、検定荷重 F は検出する i 個の軸力を成分とする $i \times m$ (ただし $m \geq i$) 行列であり、そのランクが i である必要がある。

(5) 力センサの逆変換のモデル L を同定するための検定出力 E について

力センサの逆変換のモデル L が $i \times n$ (ただし $n \geq i$) 行列であるとき、これを一意に同定するためには、検定出力 E は、そのランクが i である必要がある。ただし、上記(1)~(4)の条件が満たされる場合、この条件は自動的に満たされる。

A 付章

A-2-2 アクチュエータの次元

1) 多次元のアクチュエーション

この節では、多次元のアクチュエータを用いた多次元の変位を生成について検討する。

変位は力と同様に、6次元のベクトルである。これを生成することは、変位情報の空間を、物理的な変位の空間に写像意味する。

6次元のアクチュエータを用いて6次元の変位を生成する場合の、空間の写像を図A-2-7に示す。これは6次元の変位の生成を、必要十分、かつ最小の構成で検出する場合である。 S_v は変位情報の空間である。変位情報の空間 S_v は、6次元のアクチュエータ駆動信号の空間 S_a に写像される。この写像は行列 L で表され、変位情報からアクチュエータ駆動信号への変換を表し、アクチュエータの逆変換のモデルと呼ぶ。アクチュエータ駆動信号の空間 S_a は、さらに物理的な生成変位の空間 S_g に写像される。この写像は行列 K で表され、アクチュエータ駆動信号から実際の生成変位への変換特性を表すため、アクチュエータのモデルと呼ぶ。これら3つの空間の次元は、ともに6である。

行列 L 、行列 K とも 6×6 行列である。アクチュエータ駆動信号の空間 S_a は、行列 L による、変位情報の空間 S_v の像空間である。また、生成変位の空間 S_g は、行列 K による、アクチュエータ駆動信号の空間 S_a の像空間である。さらに、

$$\text{rank}(LK) \leq \min(\text{rank}(K), \text{rank}(L))$$

であるため、変位情報の空間 S_v が生成変位の空間 S_g まで6次元で写像されるためには、行列 L 、行列 K のランクはともに6である必要がある。

ここで、実際之力アクチュエータを対象に、図A-2-7を見直す。ここで変位情報の空間 S_v の次元は、アクチュエータで生成しようとする変位成分の個数である。アクチュエータ駆動信号の空間 S_a の次元は、変位を発生するアクチュエータの個数である。生成変位の空間 S_g の次元は、生成変位の空間として最終的に得られる軸力の個数である。アクチュエータの逆変換のモデルである行列 L は、発生すべき変位の情報を駆動すべきアクチュエータの関係を対応づける。また、アクチュエータのモデルである行列 K は、アクチュエータの駆動信号と実際に生成される変位との関係を対応づける。

生成変位の空間 S_g の次元は、変位情報の個数、アクチュエータの個数、アクチュエータのモデル、アクチュエータの逆変換のモデルのランクの最も小さいもの、

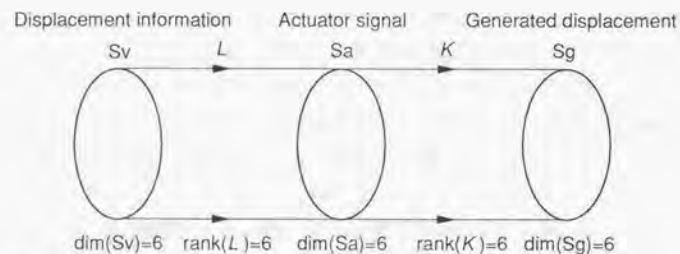


Fig.A-2-7 Space transfer by normal 6-axis actuator

A 付章

すなわち変位情報の空間 S_v の次元、アクチュエータ駆動信号の空間 S_a の次元、行列 L または K のランクの、最も低いものによって決まる。たとえ変位情報の空間 S_v の次元、アクチュエータ駆動信号の空間 S_a の次元がともに6であっても、行列 K のランクが6未満であれば、変位情報の空間 S_v は生成変位の空間 S_g の"上"に"写像されずに、その部分空間に写像される。これはたとえば、4つのアクチュエータが平行に配置されており、どう駆動しても3軸方向の変位しか発生できないような場合である。

6次元の変位のうち、 i 個の変位成分のアクチュエーションを行う場合の空間の写像の様子を、図A-2-8に示す。これは i 個の変位成分を、必要十分、かつ最小の構成で生成する場合である。変位情報の空間 S_v のうち、生成すべき変位成分の張る部分空間を S_{vt} とする。この部分空間 S_{vt} は、アクチュエータ駆動信号の空間 S_a の部分空間 S_{at} に写像される。この写像は、アクチュエータの逆変換のモデルである行列 L で表される。アクチュエータ駆動信号の部分空間 S_{at} は、さらに生成変位の空間 S_g の部分空間 S_{gt} に写像される。この写像は、アクチュエータのモデルである行列 K で表される。生成すべき変位の張る部分空間 S_{gt} の次元は i であり、生成すべき変位全てを生成するためには、アクチュエータ駆動信号および変位情報の部分空間 S_{at} 、 S_{vt} とも、空間の次元が i である必要がある。

i 次元の変位を生成するのに、 i 個より多いアクチュエータを用いる場合がある。図A-2-9に、この場合の空間の写像の様子を示す。 $i+j$ 個のアクチュエータを用いるとすると、その空間 S_{aa} の次元は $i+j$ となる。変位情報の部分空間 S_{vt} は、行列 L によってアクチュエータ駆動信号の空間 S_a の部分空間 S_{at} に写像される。変位情報の部分空間 S_{vt} の像の次元は行列 L のランクによって決まるが、これは i であるため、像は空間 S_a 上の部分空間 S_{at} となる。部分空間 S_{at} は、 $i+j$ 個のアクチュエータによる部分空間 S_{aa} に内包される。これらの部分空間 S_{aa} 、 S_{at} は、行列 K によって生成変位の空間 S_g 上に写像される。写像先の生成変位の部分空間 S_{gt} の次元は行列 K のランクによって決まる。しかし $\text{rank}(K)=i$ であるから、部分空間 S_{gt} の次元も i となる。アクチュエータ駆動信号の部分空間 S_{aa} のうち部分空間 S_{at} を除いた部分は、行列 L によって生成変位の空間 S_g の零元に写像される。すなわちこの部分は、行列 L の核空間である。アクチュエータ駆動信号の部分空間 S_{aa} のうち部分空間 S_{at} を除いた部分、 j 次元は変位の生成に寄与しておらず、冗長である。

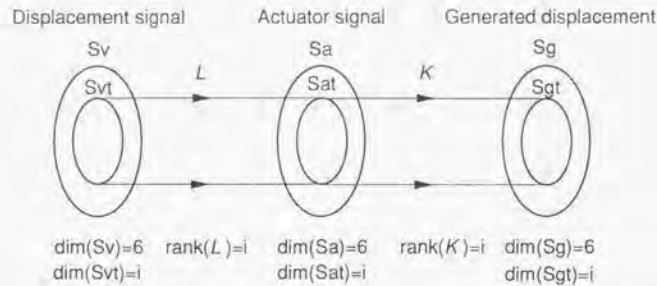


Fig.A-2-8 Space transfer by reduced dimension actuator

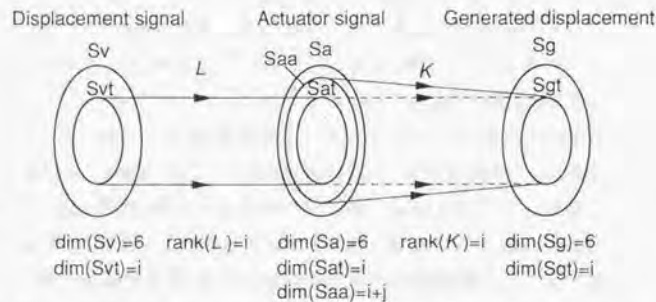


Fig.A-2-9 Space transfer by redundant actuator

A 付章

2) センシングへの干渉

アクチュエータで変位を生成すると、力の検出出力に干渉が生じる場合がある。力の検出と変位の生成を同時に行う場合の空間の写像の様子を、図A-2-10に示す。物理的な空間 S_p を、信号の空間 S_s に写像し、それを情報の空間 S_i に写像する場合を考える。検出すべき力成分の張る部空間を S_f とする。力センサによってこの空間 S_f は、検出信号の空間 S_e に写像される。検出信号の空間 S_e は、さらに力情報の空間 S_i に写像される。

一方、物理空間には、力の空間 S_f の他に生成変位の空間 S_g が存在する。変位の生成に関する空間は、前節では情報空間が左で物理空間が右であったが、図A-2-10では物理空間である生成変位の空間 S_g を左に持ってきている。生成変位の空間 S_g は、力の検出信号の空間 S_e 上に写像される。この写像が、変位の生成がおよぼす、力の検出への干渉を表す。

力の空間 S_f の次元を i 、生成変位の空間 S_g の次元を j とする。この2つの空間の和空間の次元は $i+j$ であり、力センサのモデルである行列 K によって力の検出信号の空間 S_e 上に写像される。ところが、行列 K の次元が i であるため、 $i+j$ 次元であった和空間は、 i 次元に下がる。検出信号の空間 S_e の値は、検出すべき力に対応する検出信号に、生成変位からの干渉が重畳される。この値はさらに力センサの逆変換のモデルである行列 L によって力情報の空間 S_i に写像されるが、写像された値も干渉を含んだものとなる。

これに対して、図A-2-11に示すような構成とすれば、生成変位からの干渉を補償し、取り除ける。図A-2-11では、力の検出信号 S_e だけでなく、干渉を与える生成変位の信号 S_a も検出しておく。力の検出信号の空間 S_e と生成変位信号の空間 S_a の和空間を力情報の空間 S_d に写像して、干渉成分を補償し除去した力情報を得られる。このときの力センサのモデルである行列 K の次元は $i+j$ であり、逆変換のモデルである行列 L の次元は i となる。

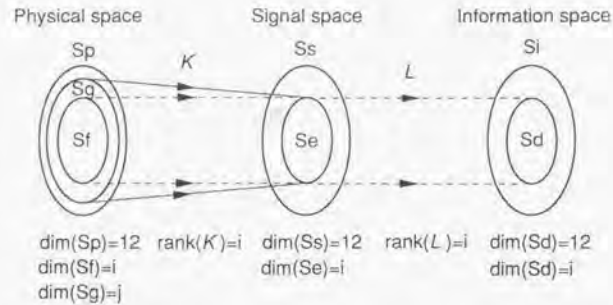


Fig.A-2-10 Space transfer by force sensor with interference from displacement generation

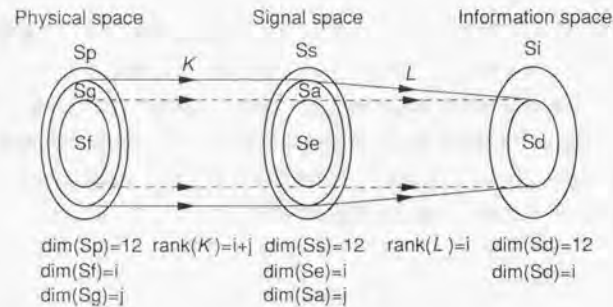


Fig.A-2-11 Space transfer by force sensor without interference from displacement generation

A-2-3 多軸化の手法

1) 平行平板の組み合わせによる多軸化

アクティブ力センサの設計では、通常、次のような設計方針をとる。すなわち、「対象とする力および変位の方向ひとつひとつに対して、個々の方向の力や変位だけに対応する検出力あるいは発生変位が得られるようにする。そのため、ある一つの方向だけに対して変形しやすい構造とし、多軸化する場合、その構造の組合せとする。」という設計方針である。しかしこの設計方針では、例えば6軸を制御する場合、6つの構造を組み合わせる必要があり、アクティブ力センサの構造が複雑になってしまう。そこで、簡単な構造での多軸を制御するため、2つの構造を組み合わせる方法を検討する。

アクティブ力センサの必要な3つの機能、すなわち力の検出、変位の検出、力あるいは変位の発生のうち、力の検出について考える。2つの力センサを組み合わせ、力とモーメントの検出が可能か否かを検討する。

図A-2-12は、力を検出する2つの力センサを用いて、外部からの力とモーメントを検出する場合である。2つの力センサには剛体ブロックが接続され、剛体ブロックを介して外部からの力 f_e とモーメント m_e が印加される。力センサは図に示した方向の力 f_1 および f_2 のみを検出し、その検出値を出力するとする。剛体ブロックと力センサの間にはこの力 f_1 および f_2 のみが働き、モーメントは働かないとする。これは、力センサは力の方向には剛であり印加された力の反力として力 f_1 および f_2 で剛体ブロックを押し返すこと、モーメントの方向には柔であり与えられたモーメントを反力として剛体ブロックに押し返さないこと、を意味する。2つのセンサの間隔を l 、外力 f_e のかかる着地点を a 、またモーメントの基準点は力センサ f_1 の位置とする。

剛体ブロックにおける力、モーメントの釣り合いを考えると、それぞれ式(A-2-1)、式(A-2-2)となる。式(A-2-1)から、力センサの出力 f_1 と f_2 の和をとれば、外力 f_e を検出できる。また式(A-2-2)から、モーメント m_e と、力 f_e によるモーメントは分離できない。そこでモーメント m_e と力 f_e によるモーメントとの和をモーメント m_t とすると、モーメント m_t は、式(A-2-3)のように力センサの出力 f_2 を用いて検出できる。力 f_e がかかっていないことが明白な場合は、式(A-2-3)からモーメント m_e を求められる。モーメント m_e がかかっていないことが明白ならば、式(A-2-3)から力 f_e によるモーメント成分 $f_e \cdot a$ が求められ、式(A-2-1)で求めた f_e の値を用いれば、着地点

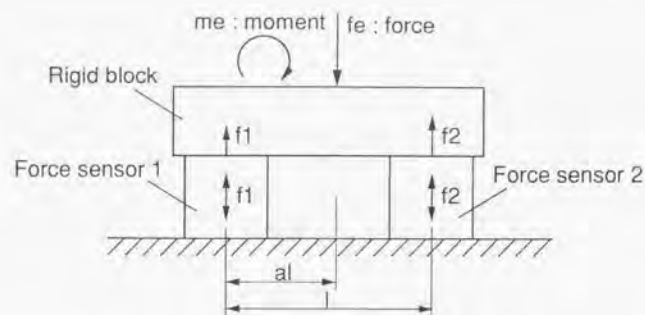


Fig.A-2-12 Force/moment detection by combination of two force sensors

$$f_e = f_1 + f_2 \quad (\text{A-2-1})$$

$$m_e + f_e a_1 - f_2 l = 0 \quad (\text{A-2-2})$$

$$m_1 = m_e + f_e a_1 = f_2 l \quad (\text{A-2-3})$$

A 付章

の位置 a_1 が求められる。

図A-2-13は、力を検出する力センサとモーメントを検出するモーメントセンサを用いて、外部からの力とモーメントを検出する場合を示す。図A-2-12と同様に、2つのセンサには剛体ブロックが接続され、剛体ブロックを介して外部からの力 f_e とモーメント m_e が印加される。力センサは図に示した方向の力 f_1 のみを検出し、またモーメントセンサは図に示した方向のモーメント m_1 のみを検出し、それぞれ検出値を出力する。剛体ブロックとセンサの間には、この力 f_1 および m_1 のみが働き、剛体ブロックと力センサの間にはモーメントが、また剛体ブロックとモーメントセンサの間には力が、それぞれ働かないと仮定する。これは、力センサは力の方向には剛であり印加された力の反力として力 f_1 で剛体ブロックを押し返し、モーメントの方向には柔でありモーメントを反力として剛体ブロックに返さないこと、またモーメントセンサはモーメントの方向には剛であり印加されたモーメントの反力としてモーメント m_1 で剛体ブロックを押し返し、力の方向には柔であり力を反力として剛体ブロックに返さないこと、を意味する。2つのセンサの間隔を l 、外力 f_e のかかる着力点を a_1 とする。モーメントの基準点は、力センサ f_1 の位置とする。

剛体ブロックにおける力、モーメントの釣り合いを考えると、それぞれ式(A-2-4)、式(A-2-5)となる。式(A-2-4)から、力センサの出力 f_1 から外力 f_e を検出できる。また式(A-2-5)から、モーメント m_e と、力 f_e によるモーメントは分離できない。そこでモーメント m_e と力 f_e によるモーメントとの和をモーメント m_1 とすると、モーメント m_1 は、式(A-2-6)のようにモーメントセンサの出力 m_1 を用いて検出できる。力 f_e がかかっていないことが明白な場合は、式(A-2-6)からモーメント m_e が求められる。モーメント m_e がかかっていないことが明白ならば、式(A-2-6)から力 f_e によるモーメント成分 $f_e \cdot a_1$ が求められ、式(A-2-4)で求めた f_e の値を用いれば、着力点の位置 a_1 が求められる。

図A-2-14は、モーメントを検出する2つのモーメントセンサを用いて、外部からの力とモーメントを検出する場合である。図A-2-12、-13と同様に、2つのセンサには剛体ブロックが接続され、剛体ブロックを介して外部からの力 f_e とモーメント m_e が印加される。力センサは図に示した方向のモーメント m_1 および m_2 のみを検出し、それぞれ検出値を出力する。剛体ブロックとセンサの間には、この力 m_1 および m_2 のみが働き、剛体ブロックとモーメントセンサの間には力は働かない。これは、モーメントセンサはモーメントの方向には剛であり

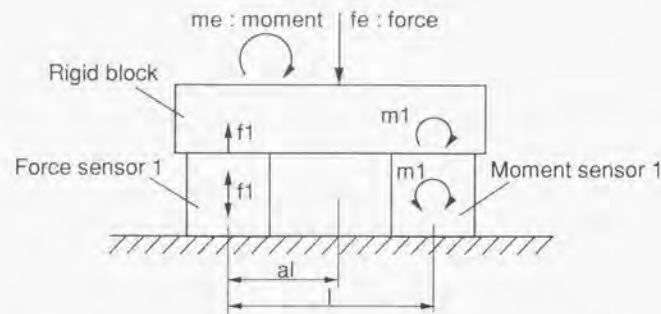


Fig.A-2-13 Force/moment detection by combination of force and moment sensors

$$f_e = f_1 \quad (\text{A-2-4})$$

$$m_e + f_e a + m_1 = 0 \quad (\text{A-2-5})$$

$$m_1 = m_e + f_e a = -m_2 \quad (\text{A-2-6})$$

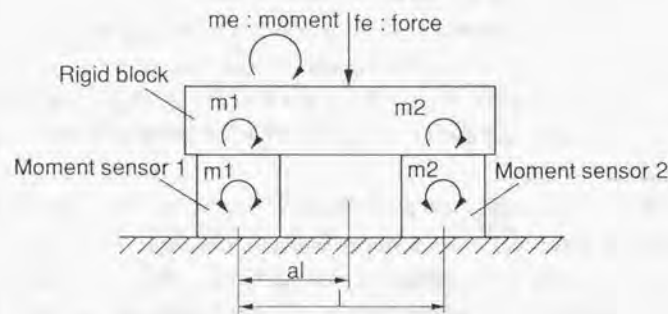


Fig.A-2-14 Force/moment detection by combination of moment sensors

A 付章

印加されたモーメントの反力としてモーメント m_1 および m_2 で剛体ブロックを押し返し、力の方向には柔であり力を反力として剛体ブロックに返さないこと、を意味する。2つのセンサの間隔を l 、外力 f_e のかかる着力点を a とする。モーメントの基準点は、力センサ f_1 の位置とする。

剛体ブロックとモーメントセンサとの間に力が働かないことから釣り合い式は成り立たず、外力 f_e を検出できない。力 f_e がかかっていないとすると、モーメントの釣り合いは式(A-2-7)となる。モーメント m_1 は、式(A-2-7)のようにモーメントセンサの出力 m_1 と m_2 から検出できる。

これまでの本節の結果から、外部から印加されている力 f_e とモーメント m_e をともに検出可能なのは図A-2-12の2つの力センサの組み合わせ、あるいは図A-2-13の力センサとモーメントセンサの組み合わせの場合であることがわかる。しかし、両者の中で検出能力に明確な違いはない。したがって、図A-2-12のように2つの力センサを組み合わせるのが順当である。

次に、変位の検出および変位の発生について考える。

図A-2-15は、図A-2-12の力センサを変位センサに置き換えたものである。変位を検出する2つの変位センサを用いて、剛体ブロックの変位と傾きを検出する。変位センサは、図に示した方向の変位 v_1 および v_2 を検出する。また、2つの変位センサの間隔を l とする。剛体の変位を v_e 、傾きを w_e とすると、変位センサの出力 v_1 および v_2 を用いて、それぞれ式(A-2-8)、式(A-2-9)で求められる。ただし v_e は、2つの変位センサの中間点の変位である。

変位の発生は、図A-2-15において変位センサをアクチュエータに置き換えればよい。それぞれのアクチュエータで発生する変位を v_1 および v_2 とすると、剛体の変位 v_e 、傾き w_e は、それぞれ式(A-2-8)、式(A-2-9)となる。

これまでに述べた例は、力センサ（あるいは変位センサ、アクチュエータ）と剛体ブロックとの間に、対象とする力あるいは変位以外の干渉がない場合である。具体的には、図A-2-12あるいは図A-2-15では、センサと剛体ブロックの間には力のやり取りはあっても、モーメントのやり取りはない。しかし実際には、センサと剛体ブロックの間には、力だけでなくモーメントも働く場合がある。その様子を図A-2-16に示す。このモーメント m_i は、2つのセンサを組み合わせたシステムでの内力として働き、2つのモーメント m_i は等しい。

図A-2-17は、2つの平行平板を組み合わせ、力及びモーメントを検出する構造である。図A-2-17(a)に基本構造、(b)に変形の様子を示す。2つの

$$m_t = m_e = -m_1 - m_2 \quad (A-2-7)$$

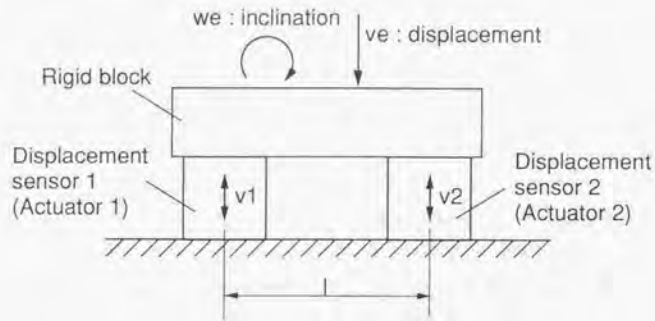


Fig.A-2-15 Displacement/inclination detection (generation) by combination of two displacement sensors (actuators)

$$v_e = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (A-2-8)$$

$$w_e = \frac{v_1 - v_2}{l} \quad (A-2-9)$$

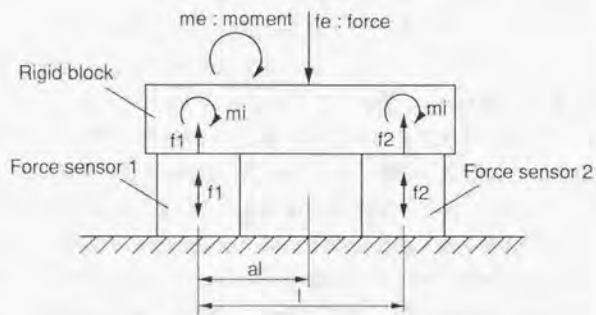
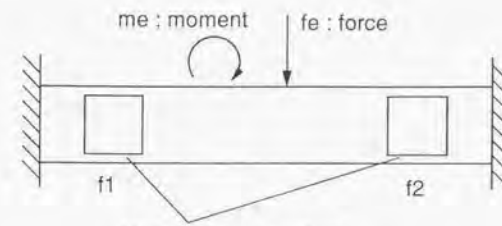
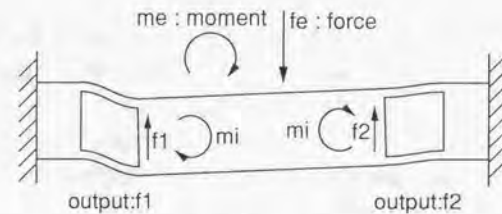


Fig.A-2-16 Force/moment detection by combination of two force sensors



Parallel plate structure
(a) Basic structure



(b) Deformation

Fig.A-2-17 Force/moment detection by combination of two pairs of parallel plates

平行平板の剛性は等しいとする。もし、2つの平行平板にかかる力 f_1 および f_2 が等しければ、平行平板の変形量も等しく、2つの平行平板間の剛体ブロックは平行に変位する。この場合、内力モーメント m_i は働かない。しかし、2つの平行平板にかかる力 f_1 および f_2 が異なる場合、平行平板の変形量も異なり、2つの平行平板間の剛体ブロックは傾いて変位する。この場合、平行平板にはねじりの変形も加わり、この変形の反力としてモーメント m_i が生じる。ねじり変形の量は2つの平行平板で同じため、モーメント m_i に等しい。

図A-2-16あるいは図A-2-17の場合の、剛体ブロックにおける力、モーメントの釣り合いを考えると、それぞれ式(A-2-10)、式(A-2-11)となる。式(A-2-11)から、モーメント m_i は力の検出には影響を与えず、力センサの出力 f_1 と f_2 の和から外力 f_e が検出できる。また式(A-2-11)から、図A-2-12の例と同様、モーメント m_e と力 f_e によるモーメントは分離できないが、さらにモーメント m_i も分離できない。モーメント m_e と力 f_e によるモーメントとの和をモーメント m_t とすると、式(A-2-11)は式(A-2-12)のように書き換えられる。モーメント m_t を求める場合、モーメント m_i がわからなければ導けない。モーメント m_i がわかれば、図A-2-12の例と同様、モーメント m_t は、力センサの出力 f_2 を用いて検出できる。さらに、力 f_e がかかっていないことが明白な場合は、式(A-2-12)からモーメント m_e を求められる。モーメント m_e がかかっていないことが明白ならば、式(A-2-12)から力 f_e によるモーメント成分 $f_e \cdot a$ が求められ、式(A-2-10)で求めた f_e の値を用いれば、着地点の位置 a が求められる。

モーメント m_i は、2つの平行平板の変位が異なり、平行平板間の剛体ブロックが傾くことが原因である。各々の平行平板の変位はかかっている力の差に比例するから、モーメント m_i は定数 c を用いて式(A-2-13)のように書ける。定数 c は、検定によって求められる。検定は、力センサ f_1 の場所に、外力 f_e のみを加えて行う。その場合、 $m_e=0$ 、 $a=0$ となるから、式(A-2-11)から定数 c は、式(A-2-14)のように求められる。

次に、変位の検出を考える。図A-2-18は、図A-2-17の構造で変位の検出をする場合である。2つの平行平板の出力を v_1 および v_2 とすると、剛体ブロックの変位 v_e 、傾き w_e は、それぞれ式(A-2-15)、式(A-2-16)となる。

変位を発生する場合を考える。変位の発生は図A-2-19に示すように、図A-2-17あるいは図A-2-18で固定部に取り付けられていた部分を、2つのアクチュエータで変位させるのと等価である。2つのアクチュエータの発生

$$f_e = f_1 + f_2 \quad (\text{A-2-10})$$

$$m_e + f_e a + 2 m_i - f_2 l = 0 \quad (\text{A-2-11})$$

$$m_t = m_e + f_e a l = -2 m_i + f_2 l \quad (\text{A-2-12})$$

$$m_i = c (f_1 - f_2) \quad (\text{A-2-13})$$

$$c = \frac{f_2 l}{2 (f_1 - f_2)} \quad (\text{A-2-14})$$

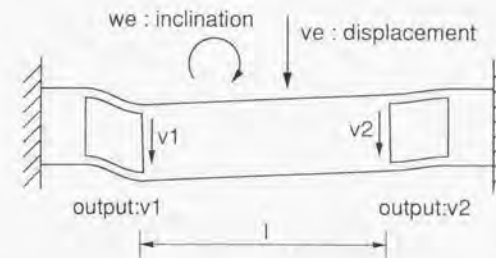


Fig.A-2-18 Displacement/inclination detection by combination of two pairs of parallel plates

$$v_e = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (\text{A-2-15})$$

$$w_e = \frac{v_1 - v_2}{l} \quad (\text{A-2-16})$$

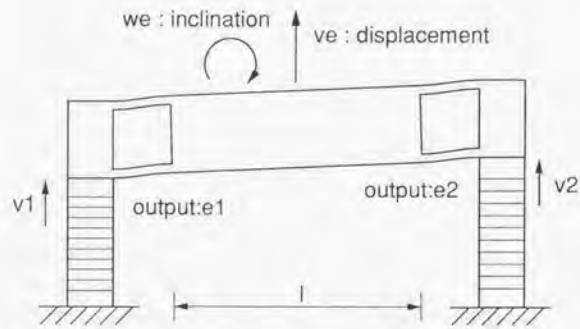


Fig.A-2-19 Force/moment detection by combination of two pairs of parallel plates

A 付章

変位を $v1$ および $v2$ とし、それぞれ測定可能とする。剛体ブロックの変位 ve 、傾き we は、測定した変位 $v1$ および $v2$ を用いて、それぞれ式(A-2-17)、式(A-2-18)を求められる。

平行平板の出力を $e1$ 、 $e2$ とすると、2つの出力の差 $e1-e2$ は式(A-2-19)となる。ただし d は、比例定数である。2つの出力の差 $e1-e2$ は、モーメントの検出に用いられる。2つのアクチュエータの発生変位 $v1$ 、 $v2$ が同じでない場合は、変位の発生を行ったことでこのモーメント検出にも出力が出てしまう。これは変位の発生が、モーメント検出に干渉することを意味する。

この干渉を補償するには、外部モーメントのかかっていない状態で2つのアクチュエータに異なる変位を発生させ、式(A-2-19)の定数 d を測定しておく。そして実際に用いるときには、アクチュエータの発生変位から式(A-2-19)の干渉量を計算し、モーメントの検出出力を補正する。

この節で述べた方法は、第6章のリング状アクティブ力センサの開発で用いている。また力センサとしてリング状6軸力センサを開発した例を、付録A-3に載せる。

$$v_e = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (\text{A-2-17})$$

$$w_e = \frac{v_1 - v_2}{l} \quad (\text{A-2-18})$$

$$e_1 - e_2 = d(v_1 - v_2) \quad (\text{A-2-19})$$

A 付章

2) 単独の平行平板による多軸の力と変位の検出

前節の方法は、「対象とする力および変位の方向のひとつひとつに対して、個々の方向の力や変位だけに対応する検出出力あるいは発生変位が得られるようにする。そのため、ある一つの方向だけに対して変形しやすい構造とし、多軸化する場合、その構造の組合せとする。」という設計方針を基本としている。しかし2つの構造で2つの軸を対象とするため、構造を簡単にはできるが、構造の数自体は減っていない。

そこで本節では、簡単な構造で多軸力を検出するための方法を検討する。ただしこの方法は、変位の発生と組み合わせるのが難しく、力センサとしてのみ有効である。設計方針は、「力の軸力ひとつひとつに対して、その軸力だけに対応するような出力が得られるようにする。そのために、検出したい軸力に対する検出構造体の変形を解析し、その軸力のみを検出し他の軸力の影響をキャンセルするよう、歪みゲージの出力を組み合わせる」とする。構造体による力の選択性を用いるのではなく、歪みゲージの出力の組み合わせによって、簡単な構造で多軸力を検出する。具体的には、平行平板の1次変形だけではなく、平行平板の2次変形も持ちいて、一つの平行平板で多軸力の検出が可能かどうかを検討する。

図A-2-20は、平行平板の2次変形を用いて2次の力の検出を行った場合の、2次の力に対する検出感度を示している。詳しい解析計算の方法は、付録A-1に載せる。1次の力に対する力感度Sは10(ust./N)、変位感度Dは100(ust./um)とし、またコンプライアンスは0.1(um/N)となる。定格で表せば、力が50(N)、変位が5(um)である。材料はジュラルミンを使うとし、ヤング率は $7 \times 10^{10}(\text{N/m}^2)$ とした。

図A-2-20の横軸は、平行平板の板厚である。3段の図は、上段が板厚に対応した平板の長さLと幅B、中段が3方向の力に対する感度、下段が3方向のモーメントに対する感度である。平板の長さLと幅Bが適当な範囲に入る板厚の範囲を0.7~2mmとする。力の検出感度は、 f_y の感度は板厚を2mmに近づけるとほぼ f_x に近い感度が得られるが、 f_z の感度は1桁以上低い。モーメントの検出感度は、 m_x 、 m_z 、 m_y の順に検出感度が高いが、各軸の感度の差は3倍程度である。概して、2次の力に対する感度は、板厚を厚くした方が、平板が細長くなり感度が上がる傾向にある。

図A-2-20から、各軸力に対する感度の傾向をつかめる。力センサの仕様では、ある軸方向の力感度が他に比べて高かったり、逆に低かったりする場合がある。そのような場合、この平行平板の各軸力に対する感度の差をうまく用いれ

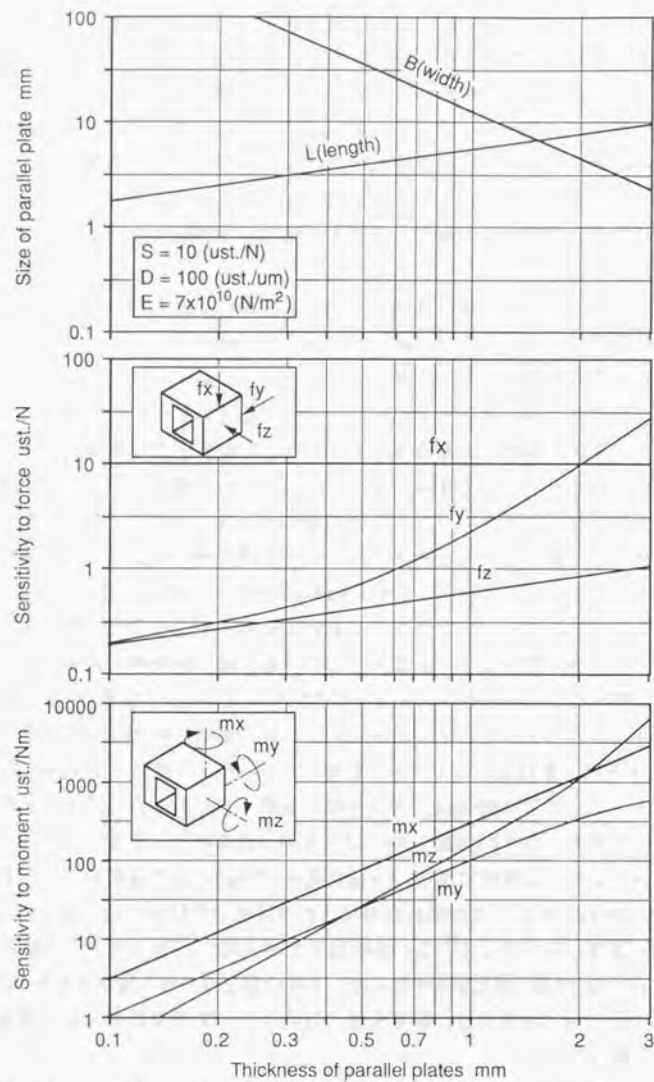


Fig.A-2-20 Sensitivity of parallel plates

A 付章

ば、簡単な構造の力センサを構成できる。また各軸力に対してほぼ等しい感度が欲しい場合は、この平行平板を2つあるいは3つ用いて、力センサを構成できる。

この節で述べた方法を用いて角柱形力センサを開発した例を、付録A-3に載せる。

A 付章

A-3 平行平板を用いた多軸力センサ

A-3-1 リング状6軸力センサの開発

1) 設計思想および基本構造

リング状6軸力センサは、「平行平板の組み合わせによる多軸力の検出」手法を用いている。平行平板の1次変形モードを用いているが、複数の平行平板からの出力を組み合わせると6軸力の検出を行う。

リング状6軸力センサの検出ユニットを図A-3-1に示す。このセンサは形状がリング状であり、またそのため中空でかつ薄形にできる。従来の6軸力センサでは、検出ユニットにおける変形の中心がブロックの中にきていた。軸力の基準座標は通常変形の中心と一致させるが、これがブロックの中にきていると、基準座標の原点付近に測定対象を取り付けられない。精度の高い測定を行うためには、変形の中心である基準座標の原点近くに着力点を持ってくる必要がある。リング状6軸力センサは中空であるため、変形の中心近くに測定対象あるいは着力点を持ってこられる。このため、精度の高い測定を行える。また、中空であるから、そこに配線等を通すことができる。リング状6軸力センサの応用例として、ロボットのハンドとアームの間に取り付け、ハンドにかかる力を測ることが考えられる。中空であるから、内側にハンドへの信号線、電力線などを通すことができる。また、薄形であるため、センサを取り付けた場合の、ハンド先端までの長さの変化が少なくてすむ。

リング状6軸力センサの構造モデルを図A-3-2に示す。リング状6軸力センサは、外側の検出リングと、内側上下2つの接続リングからなる。2つの接続リングは、互いに90°ずれた位置で検出リングと接続されている。力の流れは、片側の接続リングから入った力は検出部を通り、反対側の接続リングから抜けていく。検出リングにはいくつかの平行平板が設けてあり、力が通ると変形し、変形による歪をストレインゲージで検出する。検出部には縦に穴が8カ所、横に4カ所あいており、丸穴平行平板を構成している。

図A-3-3に、リング状6軸力センサの、力が加わった場合の変形の様子を示す。簡略化のため、穴は丸穴ではなく角穴、接続リングは梁にしてある。y軸方向に伸びた梁を固定し、x軸方向に伸びた梁に力が加わるとする。

図A-3-3(a)、(b)は、力 f_x 、 f_y がかかったときの変形である。力 f_x の場合はx

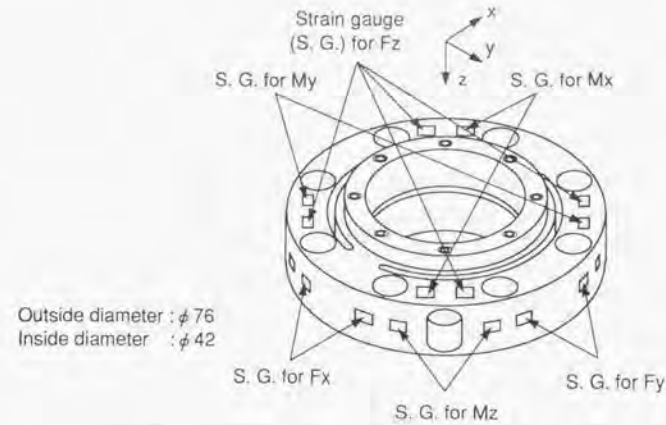


Fig.A-3-1 Ring-shaped 6-axis force sensor

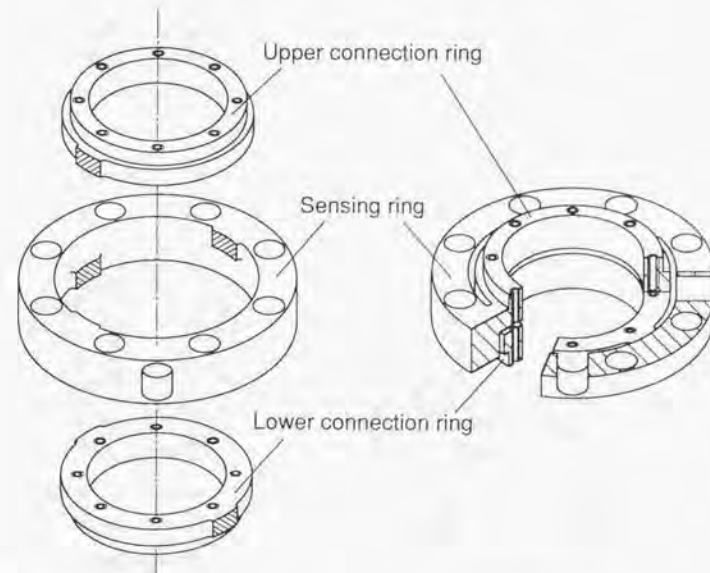


Fig.A-3-2 Basic structure of ring-shaped 6-axis force sensor

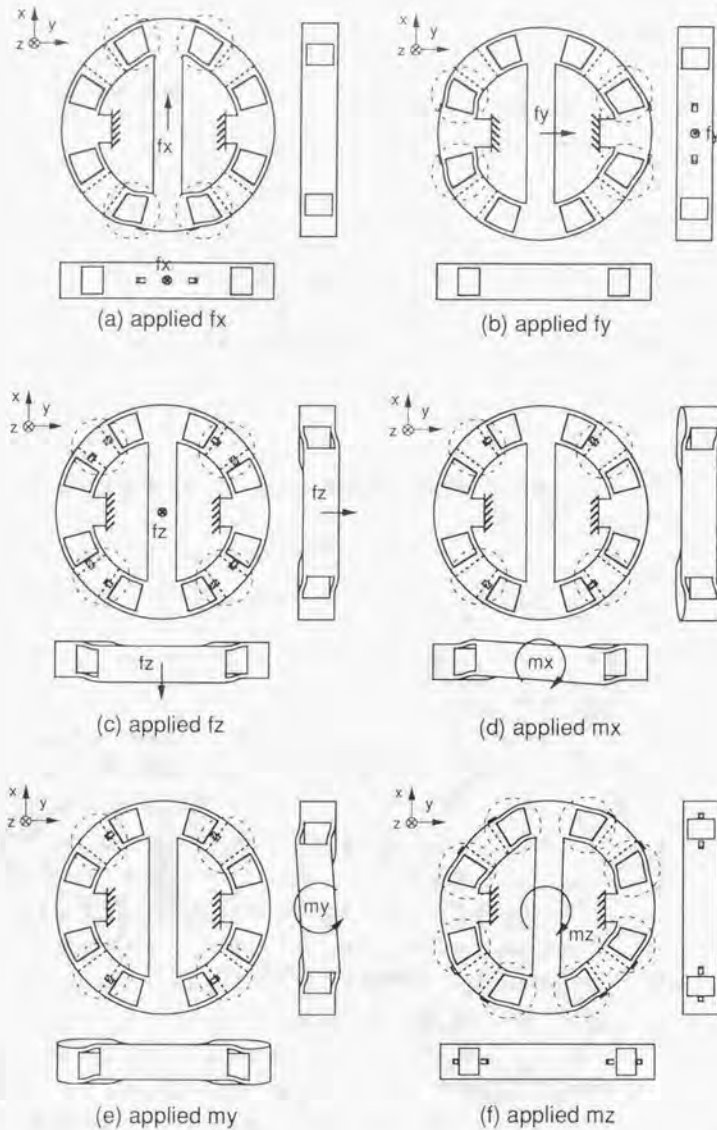


Fig.A-3-3 Deformations of ring-shaped 6-axis force sensor

A 付章

軸方向に伸びた梁に近い平行平板に大きな歪、力 f_y の場合は y 軸方向に伸びた梁に近い平行平板に大きな歪が生じる。おのおの、4つの平行平板からの出力を用いて、力を検出する。図A-3-3(c)は、力 f_z がかかったときの変形である。梁から 45° の方向の検出部側面に開けた平行平板に、大きな歪を生じる。図A-3-3(d)、(e)は、モーメント m_x 、 m_y がかかったときの変形である。梁から 45° の方向の検出部側面に開けた平行平板に、大きな歪を生じる。図A-3-3(f)は、モーメント m_z がかかったときの変形である。力 f_x 、 f_y の検出に用いたのと同じ平行平板に、大きな変形を生じる。力 f_z と、モーメント m_x 、 m_y の検出は、同じ平行平板を用いて、出力の組み合わせの方法を変えて検出している。同様に、力 f_x 、 f_y と、モーメント m_z の検出は、やはり同じ平行平板を用いて、出力の組み合わせの方法を変えて検出している。

2) 試作したセンサの性能

試作したリング状6軸力センサの仕様は、力 f_x 、 f_y 、 f_z の力感度は $2.5(\mu\text{st/N})$ 、モーメント m_x 、 m_y 、 m_z の力感度は $100(\mu\text{st/Nm})$ である。ただしこれらは、4枚の歪ゲージブリッジを組んでいるので、1枚のゲージの場合の4倍の感度となる。定格では、 f_x 、 f_y 、 f_z が $200(\text{N})$ 、 m_x 、 m_y 、 m_z が $5(\text{Nm})$ である。4ゲージの場合、定格荷重時の出力は、 $2000(\mu\text{st})$ となる。

力、モーメントを同じ平行平板で検出するので、平行平板の寸法だけで、力感度を独立に設定できない。力とモーメントの定格の比を変えるには、センサの検出リングの半径を変える必要がある。試作したセンサの場合、初めに概略のセンサ半径を決めておき、 f_x 、 f_y 、 f_z に定格の $200(\text{N})$ が加わったときの歪の最大値が $500(\mu\text{st})$ になるように平行平板を設計した。その後、 $500(\mu\text{st})$ の歪を生じるモーメントを求め、それを定格としてある。図A-3-4～図A-3-6に、製作したリング状6軸力センサの写真を示す。

試作したリング状6軸力センサの特性行列を図A-3-7に、補償行列を図A-3-8に示す。 f_x の軸力による m_x の出力への干渉、 f_y の軸力による m_y の出力への干渉が大きく、ともに10%を越えている。また、 m_z の軸力による f_z の出力への干渉も大きい。ただし、これらの干渉も、補償演算を行いキャンセルできる。リング状6軸力センサの各軸方向、各軸回りの固有振動数を、表A-3-1に示す。



Fig.A-3-4 Photograph of ring-shaped 6-axis force sensor (top view)



Fig.A-3-5 Photograph of ring-shaped 6-axis force sensor (side view)

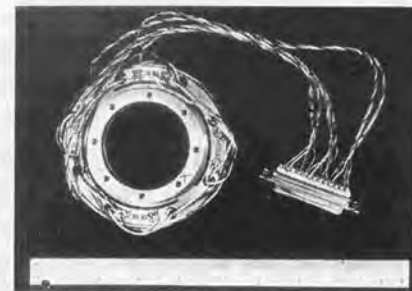


Fig.A-3-6 Photograph of ring-shaped 6-axis force sensor (top view, after wiring)

$$\begin{matrix} e \\ \text{efx} \\ \text{efy} \\ \text{efz} \\ \text{emx} \\ \text{emy} \\ \text{emz} \end{matrix} = \begin{matrix} Nk \\ \begin{bmatrix} 2096.0e-6 \cdot i1 \\ 2114.0e-6 \cdot i2 \\ 2064.0e-6 \cdot i3 \\ 1641.5e-6 \cdot i4 \\ 1734.0e-6 \cdot i5 \\ 445.6e-6 \cdot i6 \end{bmatrix} \\ Ck \\ \begin{bmatrix} 1.0000 & 0.0061 & 0.0128 & 0.0066 & 0.0277 & -0.0048 \\ 0.0146 & 1.0000 & 0.0096 & -0.0238 & 0.0042 & -0.0176 \\ -0.0091 & -0.0034 & 1.0000 & 0.0082 & 0.0235 & 0.0815 \\ 0.1678 & -0.0421 & 0.0361 & 1.0000 & 0.0639 & 0.0214 \\ -0.0192 & -0.1126 & 0.0665 & -0.0455 & 1.0000 & -0.0003 \\ -0.0475 & -0.1381 & 0.0255 & 0.0295 & 0.0093 & 1.0000 \end{bmatrix} \\ R^{-1} \\ \begin{bmatrix} 200 \cdot i1 \\ 200 \cdot i2 \\ 200 \cdot i3 \\ 5 \cdot i4 \\ 5 \cdot i5 \\ 5 \cdot i6 \end{bmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} f \\ \text{fx} \\ \text{fy} \\ \text{fz} \\ \text{mx} \\ \text{my} \\ \text{mz} \end{matrix}$$

where $i1=(1,0,0,0,0,0)$, $i2=(0,1,0,0,0,0)$,...
 unit $\text{efx,efy,efz,emx,emy,emz}$: strain, fx,fy,fz:N , mx,my,mz:Nm

Fig.A-3-7 Characteristic matrix of ring-shaped 6-axis force sensor

$$\begin{matrix} f \\ \text{fx} \\ \text{fy} \\ \text{fz} \\ \text{mx} \\ \text{my} \\ \text{mz} \end{matrix} = \begin{matrix} R \\ \begin{bmatrix} 200 \cdot i1 \\ 200 \cdot i2 \\ 200 \cdot i3 \\ 5 \cdot i4 \\ 5 \cdot i5 \\ 5 \cdot i6 \end{bmatrix} \\ Cl \\ \begin{bmatrix} 1.0000 & 0.0375 & 0.0115 & -0.0474 & -0.0822 & 0.0109 \\ -0.0051 & 1.0000 & -0.0349 & -0.1071 & -0.0315 & -0.0022 \\ -0.0130 & -0.0107 & 1.0000 & 0.0146 & 0.0113 & -0.0496 \\ -0.1738 & 0.0017 & 0.0209 & 1.0000 & 0.0313 & -0.0098 \\ 0.0059 & -0.1485 & -0.0324 & 0.0336 & 1.0000 & 0.0014 \\ 0.1130 & -0.0013 & -0.1349 & -0.0387 & -0.1091 & 1.0000 \end{bmatrix} \\ NI^{-1} \\ \begin{bmatrix} 2079.7e-6 \cdot i1 \\ 2106.0e-6 \cdot i2 \\ 2049.5e-6 \cdot i3 \\ 1628.1e-6 \cdot i4 \\ 1726.6e-6 \cdot i5 \\ 441.9e-6 \cdot i6 \end{bmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} e \\ \text{efx} \\ \text{efy} \\ \text{efz} \\ \text{emx} \\ \text{emy} \\ \text{emz} \end{matrix}$$

where $i1=(1,0,0,0,0,0)$, $i2=(0,1,0,0,0,0)$,...
 unit fx,fy,fz:N , mx,my,mz:Nm , $\text{efx,efy,efz,emx,emy,emz}$: strain

Fig.A-3-8 Compensation matrix of ring-shaped 6-axis force sensor

Table A-3-1 Resonance frequency of ring-shaped 6-axis force sensor

Force axis	fx	fy	fz	mx	my	mz
Resonance freq. (kHz)	1.8	1.8	1.3	1.8	1.4	1.2

A 付章

3) 評価

リング状6軸力センサは、複数の平行平板からの出力を組み合わせることで6軸力の検出を行うが、試作したリング状6軸力センサでは、ほぼ所期の設計通りの性能が得られた。

特性行列、補償行列で干渉の大きい項があったが、その原因は丸穴平行平板に圧縮が加わったときの変形を考慮していなかったためである。平行平板に軸圧縮が加わったとき、やはり圧縮によっても歪を生じる。これは、平行平板の力 f_z による2次変形である。丸穴平行平板では、平板部が一樣の厚さではないため圧縮歪に曲げによる歪も加わり、図A-3-9のように外側に広がる変形を起こす。そのため圧縮力による歪の影響が大きくなる。図A-3-10は、丸穴平行平板における、歪の内訳の概念図である。1次変形の検出のためには、通常平板中央の最薄部からR/2の位置に歪ゲージを貼付するが、丁度そのあたりの位置では力 f_z による圧縮と曲げによる歪が重なり、大きな歪を出す。逆に平板中央の最薄部では、圧縮による歪と曲げによる歪が逆符号となるため、相殺して小さな歪となる。図A-3-11は有限要素法で力 f_z による表面歪の解析を行った例である。最薄部の厚さT0と丸穴の半径Rとの比を変化させ、歪の分布の様子がどう変わるかを調べた結果である。モデルを図A-3-11(a)、解析の結果を図A-3-11(b)に示す。横軸は半径Rで規格化した丸穴中央からの距離であり、縦軸は平板上の表面歪みである。通常使うことの多いT0/R=0.1~0.2では、1次変形の検出のために歪ゲージを張る中央からR/2離れたあたりに、力 f_z による圧縮も大きく出ている。

図A-3-1あるいは図A-3-3の歪ゲージの貼付位置は、この軸圧縮による変形を考慮していなかった。そこで、軸圧縮による変形もキャンセルするように、歪ゲージの貼付位置を図A-3-12のように変更した。配線変更後の特性行列を図A-3-13に示す。干渉成分は大幅に減っていることがわかる。このように、丸穴平行平板を用いる場合軸圧縮による歪も大きくなるため、考慮しておく必要がある。二次変形も含めたあらゆる変形モードを考え、干渉を打ち消すようなゲージの貼付位置、ブリッジの組み方をしなければならない。

リング状6軸力センサで、複数の平行平板からの出力を組み合わせることで複数の軸力の検出ができた。実際の力センサの応用では、6軸力すべてではなく、2~3軸力の検出が必要な場合が多い。本手法を用いれば、リング状6軸力センサよりもさらに簡単な構造で検出が可能となる。

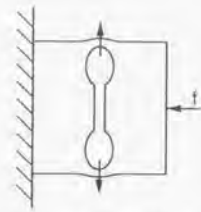


Fig.A-3-9 Deformation of P.P.S. with round holes by compressive force

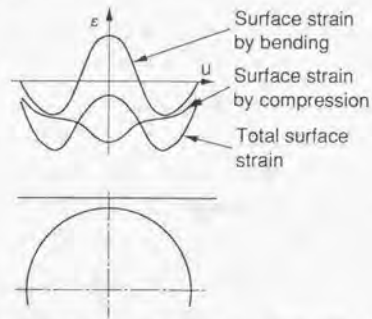


Fig.A-3-10 Distribution of surface strain of P.P.S. with round hole by compressive force

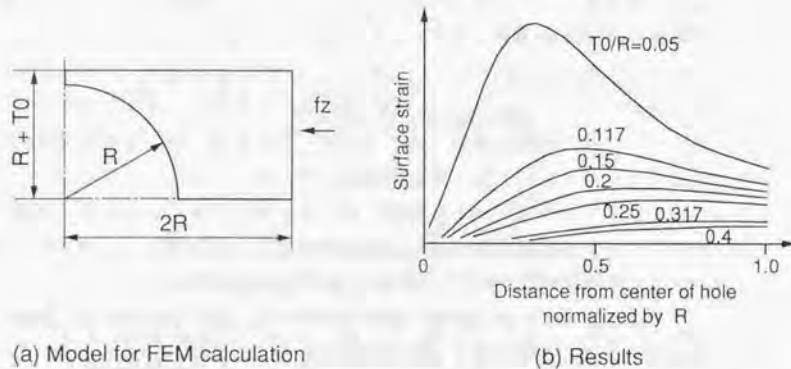


Fig.A-3-11 FEM analysis of surface strain distribution of P.P.S. with round hole by compressive force

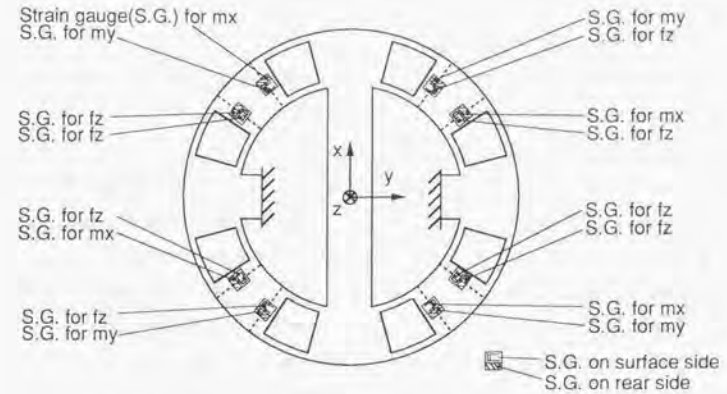


Fig.A-3-12 Revised assignment of strain gauges

e	N_k	C_k						R^{-1}	f
efx	$2094.0e-6 \cdot i1$	1.0000	0.0134	-0.0083	0.0099	0.0231	0.0022	$200 \cdot i1$	fx
efy	$2070.0e-6 \cdot i2$	-0.0221	1.0000	0.0086	0.0297	-0.0043	-0.0219	$200 \cdot i2$	fy
efz	$1883.8e-6 \cdot i3$	-0.0131	-0.0041	1.0000	-0.0127	-0.0240	0.0169	$200 \cdot i3$	fz
emx	$1669.5e-6 \cdot i4$	0.0288	0.1463	0.0314	1.0000	-0.0673	-0.0372	$5 \cdot i4$	mx
emy	$1659.0e-6 \cdot i5$	-0.0924	0.0327	-0.0159	0.0666	1.0000	0.0075	$5 \cdot i5$	my
emz	$440.1e-6 \cdot i6$	0.0618	-0.0715	0.0081	-0.0235	-0.0139	1.0000	$5 \cdot i6$	mz

where $i1=(1,0,0,0,0,0)$, $i2=(0,1,0,0,0,0)$, ...
 unit efx,efy,efz,emx,emy,emz : strain, fx, fy, fz :N, mx, my, mz :Nm

Fig.A-3-13 Characteristic matrix of ring-shaped 6-axis force sensor (improved)

A-3-2 角柱形6軸力センサの開発

1) 設計思想および基本構造

角柱形6軸力センサは、「単独の平行平板による多軸力の検出」手法を用いている。平行平板の1次変形だけでなく2次変形も用いて、歪みゲージの貼付位置を工夫して多軸力の検出を行う。

角柱形6軸力センサも、リング状6軸力センサと同様、簡単な構造で十分な性能をもった6軸力センサを開発するのが目的である。従来の6軸力センサは、1軸力あたり1つの平行平板（または放射平板）を用いていた。つまり、力の検出には平行平板の1次変形のみを用いて、多軸力を検出するためには平行平板を組み合わせていたのである。その結果、センサとしての性能は非常によくなったが、検出ユニットの構造が複雑になり、加工に非常に手間がかかった。そこで、図A-3-1 4に示すように、1次変形だけでなく2次変形を含めたすべての変形を用いて、一つの平行平板で複数の軸力の検出を行おうとした。解析の結果から、各軸力に対する感度および歪みゲージを貼るスペースを考えなければ、一つの平行平板で6軸力の検出できることがわかっている。しかしいくつかの力センサを試作した結果、各軸力を十分な感度で検出するためには、3つの平行平板構造を用いる必要があるという結論になった。

最終的な角柱形6軸力センサの基本構造を、図A-3-1 5に示す。角柱形6軸力センサは、平行平板が3段積層された構造となっている。力 f_x 、 f_y 、 f_z の検出には図A-3-1 4 (a)の平行平板の1次変形を用いた。モーメント m_x 、 m_y の検出には感度の良い図A-3-1 4 (d)の2次変形を、モーメント m_z の検出には図A-3-1 4 (f)の2次変形を用いた。

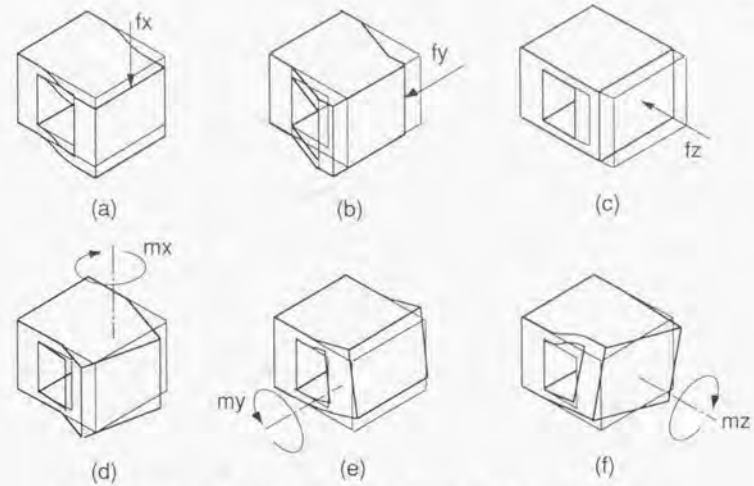


Fig.A-3-14 Deformations of parallel plate structure

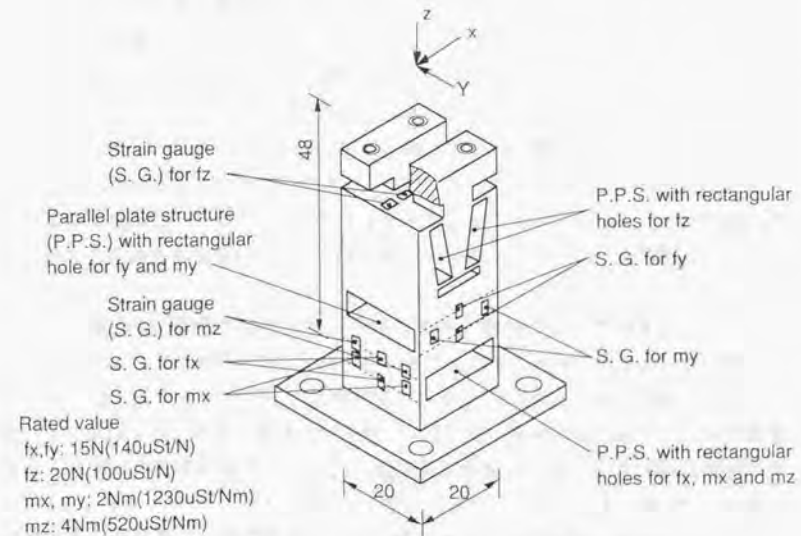


Fig.A-3-15 Pillar-shaped 6-axis force sensor

2) センサの基準座標軸と検出構造の軸

角柱形6軸力センサでは、各軸力を検出する検出構造の軸の座標が一致していない。力を記述する座標軸をどこにとっても、それが力センサ固有の力の検出軸と一致することはない。力を記述する座標軸と力センサ固有の力の検出軸が異なるため、検出されたモーメントの大きさが、力を記述する座標軸で観測されるべき値と異なる。そのため、たとえ理想的にゲージが貼れていたとしても、特性行列および補償行列において、対角成分以外にも0でない項が出てくる。

検出構造の軸の座標と述べたが、これは正確に言うと、モーメントを検出するための構造の、モーメントに対する変形の中心軸、あるいは中立軸である。この軸に対して垂直に交わる力が加わっても、モーメントの検出出力は影響を受けないという性質を持つ。

図A-3-16は、モーメント mx を検出する検出構造の軸が、力を記述する座標軸、すなわち x 軸と離れている場合の例である。モーメントの検出構造の軸は、 x 軸に平行であるとする。力を記述する座標軸で測ったモーメントを mx 、モーメントの検出構造の出力を mx' とする。また力を記述する座標軸の原点からモーメントの検出構造の軸におろした垂線のベクトルを $rx = (0, dxy, dxz)$ 、 yz 平面内の力成分を fy, fz とすると、式(A-3-1)の関係がある。同様に my' 、 mz' についても考えると、式(A-3-2)、式(A-3-3)の関係がある。

力を記述する座標軸と異なった検出構造の軸を持つ力センサで力を測った場合、式(A-3-4)の関係がある。ただし、 f' は式(A-3-5)で表される力である。式(A-3-1)～式(A-3-5)から、式(A-3-6)と書くことができる。ただし、 f は力の基準座標で測った力、また D は図A-3-17に示す行列で、モーメントの検出構造の軸の位置の補正を行う。

一般に、ある位置に力を記述する座標軸を定めて荷重検定を行った場合、得られる特性行列は KD である。これまでは、力を記述する座標軸と力センサのモーメントの検出構造の軸が一致していることを暗黙の了解としていた。しかし角柱形6軸力センサでは、これらが一致しない。特性行列 KD のうち、 K を力センサの固有の特性行列とする。力を記述する座標軸とモーメントの検出構造の軸が一致する場合には、 $D=I$ となる。

力センサの固有の特性行列を求めておけば、任意の位置に力を記述する座標軸を採った特性行列も、その力を記述する座標軸に関する行列 D' をかけて、 KD' として求められる。また力センサ固有の特性行列では、対角成分以外の項は、完全

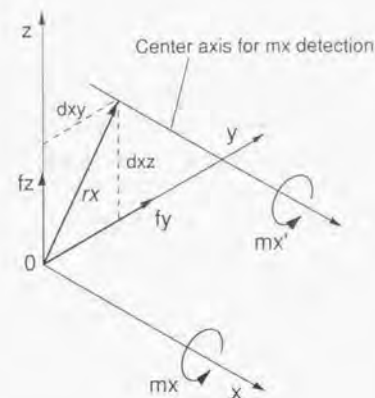


Fig.A-3-16 Detection axis apart from basic axis

$$mx' = mx + fy dxz - fz dxy \quad (A-3-1)$$

$$my' = my + fz dyx - fx dyz \quad (A-3-2)$$

$$mz' = mz + fx dzy - fy dzx \quad (A-3-3)$$

$$e = K f' \quad (A-3-4)$$

$$f' = (fx, fy, fz, mx', my', mz') \quad (A-3-5)$$

$$e = K D f \quad (A-3-6)$$

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & dxz & -dxy & 1 & 0 & 0 \\ -dyz & 0 & dyx & 0 & 1 & 0 \\ dzy & -d zx & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Fig.A-3-17 Position compensation matrix D

に干渉成分と見なせる。角柱形6軸力センサでは、センサを評価しやすくするため、すべて力センサ固有の特性行列あるいは補償行列をのせる。実際にセンサを使うときには、力の基準座標の位置に関する行列を掛けた特性行列および補償行列を用いなければならない。

3) 試作したセンサの性能

試作した角柱形6軸力センサの最終形の仕様は、力 f_x 、 f_y の力感度は $140(\mu\text{ st/N})$ 、力 f_z の力感度は $100(\mu\text{ st/N})$ である。モーメント m_x 、 m_y の力感度は $1230(\mu\text{ st/Nm})$ 、モーメント m_z の力感度は $520(\mu\text{ st/Nm})$ である。ただしこれらは、4枚の歪ゲージブリッジを組んでいるので、1枚のゲージの場合の4倍の感度となる。定格では、 f_x 、 f_y が $15(\text{N})$ 、 f_z が $20(\text{N})$ 、 m_x 、 m_y が $2(\text{Nm})$ 、 m_z が $4(\text{Nm})$ である。4ゲージの場合、定格荷重時の出力は、 $2000(\mu\text{ st})$ となる。

力、モーメントを同じ平行平板で検出するので、平行平板の寸法だけで、力感度を独立に設定できない。力とモーメントの定格の比を変えるには、平行平板の板厚（と同時に平板の長さおよび幅）を変える必要がある。試作したセンサの場合、初めに概略のセンサ半径を決めておき、 f_x 、 f_y 、 f_z に定格が加わったときの歪の最大値が $500(\mu\text{ st}$ 、単独)になるように平行平板を設計した。その後、 $500(\mu\text{ st}$ 、単独)の歪を生じるモーメントを求め、それを定格としてある。

図A-3-18に、試作した角柱形6軸力センサの写真を示す。図A-3-18(a)に検出ブロックの写真を、図A-3-18(b)に配線後の写真を示す。剛性を増すために、 f_z 検出用の2組の平行平板構造が下に向かうにつれて狭まる形とし、 f_z 検出部と f_x 検出部を 90° ずれた方向とした。

試作した角柱形6軸力センサの特性行列を図A-3-19に示す。ほぼ、バランスのとれた力感度が得られている。定格出力は、 m_x 、 m_y はほぼ設計値通りであるが、他の出力は設計値より少なくなっている。干渉も全般的に少ないが、 m_z の m_y 出力に関する干渉が大きく出た。センサの固有振動数を、表A-3-2に示す。

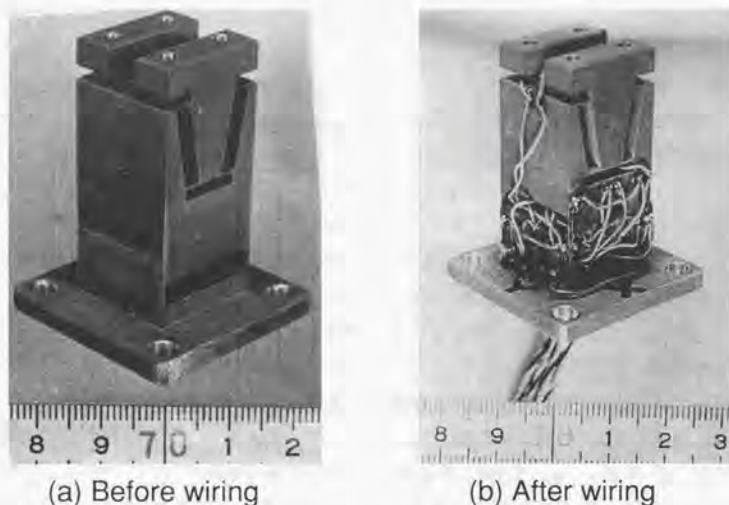


Fig.A-3-18 Photograph of pillar-shaped 6-axis force sensor

$$\begin{matrix} e \\ \left[\begin{matrix} e_{fx} \\ e_{fy} \\ e_{fz} \\ e_{mx} \\ e_{my} \\ e_{mz} \end{matrix} \right] \end{matrix} = \begin{matrix} Nk \\ \left[\begin{matrix} 943.0e-6 \cdot i1 \\ 743.1e-6 \cdot i2 \\ 913.0e-6 \cdot i3 \\ 1577.4e-6 \cdot i4 \\ 1563.8e-6 \cdot i5 \\ 462.8e-6 \cdot i6 \end{matrix} \right] \end{matrix} \cdot \begin{matrix} Ck \\ \left[\begin{matrix} 1.0000 & -0.0020 & 0.0022 & 0.0196 & 0.0982 & 0.0031 \\ 0.0016 & 1.0000 & 0.0026 & 0.1354 & -0.0034 & -0.0589 \\ -0.0035 & -0.0059 & 1.0000 & 0.0513 & -0.0223 & -0.0428 \\ -0.0063 & 0.0007 & 0.0044 & 1.0000 & 0.0197 & -0.0339 \\ -0.0007 & 0.0171 & -0.0011 & 0.0106 & 1.0000 & 0.0486 \\ -0.0177 & 0.0120 & 0.0000 & -0.0365 & 0.0605 & 1.0000 \end{matrix} \right] \end{matrix} \cdot \begin{matrix} R^{-1} \\ \left[\begin{matrix} 15 \cdot i1 \\ 15 \cdot i2 \\ 20 \cdot i3 \\ 2 \cdot i4 \\ 2 \cdot i5 \\ 4 \cdot i6 \end{matrix} \right] \end{matrix} \cdot \begin{matrix} f \\ \left[\begin{matrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{matrix} \right] \end{matrix}$$

where $i1=(1,0,0,0,0,0)$, $i2=(0,1,0,0,0,0)$,...

unit $e_{fx}, e_{fy}, e_{fz}, e_{mx}, e_{my}, e_{mz}$: strain, f_x, f_y, f_z :N, m_x, m_y, m_z :Nm

Fig.A-3-19 Characteristic matrix

Table A-3-2 Resonance frequency

Force axis	f_x	f_y	f_z	m_x	m_y	m_z
Resonance freq. (kHz)	1.513	1.475	3.475	1.475	1.500	1.500

A 付章

4) 評価

角柱形6軸力センサの開発で重視したのは、なるべく簡単な構造で、十分よい性能をもった6軸力センサを作ることである。構造の簡略化のため、平行平板構造の1次変形とともに2次変形を用いた。

試作した角柱形6軸力センサで、力感度が低い出力があったのは、類似の構造の角柱形力センサを試作した結果を鑑みると、これらは構造そのものに依存するのではなく、むしろ歪ゲージの貼付け位置の精度によると考えられる。平行平板を構成する角穴には隅部にRが設けてあるが、本角柱形6軸力センサにおいては歪ゲージの貼付け位置が若干平行平板の外側にずれ、感度の下がった領域に貼られていたためである。

3段重ねの平行平板を用いた角柱形6軸力センサで、ほぼ満足のできる力感度で6軸力を検出できた。実際に力センサの適用する場合には、6軸力すべてを検出する必要がないことが多い。その場合、2段あるいは1段の平行平板で機能を果たせ、さらに構造は簡単になる。例えば、角柱形6軸力センサの上段の平行平板を無くした2段重ねの平行平板を用いた角柱形6軸力センサを考えると、次のような場合には十分な機能を果たす。

- (1) f_z 方向のみに特に大きな荷重がかかり、大きな定格が必要な場合。
- (2) f_z 方向の力を知る必要がないとき。(この場合でも、 f_z 方向の力を測る必要がある。測らないと f_z 方向の力が他のゲージ出力に与える干渉をキャンセルできなくなる。)
- (3) f_z 方向の力がかからないとき。(この場合、 f_z 方向の力は測る必要がない。もし測ったとしても、 f_z のゲージ出力に現れるのは他の軸力による干渉成分であり、補償演算時にこの出力が他の軸力の精度に与える影響は、二次微小にしかならない。)

角柱形6軸力センサの設計で注意が必要な事項は、一つの平行平板で2つあるいは3つ軸力を検出するため、各軸力に対する感度の設定にはある程度の制約があることである。具体的には、平行平板の板厚を変数とし、幅、長さを変え、力とモーメントに対する感度を変化させられるが、実際に加工可能な寸法に収めると、モーメントの感度設定範囲に制約が出てくる。また、角柱形6軸力センサでは各軸力を検出する検出ユニットの重心が一致していないため、特性行列および補償行列において、対角成分以外にも0でない項が出てくる。そのため、実際にセンサを使い力を測定するときには必ず補償演算をする必要がある。今までの多

軸力センサでは干渉分を無視して、補償演算をせずに出力から力を求めるたりもしていたが、角柱形6軸力センサではそれはできない。しかし、これらの留意点にもかかわらず、簡単な構造で多軸力の検出が可能なのは、角柱形6軸力センサの大きな優位点である。

5) 角柱形6軸力センサの展開

角柱形6軸力センサは、簡単な構造であるにもかかわらず多軸力の検出が可能のため、多くの分野に応用されている。角柱形6軸力センサを基本として、実際の応用のために開発した力センサの概要を述べる。

図A-3-20は、棒状6軸力センサである。このセンサは、たとえば構造体の部材をセンサ化し、その部材を通る力の流れを測定する様な応用を想定している。そのため、細い角棒を加工するだけで、6軸力検出が可能となるよう開発された。またその形状から、ロボットの指先に装着し、物体の把持力あるいは物体の重さなどの測定もできる。

平行平板を3段に重ねた構造であり、十分な性能を持ちかつ小さなセンサが得られた。ただし、 f_z 検出用の歪ゲージの貼付位置が作業性の悪い場所にあるため、歪ゲージがずれ感度が若干悪くなった。

図A-3-21は、磁気ディスク加工用3分力検出ホルダである。磁気ディスクのアルミサブストレートは、磁気ヘッドの浮上量が50nm程度であるため、表面粗さはそれより1桁以上良くなければならない。そこで、磁気ディスクサブストレートの切削用バイトのセンサ化を試みた。加工反力を測定できれば、力が関係する原因による表面精度の悪化は検知できる。図A-3-22は、磁気ディスク加工用3分力検出ホルダの検出ユニットである。平行平板を3段に重ねた構造であるが、3方向の力成分のみ検出し、モーメント成分は検出していない。これは、力の着力点が常にバイトチップ先端であり、変化しないからである。バイトチップの先端に荷重をかけ、荷重検定を行った。

磁気ディスク加工用3分力検出ホルダは、力の検出という点では、平行平板の1次変形を用いているため十分な性能が得られた。しかし実際に超精密旋盤に装着しアルミサブストレートの切削実験を行ったところ、オリジナルのバイトで削ったときのような完全な鏡面が得られず、表面に周期的な凹凸が見られた。この原因は、自励振動が励起され、「きつつき」のようにチップ先端がアルミサブストレートをつついていたためである。この原因は、突き止めるまでに時間がかかった。もし、図A-3-22の検出ユニットでモーメント成分の検出も行っていたら、きつつき振動はモーメント成分に現れるため、短時間に原因の究明が可能であったと思われる。多軸力検出の重要性を示す、良い例である。

図A-3-23は、磁気ディスクヘッド力検出用センサである。磁気ディスクヘッドの挙動を、ヘッドにかかる力を検出して解析する。解析する対象は、磁気

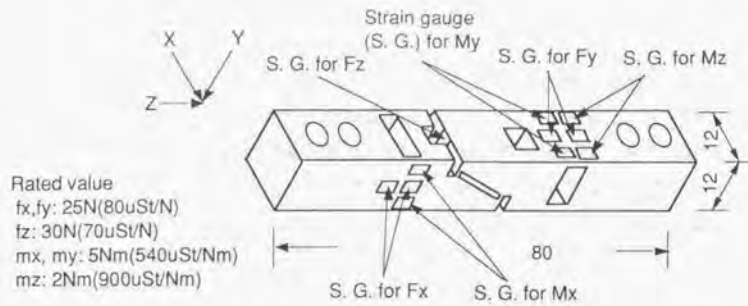


Fig.A-3-20 Bar-shaped 6-axis force sensor

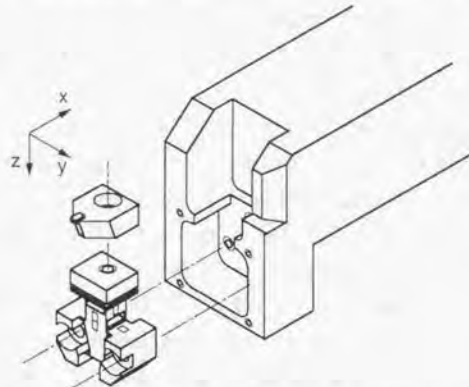


Fig.A-3-21 3-axis force sensing holder

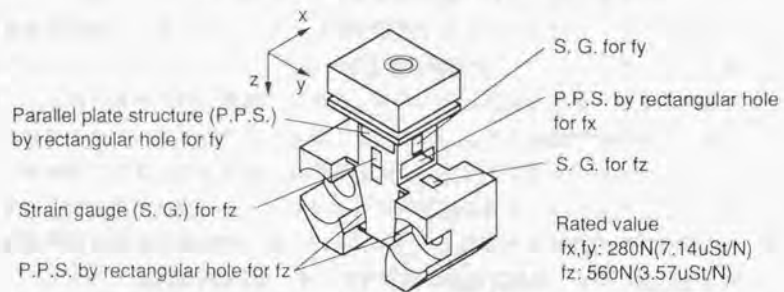


Fig.A-3-22 Sensing unit of 3-axis force sensing holder

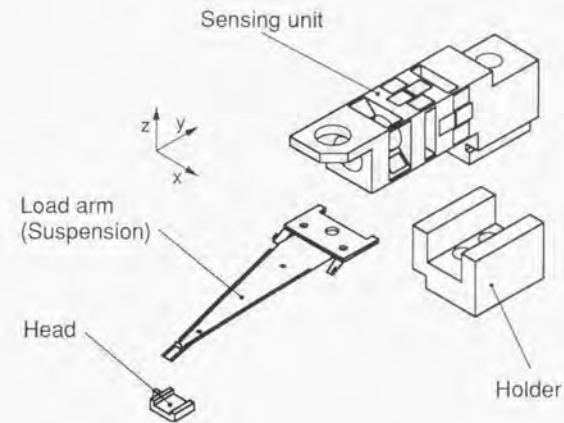


Fig.A-3-23 5-axis force sensor for head of magnetic disk drive

ヘッドの浮上特性、CSS(Contact Start Stop)時の摺動状況、ロード/アンロード時の磁気ヘッド挙動、コンタクトレコーディング時の摺動状況、ヘッドクラッシュ時の磁気ヘッドの挙動、などである。図A-3-24は、磁気ディスクヘッド力検出用センサの検出ユニットである。2段重ね平行平板形6軸力センサ角穴形に、モーメント検出用の放射平板構造を積層した形となっている。力情報として必要な f_x 、 f_z 、 m_y の他に、 m_x 、 m_z を含めた5軸力の検出を行っている。これは干渉成分の除去を行い、力の検出精度を上げるためである。 f_z は、磁気ヘッドにかかる力はこの成分を含まないため、検出を行わない。

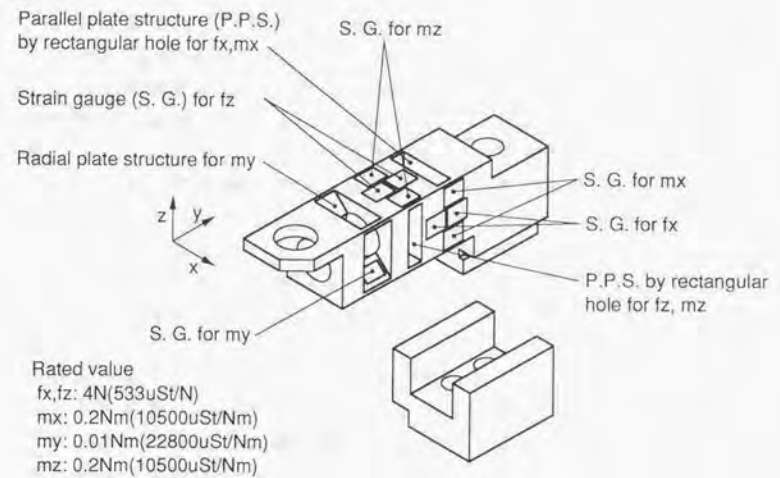


Fig.A-3-24 Sensing unit of 5-axis force sensor for HDD head

謝辞

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方にお世話になりました。

東京大学大学院工学系研究科畑村洋太郎教授には、私が研究室に配属されて以来、株式会社日立製作所入社、そして助手として現在に至るまで、絶えることなくご指導を頂きました。また本論文の完成を辛抱強くお待ち頂くとともに、主査の大任をお引き受け頂き、感謝の念にたえません。東京大学大学院工学系研究科中尾政之助教授には、私の学生時代には日立金属株式会社にて力センサの実験をさせて頂き、また助手として戻ってからも常に研究の相談にのって頂きました。また本論文の執筆にあたっては、内容構成の検討から最後は語句の訂正まで、多くの時間を費やしてご指導頂き、深く感謝いたします。東京大学大学院工学系研究科井上博允教授、中村仁彦教授、光石衛助教授には、審査員をお引き受け頂き、まことに有り難うございました。特に光石衛助教授には、学生時代からさまざまなご指導を頂きました。また東京大学大学院工学系研究科長尾高明教授、東京大学先端科学技術センタ佐藤知正教授には、研究を進めるにあたりさまざまなご助言を頂きました。

株式会社日立製作所中央研究所在職中、研究生として東京大学畑村中尾研究室で勉強する機会を得ることができました。部長であった鈴木良氏、ユニットリーダーであった釘屋文雄氏、指導員であった前田武志氏に深く御礼申し上げます。前田武志氏には、制御の知識を基礎からお教えいただき、本研究を進めるにあたり非常に役に立ちました。また同僚であった斉藤敦氏には、制御系の問題等、数多く議論頂きました。

本研究の実験を進めるにあたり、多くの方にお世話になりました。タービンプレード自動研削装置では、日鈴精機工業株式会社の鈴木利次氏、白井明氏、太田智氏のお世話で、プロジェクトを推進し実験装置を開発することができました。また株式会社TBMの山田益氏にはタービンプレード自動研削の実験を行う機会を与您いただき、同社の山岸文雄氏には装置の設計をしていただきました。アクティブ力センサの試作では、株式会社ヤナカの田口恭三氏に、加工方法や精度などご教授頂きました。力センサやその他の実験装置の製作では、大西工作所の故大西謙次氏に非常にお世話になりました。本研究で用いた水圧タービンモータは、THK株式会社の上杉正和氏、池田浩幸氏に

謝辞

開発して頂きました。

本研究は、東京大学大学院工学系研究科修士課程在学中に行った力センサの研究の延長にあります。力センサの研究は、永井明人氏（現三菱電機株式会社）、森下広氏（現HMI）、宮崎英樹氏（現東京大学先端科学技術センタ）、石田篤宏氏（現株式会社日立製作所）とともに行いました。特に宮崎英樹氏には、私が大学に戻ってからも、助手仲間としておつき合い頂きました。また力センサの研究を進めるにあたり、様々な援助、助言をして頂いた日立建機株式会社の小野耕三氏（現東京大学先端科学技術センタ）、高田龍二氏、古河電気工業株式会社の山本佳男氏（現東海大学）に、お礼を申し上げます。

最後に、助手として大学に戻ってから、非常に楽しい日々を過ごすことができました。東京大学畑村中尾研究室の竹内孝次助手、秘書の皆様、および学生の皆様に、お礼を申し上げます。

参考文献

参考文献

(機械加工の歴史)

000) L.T.C. ロルト、工作機械の歴史、平凡社、1989初版

(加工の知能化)

001) 畑村洋太郎、加工の知能化とその基本構成、1989年度精密工学会秋季大会講演論文集、1989、pp.663-664

002) 畑村洋太郎、他4名、高精度マシニングセンタの開発、1990年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集、1990、pp.115-116 (マシニングセンタの知能化)

003) 畑村洋太郎、他4名、フェイルセーフシステムとマシニングセンタへの適用、精密工学会誌、第57巻第1号、1991、pp.91-97 (マシニングセンタにおけるフェイルセーフ)

(力の検出原理、検出構造)

004) 広瀬茂男、他1名、分割型光検出器を用いた3軸力センサ、日本ロボット学会誌、7巻1号、1989、pp.31-38 (フォトセンサを用いた3軸力検出)

005) 広瀬茂男、他1名、光学式6軸力センサの開発とその非線形校正、日本ロボット学会誌、8巻5号、1990、pp.523-532 (フォトセンサを用いた6軸力検出)

006) 福田敏男、他2名、ロボット用計測センサに関する基礎研究、日本機械学会論文集(C編)、53巻487号、1988、pp.721-725 (光感応型半導体を用いた6軸力検出)

007) キスラー社カタログ、スイス

008) Paul C. Watson et al., Method and Apparatus for Six Degree of Freedom Force Sensing, U. S. Patent 4094192, 1978 (ドレイバーラボ型)

参考文献

009) G. Piller, Captures de force pour robots industriels, Bull. SEV/VSE74, 1983,9 (スタンフォード型)

010) 高木、6軸力覚センサとその生産現場への適用技術、自動化技術、21巻3号、1989、pp.56-61 (スタンフォード型、ピーエルオートテック)

011) 千代、他1名、力センサの過負荷保護装置、公開特許公報、特開平1-189534、1989 (ドレイバーラボ型、ニッタ)

012) 高野、他1名、薄型高剛性の力覚センサ、OMRON TECHNICS、88-91DIGEST、1989、pp.105-111 (立石電機)

013) 内山勝、特異値分解によるロボット力覚センサの構造評価、日本ロボット学会誌、5巻1号、1987、pp.4-10 (特異値分解の力センサへの適用)

014) 内山勝、物体操作と力情報検出、計測と制御、第26巻第2号、1987、pp.111-116 (力センサのシステム設計論)

015) 内山勝、ロボット力覚センサのシステム設計論、システムと制御、第31巻第2号、1987、pp.103-111 (特異値分解によるセンサ設計およびカルマンフィルタを用いた信号処理)

016) 中村仁彦、他2名、力覚センサの弾性要素の設計指針と信号処理、計測自動制御学会論文集、第23巻第5号、1987、pp.433-439 (弾性要素の設計指針の提案)

017) 村奈嘉子、他3名、板ばねを使用した6軸力覚センサの開発、日本ロボット学会誌、10巻2号、1992、pp.208-215 (十字板ばねによる6軸力センサ)

018) 金子真、他1名、組み合わせ理論に基づく6軸力覚センサの設計に関する基礎研究、日本ロボット学会誌、11巻8号、1993、pp.1261-1271 (3軸力センサの組み合わせによる6軸力センサの実現)

参考文献

(センサー一般)

019) 畑村洋太郎、実験用の簡単な変換器の作り方、日本機械学会誌、第77巻第688号、1974、pp.91-98

(建設機械)

020) 竹内孝次、他3名、建設機械が土から受ける応力の検出器の開発、日本機械学会論文集、44巻381号、1978、p.1778 (平行平板を用いた土圧センサ)

021) 千々岩健児、他3名、シールド掘進機土圧制御システム用土圧計に関する研究、日本機械学会九州支部講演論文集、798-2、5、1979、43 (平行平板を用いた土圧センサ)

022) 畑村洋太郎、他2名、建設機械の自動化に用いる検出器の開発、東京大学工学部紀要A、No.17、1979、pp.16-17

023) 畑村洋太郎、建設機械のメカトロニクス化とセンサ、建設の機械化、'82.3、1982、pp.1-4

024) 畑村洋太郎、建設機械の将来とセンサ、日本機械学会誌、第86巻第774号、1983、pp.32-37

025) Y. Hatamura, T. Hanamoto, DEVELOPMENT OF A THREE-DIRECTIONAL STRESS CELL AND MEASUREMENT OF STRESS DISTRIBUTION ON A BACKHOE, *Journal of Terramechanics*, Vol.29, No.1, 1992, pp.117-124

026) 畑村洋太郎、他1名、ピン形ロードセルの開発、日本機械学会論文集(C編)、54巻497号、1988、pp.234-240 (2段の平行平板によるロードセル)

(粉体、スラリー)

027) 畑村洋太郎、他1名、粉体用圧力計の開発、日本機械学会、精機学会東海支部三重地方講演会論文集、No.823-5、206、1982、pp.10-12 (平行平板を十字に組み合わせた圧力計)

参考文献

028) 竹内孝次、他1名、粉体用2方向壁面応力計の開発、日本機械学会、精機学会東海支部三重地方講演会論文集、No.823-5、207、1982、pp.10-12 (平行平板を十字に組み合わせた壁面応力計)

029) 竹内孝次、他2名、スラリー用圧力計の開発、日本機械学会論文集、44巻381号、1978、pp.1596-1605 (フランジによる圧力計)

(現象解析)

030) Y. Hatamura, et al., Analysis of the Dynamic Phenomena During Lamination of Multilayer Printed Circuit Board by the Measurement of Pressure Distribution, *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, Vol.13, No.2, 1990, pp.435-439 (平行平板を用いた応力分布センサ)

(切削、研削)

031) 谷泰弘、他2名、切削用小型3方向ロードセルの開発、日本機械学会論文集(C編)、48巻432号、1982、pp.1265-1274 (平行平板による3軸力センサ)

032) 谷泰弘、他3名、平行平板型研削動力計に関する一考察(第1報) — 動力計の構造および線形性について —、精密機械、48巻6号、1982、pp.772-777 (門型3軸力センサ)

033) 谷泰弘、他2名、平行平板形研削動力計に関する一考察(第2報) — 干渉性について — 動力計の —、精密機械、49巻9号、1983、pp.1251-1256 (有限要素法解析)

034) 谷泰弘、他2名、平行平板形研削動力計に関する一考察(第3報) — 一方方向動力計の形状による静特性の変化 —、精密機械、50巻5号、1984、pp.875-879 (加工誤差等の影響評価)

参考文献

(平行平板1次変形による6軸力計)

- 035) K. Ono, et al., A NEW DESIGN FOR 6-COMPONENT FORCE/TORQUE SENSORS, Mechanical Problems in Measuring Force and Mass, ISBN 90-247-3346-4, 1986, pp.39-48 (平行平板、放射平板による6軸力計)
- 036) 畑村洋太郎、力、トルクセンサ、日本機械学会誌、第89巻第814号、1986、pp.1055-1058 (平行平板を用いたバイト、トルクセンサ、6軸力計など)
- 037) 畑村洋太郎、他3名、ロボット用六軸力計の試み、日本機械学会論文集(C編)、54巻497号、1988、pp.241-246 (平行平板、放射平板による6軸力センサ)
- 038) 小野耕三、他4名、6軸力センサLSA6000の開発、第3回日本ロボット学会学術講演会予稿集、1985、pp.19-20 (平行平板の組み合わせによる6軸力センサ)
- 039) 草木貴巳、他4名、6軸力センサLSA6000の開発(第2報)、第2回日本ロボット学会学術講演会予稿集、1987、pp.167-168 (二段重ね平行平板形6軸力センサ)
- 040) 緒方浩二郎、他2名、力覚センサ、日本ロボット学会誌、6巻9号、1991、pp.759-765 (二段重ね平行平板形6軸力センサ)

(力制御)

- 041) D. E. Whitney, Historical Perspective and State of the Art in Robot Force Control, Proc. 1985 IEEE Conference on Robotics and Automation, 1985, pp.262-268 (ロボットの力制御の歴史)
- 042) 吉川恒夫、ロボットにおける力制御の現状と将来、日本ロボット学会誌、9巻6号、1991、pp.62-66 (ロボットの力制御の現状)
- 043) H. Inoue, Computer Controlled Bilateral Manipulator, Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.14-69, 1971, pp.199-207 (ロボットにおける力制御の必要性)

参考文献

- 044) 小菅一弘、力制御法の分類と制御システムの設計法、日本ロボット学会誌、9巻6号、1991、pp.67-74 (ロボットの力制御の現状)
- 045) N. Hogan, Control of Mechanical Impedance of Prosthetic Joints, Proc. 1980 Joint Automatic Control Conference, 1980、(インピーダンス制御)
- 046) M. H. Raibert and J. J. Craig, Hybrid Position / Force Control of Manipulators, Trans. ASME Journal Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.102, 1981, pp.126-133 (ハイブリッド制御)
- 047) 平林久明、他3名、多自由度ロボットの仮想コンプライアンス制御、計測自動制御学会論文集、第22巻第3号、1986、pp.95-102 (仮想コンプライアンス制御)
- 048) 吉川恒夫、マニピュレータの力制御、計測と制御、第30巻第5号、1991、pp.383-388 (ロボットの力制御)
- 049) 杉本浩一、位置と力のハイブリッド制御に関する理論的考察、日本ロボット学会誌、11巻3号、1993、pp.453-460 (ハイブリッド制御の問題点の解析)
- 050) 榊奈輔、他1名、インピーダンス制御の接触安定性についての一考察、日本ロボット学会誌、12巻3号、1994、pp.489-496 (シミュレーションによる接触安定性の評価)
- 051) 榊奈輔、他1名、サーボ系をベースとしたインピーダンス制御における接触安定性の改善方法、日本ロボット学会誌、13巻5号、1995、pp.77-83 (接触安定性の改善)
- (カフィードバック制御の加工への応用)
- 052) T. Nagao, et al., Development of a Flexible Grinding System with Six-Axis Force Sensor for Curved Surfaces, Annals of CIRP, Vol.36, 1987, pp.215-218 (6軸力計を用いた曲面の自動研削)

参考文献

- 053)長尾高明、他2名、六軸力計を用いた自動研削システムの開発(第1報)—3自由度システム—多軸力センサとその応用、精密工学会誌、第54巻第4号、1988、pp.774-780(6軸力センサを用いた自動研削)
- 054) 柏木邦雄、バリ取り・グラインダがけ、日本ロボット学会誌、9巻3号、1991、pp.94-98(6軸力センサを用いたコンプライアンス制御によるグラインディング)
- 055) 神野誠、他2名、遠隔グラインダ作業ロボットの研究、日本ロボット学会誌、10巻2号、1992、pp.106-115(6軸力センサを用いたコンプライアンス制御によるグラインディング)
- 056) 泉成清、他2名、3つの反力情報に頼るティーチングレス形グラインディングロボット、日本ロボット学会誌、4巻2号、1986、pp.27-34(3軸力制御によるグラインディング)
- 057) K. Kawasaki, et al., Force Controlled Robot for Grinding, IEEE IROS '90, 1990, pp.1001-1006(力制御、コンプライアンス制御によるグラインディング)
- (センサの構造解析)
- 101) 伊理正夫、他2名、特異値分解とそのシステム制御への応用、計測と制御、第21巻第8号、1987、pp.763-772(特異値分解の数学的解説)
- 102) 中川徹、小柳義夫著、最小二乗法による実験データ解析、UP応用数学選書、東京大学出版会、1982初版(最小二乗法による多変量解析)
- 103) 柳井晴夫、竹内啓著、射影行列一般逆行列特異値分解、UP応用数学選書、東京大学出版会、1983初版(特異値分解による行列の評価)
- 104) 武者利光監修、岡本良夫著、逆問題とその解き方、オーム社、1992初版(逆問題解析における特異値分解)

参考文献

本研究に関する発表論文

- 901) Y. Hatamura, K. Matsumoto, H. Morishita, A Miniature 6-axis Force Sensor of Multilayer Parallel Plate Structure, Proceedings of IMEKO, Houston, USA, 1988, pp.621-636, 1988
- 902) Y. Hatamura, A RING SHAPE 6-AXIS FORCE SENSOR AND ITS APPLICATIONS, Proc. of International Conference on ADVANCED MECHATRONICS, 1989, pp.647-652(リング状6軸力計)
- 903) 畑村洋太郎、多軸力センサとその応用、精密工学会誌、第57巻第10号、1991、pp.1749-1755(平行平板の2次変形、バイト、トルクスラストセンサ、リング状6軸力計など)
- 904) K. Matsumoto, T. Maeda, Acousto-Optic Accessing in Optical Disks, Proceedings of International Symposium on Optical Memory, 1989, JJAP, Vol.28(1989) Supplement 28-3, pp.335-340
- 905) K. Matsumoto, T. Maeda, High Speed Optical Disk Control System with 3-dimensional Spot Wobbling, IEEE Transactions on Magnetics, Vol.27, No.6, November 1991, pp.4195-4197
- 906) K. Matsumoto, Y. Hatamura, M. Nakao, A Trial of Force Sensor with actively controlled Compliance, Proceedings of ASPE Spring Topical Meeting on Mechanisms and Controls for Ultraprecision Motion, ASPE, Tucson, USA, (1994), pp.116-121
- 907) K. Matsumoto, M. Nakao, Y. Hatamura, Local Lapping System to Obtain Wide and Flat Surface with Actively Controlled Force Sensor, Proceedings of ASPE 1996 Annual Meeting, ASPE, Monterey, USA, (1996), pp.476-481
- 908) 松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、ネガティブコンプライエンス素子を用いた高精度平面研削の試み、1997年度精密工学会春季大会講演論文集、1997、pp.663-664

参考文献

909)松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、アクチュエーション機能を備えたアクティブ力センサの開発、1997年度精密工学会秋季大会講演論文集、1997、p182

910)K. Matsumoto, M. Nakao, Y. hatamura, A Local Grinding System for Wide and Flat Surface with a 3-axis Negative Compliance Device, Proceedings of ASPE 1997 Annual Meeting, ASPE, Norfolk, USA, (1997), pp.242-245

911)松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、3軸ネガティブコンプライエンス素子を用いた高精度平面研削の試み、1998年度精密工学会春季大会講演論文集、1998、p690

912)松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、アクチュエーション機能を備えたアクティブ力センサの開発(第1報)ー基本原理の検討ー、精密工学会誌、65、5、(1999)、pp.681-685

913)松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、アクチュエーション機能を備えたアクティブ力センサの開発(第2報)ー特性の解析およびコンプライアンス制御ー、精密工学会投稿中

914)松本潔、畑村洋太郎、中尾政之、ネガティブコンプライアンス素子を用いた加工誤差の低減ー平面研削装置への適用ー、精密工学会投稿中

著者紹介



著者近影(東京大学畑村中尾研究室にて)

略歴

- 1980年 3月 東京学芸大学附属高等学校卒業
- 1980年 4月 東京大学理科一類入学
- 1985年 3月 東京大学工学部産業機械工学科卒業
- 1985年 4月 東京大学大学院工学系研究科入学 産業機械工学専攻
- 1987年 3月 東京大学大学院工学系研究科卒業
- 1987年 4月 (株)日立製作所入社 中央研究所勤務
光ディスク装置の研究開発に従事
- 1995年 2月 (株)日立製作所 ストレージシステム事業部転属
- 1995年 12月 (株)日立製作所退社
- 1995年 12月 東京大学大学院工学系研究科 助手
現在に至る

