H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルにおける 過負荷防止機構*

阿 部 幸 勇** 内 山 勝**

An Overload Prevention Mechanism in a Load Cell Using an H-slit Type Double Beam

Koyu ABE and Masaru UCHIYAMA

Overload prevention is important for a force sensor in order to avoid fatal damage due to unexpected external force. Until now, most of the proposed mechanisms for this purpose prevent the damage to the sensor by using a screw and a straight pin. Few reports on the utility of these mechanisms have been published. In our previous work, we proposed a unidirectional force sensor based on an H-slit type parallel beam structure. The H-slit beam structure is a part of a force sensor and it can perform as an overload prevention mechanism without any additional mechanical parts. In this paper, we verify the utility of the H-slit type beam based overload prevention mechanism. Besides, based on the verification result, this paper proposes a new slit type beam overload prevention mechanism.

Key words: force sensor, sensor structure, overload prevention, H-slit type beam, parallel leaf beam, load cell

1. 緒 言

力覚センサの多くは弾性体に生じるひずみを計測することによって力やモーメントを計算するのが一般的な方法である。このことから、力を検出する部位の剛性を下げる事がその感度を高めることにつながる。しかし、機械的剛性が低くなることはその運動精度の点からも好ましいことではない。そこで、センサの感度を大きく取りながらも機械的剛性を高くたもつという相反する要求に応える事が力検出用はりの設計における重要な点である。またこのような力の検出を行う部位が変形を伴う場合には、その部位の損傷を防ぐために過負荷防止の対策が重要となる。このことは微小力を測定する目的で作られた力センサにおいては特に重要で、取り扱い時の不注意によってもたらされる僅かな過大力が起歪部に対し致命的な損傷を与えることにつながる。一般的な力覚センサは、作用する力やモーメントに影響されて生ずる構造材の機械ひずみを電気信号に変換するものであると定義されていることから、構造材の機械ひずみの進行を止めることで過負荷防止となる¹⁾。これまでも平行ピンやセットスクリューを用いて起歪部の変形を制限する方法が提案されているが、組み立て時における高度な作業が伴うなど問題点も多い²⁾³⁾。このことから、実際に用いられることは少なく、またそれらの有効性の検証報告も少ない。そこで著者らは、高剛性と高感度を兼ね備えた起歪体として H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルを提案し⁴⁾、このような 4 ケ所の切り欠きを持つ平行はりにおける過負荷防止法について提案した⁵⁾。本稿では、従来型の過負荷防止機構の問題点とこれまでに著者らが提案したダブルビーム型はりの変形機構を用いた過負荷防止機構の課題について述べる。そのうえで、このはりの長所を生かした新たな過負荷防止機構について提案し、その特徴と有用性について述べる。

2. 従来型力センサにおける過負荷防止

D. M. Stefanescu らは、6 足歩行ロボット (Romanian) の接地力測定のために開発した力覚センサに過負荷防止機構を設けている³⁾。これは、センサ外殻に設置したセットスクリュー (M4 ねじ) とセンサはりととの間の隙間を、ねじを回転することで調整しようとするもので、この隙間によって過負荷の作動点が決まる。C. R. Flatau らによって開発された Stanford 型力覚センサにおいては、外殻と変形を伴う起歪部に側面から双方に同心となる穴を開け、この部分に過負荷を受けるための平行ピンを差し込むことで過負荷防止を行っている⁶⁾。この平行ピンと起歪部との隙間を適当にとることによって過負荷防止作動点の調節を行うものである。また平行ピンの配置には、いくつかの方法が考えられる。しかしこれらの方法は、センサはりの変形を他の部品を用い、その部品と起歪部との隙間を調整するものであることから、センサを組み立てる段階で特別の作業が必要となる。しかもその作業には極めて高い精度や熟練度が要求されることと、変形防止に用いる部品の加工精度による過負荷時の作動点設定精度の低下が懸念される。この従来型の手法については、これまでに多くの特許申請が出されているが、具体的な製品として用いられている例は少ない⁷⁾⁸⁾。また微小力測定や起歪部が極めて小さい場合などには、このような他の部品を用いての対応は難しくなる⁹⁾。

3. H 形スリットを持つはりにおける過負荷防止

3.1 先行開発における問題点

そこで著者らは、図 1 のような起歪体に変形の進行をうながすための細いスリットを入れた H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルを提案し、このはりの変形機構を用いることで過負荷防止が可能となることを明らかにしてきた⁵⁾。この H 形スリットを持つダブルビーム型はりは平行平板はりの進展型であり¹⁰⁾、その変形が 4 節リンク機構と同様の変形様で進行することを用いたものである。この過負荷防止機構は、機械加工の段階で一体構造として形成できることから簡便で精度が高く、

* 原稿受付 平成 22 年 1 月 6 日

** 正 会 員 東北大学大学院工学研究科 (宮城県仙台市青葉区荒巻字青葉 6-6-01)

Fig.1 An overload prevention mechanism of the H-slit beam

また、組み立てや調整作業が不要になるという大きな長所を持っている。このことは、組み立て段階の難度の高い作業が省けることにつながると同時に、取り扱い時に力がかかることのできないような極めて繊細なはり構造を持った力センサにたいし、特に有効な手法である。このH形スリットを持つダブルビーム型ロードセルにおける過負荷防止の作動点は、スリット幅 (s) によって決まる。このスリット幅 (s) は、平行はり長さ (l)、切り欠き部の板厚 (t)、切り欠き部の幅 (n)、平行はり中間の剛体部厚さ (t_{int}) により、過負荷時の平行平板のたわみ (y_{max}) を求めることで知る事ができる。また、この過負荷の作動点を決める際に重要となる平行はり中間の剛体部 (t_{int}) が加工できるスリット幅 (s) に対して小さな場合には、図2のようなN型も考えられる¹¹⁾。

しかし図1、図2に示すような、これまでに提案してきた手法では、過負荷防止機構が起歪体の変形機構内にあるため、変形の進行に伴って、過負荷防止が働いた後も起歪部である4点の切り欠き部には過負荷後の増加する荷重がかかり続ける。またこの荷重は、切り欠き部において図1中のa-b-cのようなペルクランク機構によって引張荷重（あるいは圧縮荷重）となり、平行はりの長さ (l) とはり間距離 (h) の比によっては、負荷された力が拡大されることもある。一般的には、はりの曲げ方向の変形に比べはり長手方向への引張り（あるいは圧縮）による変形の耐力の方が大きいことから問題はないと考えられるが、注意の必要な点である。

このことに加えて、過負荷防止を担う平行はり中間の剛体部 (t_{int}) の重さが、センサとしての感応速度を遅らせることになると考えられる。この問題となる平行はり中間の剛体部 (t_{int}) の役割は、4ヶ所の切り欠き部に応力を集中させることと、感度の不要な方向であるはり長手方向軸回り（図1において x 軸回り）の捩れ剛性を高くすることにある。切り欠き部に応力を集中できれば、起歪体における変形の多くを効率よくひずみ値として得ることができ、また、はり長手方向軸 (x 軸) 回りの捩り

Fig.2 An N-slit type beam model

Fig.3 A new type overload prevention mechanism of the H-slit beam

剛性を高くすることで、平行平板はり構造において課題となるひずみ信号の分離性を向上できる。

3.2 新たな過負荷防止機構の提案

これらの問題点を解決するため、図3に示すような新たな過負荷防止機構を提案する。この機構では過負荷を受け持つ部位は固定端より自由端側に伸びる舌状の部位で、その作動点は舌状の部位と自由端側との隙間 (s) による。このことから、この舌状の部位に十分な厚みを採用することによって、ひずみ信号を取得するために薄くした4点の切り欠き部には過負荷防止作動後の過大な力がかからない。またはり形状にもよるが、切り欠き部板厚 (t) に比べて過負荷時の力を支える部位のはり厚さ (t_{long}) が格段に厚いことから、その設定できる最大過負荷の値も極めて高いものとなる。さらに、先に開発した機構に比べ平行はり中の剛体部 (t_{int}) の体積が大きく減量されることから力センサとしての反応速度の向上も見込める。

そこで、本機構を採った場合に問題となる適切な平行はり中間の剛体部厚さ (t_{int}) について検討することとする。本検討にあたっての適切な厚さの指標としては、

- 1) H形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの特徴である切り欠き部への応力集中を支えること、
- 2) そのうえで、 x 軸周りの捩れ剛性が高いこと、
- 3) さらに、力覚センサとして用いた場合の応答速度に関する固有値の高いもの、

3.3 平行はり中間の最適剛体部厚さの検討

このような検討課題について図4のような解析モデルを作成し、FEAによる検討を行うこととする。なお、この解析におけるモデルの材料はアルミニウム系軽合金 (JIS-A2018) で、切

Fig.4 The H-slit beam model for analysis of mass parts influence

り欠き部の板厚 (t) を 0.5mm と一定にしたうえで、剛体部の厚さ (t_{im}) と切り欠き部の幅 (n) を変えて、その変位、固有振動数、振れ強さを調べる。解析にあたって用いたソフトウェアは SolidWorks 社製のアドインソフト CosmosWorks Ver-7.3 である。またその際の要素サイズは、溝部を 0.4 mm としたうえで全体を 1.2 mm としている。荷重は全てのモデルにおいて F_y 方向を 5 N とし、 M_x 方向は 0.75 Nm とした。なお、これらの荷重におけるモデルの応力は A2018 の耐力とされている値の 1/5 程度で、じゅうぶんに実用的な値である。

図 5 (a) は平行はり中間の剛体部の厚さ (t_{im}) が変位に与える影響をみたものである。FEA の結果から、何れの切り欠き幅 (n) においても平行はり中間の剛体部の厚さ (t_{im}) が切り欠き部の板厚 (t) の 4~6 倍程度 (図中の中間部板厚 (t_{im}) の 2 mm

(a) Deflection result as a function of F_y

(b) Eigen frequency

(c) Deflection result as a function of M_x

Fig.5 Result of under the influence by the H-slit beam's center mass

から 3 mm) で変位は飽和し、その後は大きな変化がない。このことは、H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの特徴である。切り欠き部における変位の多くをひずみ値として取得するという目的からすれば、切り欠き部の板厚 (t) の 5 倍程度の剛体部厚さで十分といえる。なお、図中では変位が大きく図示できていないが、剛体部の厚さ (t_{im}) における 0.5 mm は平行平板はり構造となる。

図 5 (b) は平行はり中間の剛体部厚さ (t_{im}) と固有振動数の関係をみたものである。何れの切り欠き幅 (n) においても、平行平板はり構造から H 形スリットを持つダブルビーム構造になることで大きく固有値が上がり、平行はり中間の剛体部厚さ (t_{im}) の効果が出始める。剛体部の厚さ (t_{im}) が 1 mm~2 mm の辺りに固有値のピークが存在し、その後は剛体部厚さ (t_{im}) の増大によってもたらされる運動部分の重量増の影響から次第に下がっていく。

図 5 (c) は平行はり中間の剛体部厚さ (t_{im}) が振れ強さに与える影響をみたものである。平行平板はり構造においては、その平行はり部全体が振れていたものが、剛体部厚さ (t_{im}) を増やしていくに従ってその部位の振れ剛性が上がることから、はり全体としての振れ剛性も上がる。しかし、剛体部厚さ (t_{im}) が切り欠き部の板厚 (t) の 4 倍程度になるあたりから、その振れの値の変化は小さくなりはじめ、10 倍を過ぎた辺りでは大きな変位差はなくなる。

4. 過負荷防止作動点

4.1 平行はりの変位

過負荷防止の作動点を簡便な方法で知る事ができれば、その設計において有用である。H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルにおける過負荷時の作動点は、構造材の許容荷重時におけるはり自由端の変位を知る事で求める事ができる。そこで材料力学的手法を用い、このはりの変位を求めることとする。

H 形スリットを持つダブルビーム型はりは平行平板はりの進展型であることから、平行平板はりのたわみの解法を応用することとする。まず平行平板はりにおける変位の解を導きやすくするため畑村の解法に従い、図 6 (a) に示すような平行平板はりを両端の固定された 2 枚の単板はりとして扱うこととする¹²⁾。つまり、はり長さ (l_p) の中点において力の方向が逆向きとなった荷重 $F_p/2$ がかかった 2 枚の長さ $l_p/2$ の片持ちはりが変位 $d_{yp}/2$ を引き起こすものとして次のようになる。

$$d_{yp}/2 = \frac{12(F_p/2)(l_p/2)^3}{3Ebt_p^3} \quad (1)$$

このことから、平行平板はり全体のたわみ d_{yp} は次式のように表すことができる。

$$d_{yp} = \frac{F_p l_p^3}{2 E b t_p^3} \quad (2)$$

ここで、 t_p は平行平板はりの板厚、 l_p は平行平板部のはり長さ、 F_p は荷重、 h は 2 枚の平行平板のはり間距離、 E は材料の縦弾性係数で、ここでは 7.4×10^4 N/mm² として扱っている。 b ははり幅、 d_y は荷重時の変位となっている。なお、この式においては、はり間距離 (h) が、はり長さ (l) と板厚 (t) に比べてじゅうぶんに大きく、平行平板はりの特徴的な変形様となることを前提としている。

次に、この平行平板はりの変位を求める(2)式を用いて H 形ス

Fig.6 Parallel beam and the H-slit beam models

リットを持つダブルビーム型ロードセルの変位について求めることとする。H 形スリットを持つダブルビーム型はりのたわみについては、図 6 (b) のように平行はり中間の剛体部 (l_{h2}) は変形をしないものと仮定し、平行平板はりの変形から剛体部 (l_{h2}) の変形分を差し引いたものとして求めることとする。なおここでは、 l_{h1} 、 l_{h3} は H 形スリットを持つダブルビーム型はりにおける切り欠き部間のはり長さ、 l_{h2} は平行はり中間の剛体部分の長さ、 t_h は切り欠き部における板厚である。また F_h は H 形スリットを持つダブルビーム型はりの自由端にかかる荷重で、平行平板はりと同様、2 枚のはりに等分にかかるものとする。このときの変位 d_{yh} は式 (2) を用いることで、次のように求められる。

$$d_{yh} = \frac{F_h (l_{h1} + l_{h2} + l_{h3})^3 - F_h l_{h2}^3}{2 E b t_h^3} \quad (3)$$

これらの式 (2)、式 (3) に加えて一般的な単板はりの変位の解を FEA によるたわみ曲線と比較する形で図 7 に示す。図より明らかなように前述の計算式による解と FEA による変位の傾向とその値はほぼ一致している。この結果から、平行平板はりと H 形スリットを持つダブルビーム型はりにおけるたわみ値の近似的な計算にはこれらの式を用いる事ができると考える。なお解析に用いたモデルは、はり幅 (b) が 20 mm、切り欠き間の長さ (l) が 50 mm、切り欠き部の板厚 (t) が 1 mm のアルミニウム系軽合金 (JIS-A2018) で、荷重 (F) は 10 N である。また、図中の単板はりは比較のために載せたもので、この場合の切り欠き部の板厚 (t) は平行平板はりの板厚 (t_h) の 2 倍となっている。

Fig.7 Deflection curve of beam models

4.2 楕円溝における過負荷防止作動点

通常、弾性ヒンジなどの切り欠きのあるはりにおける切り欠き部形状は、その多くが加工の容易な円弧溝か矩形溝である。しかし応力集中の観点からは望ましい形状とはいえない。このことから著者らは、H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルを力覚センサの起歪体として用いる場合の切り欠き部形状として楕円形状が適していることを述べている¹¹⁾。これは、H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの課題となる切り欠き部への過度の応力集中による疲労破壊を防ぐ目的から検討したもので、通常多く用いられている円弧や矩形に比べ、楕円の短軸と長軸の比の 1:5 程度の方が、過度の応力集中を防ぐ点でも、また切り欠き部で取得できるひずみ信号値の多さにおいても優れていることを示したものである。

このような楕円形の切り欠きを持つダブルビーム型ロードセルについても、前述の矩形の切り欠き部における変位の計算式 (式 (3)) を用いて解くことができれば、簡便であることから有用である。これは、複雑な式による切り欠き形状の最適化やその変位の算出法は生産現場などでの利用には向かないと考えるからである。また、変位の厳密解を求めることも重要ではあるが、最終的には試作モデルによつての検証が不可欠なことから、設計の段階では、その過負荷防止のおおよその作動点を知ることと十分と考える。しかしながら、その解に実モデルとの間での大きな開きがあれば、実用に耐えないことになる。そこで切り欠き部形状を楕円とした場合の変位を、式 (3) を用いて解き、FEA によつて求めた値と比較をし、その妥当性の検討を行う。

(a) Rectangular shape

(b) Elliptical shape

Fig.8 Comparing of deflection results by FEA and calculation

図 8 は、H 形スリットを持つダブルビーム型はりの切り欠き部形状を矩形と楕円とした場合における、FEA と前述の計算法によるたわみの違いを比較したものである。比較検討した切り欠き部形状は、隅肉のない矩形と短軸長さがゼロの楕円形状である完全な矩形形状（切り欠き幅 (n) = 5 mm）から順に、矩形における隅肉半径を徐々に増やし最終的に半径 2.5 mm の円弧形状としたものと、楕円の長軸半径を 2.5 mm に固定をしたうえで短軸半径のみを徐々に増やし、最終的に半径 2.5 mm の円弧形状としたものである。比較検討した H 形スリットを持つダブルビーム型はりモデルは材質をアルミニウム系軽合金（JIS-A2017）とし、切り欠き間の平行はり長さ (l) を 50 mm、はり幅 (b) を 20 mm、平行平板の平行間距離 (h) を 32 mm、切り欠き部の幅 (n) を 5 mm、平行はり中間の剛体部厚さ (t_{im}) を 13 mm としたうえで、はりの一端を固定端、もう一端を自由端とし、切り欠き部の板厚 (t) を 0.6 mm、0.8 mm、1.0 mm とし、おのおのの荷重を、ほぼ同程度の変位となるよう、2 N、5 N、10 N とし、負荷したものである。なお計算における切り欠き部の板厚 (t) は、各切り欠き部（溝幅 (n) = 5 mm）の平均厚さを用いている。

図中の (a) は矩形の隅肉半径の違いにおける解析結果であり、(b) は楕円形状による短軸長さの違いによる結果である。双方とも円弧形状に近づくにしたがって、FEA と簡略的な計算法による結果の間に大きな開きが見られる。しかし隅肉半径と楕円の短軸長がゼロに近いものでは、その開きは小さい。このことを適正な切り欠き形状として提案している楕円の短軸と長軸の比が 1:5 となる点（(b) 図における楕円短軸半径が 0.5 mm の点）で比較した場合には、切り欠き部の板厚 (t) が 0.6 mm の場合には、その差が 0.006 mm であり、板厚 (t) が 1.0 mm の場合には 0.018 mm となっていて、切り欠き部の板厚 (t) が薄い場合には、その差は小さくなっている。力覚センサとしての感度を増す目的からは、加工条件が許す限り切り欠き部の板厚 (t) を薄くするのが通常のやりかたであることから、設計時における過負荷の作動点を求める際に FEA の支援を受けられない場合などにおいては、この計算手法は極めて有効な手段になると考えられる。

4.3 実験による検証

これまで過負荷防止の作動点について、FEA とはりのたわみの計算によって推定してきたが、ここでは、これらに加えて実モデルとの比較検討を行うこととする。その実験モデルの一例 ($t=0.6$ mm) と過負荷作動実験の結果を図 9 に示す。モデルの材料はアルミニウム系軽合金（JIS-A2017）で、平行はりの長さ (l) が 40 mm、はり幅 (b) が 20 mm、平行はりの平行間距離

Fig.9 An Experimental model and its result of overload prevention ability

Fig.10 Working point of overload prevention

(h) が 30 mm、切り欠き部の長さ (s) を 5 mm としたうえで切り欠き部の板厚 (t) を 0.3 mm から 0.7 mm まで変えている。実験では一端を固定端とし、もう一方の自由端に重力を用いて荷重 ($F_y=10$ N) をかけ、その変位をキーエンス製レーザ測定器（LK-080）を用いて非接触の状態にて測定している。その際、反射面を一樣とすることから自由端には白色セラミクスゲージを貼り付けている。なお実験モデルにおいて、自由端側と中間剛体部の質量の影響は考慮していない。これら各モデルの過負荷作動点の結果について、FEA と簡易計算による計算値を実験モデルと比較できるよう図 10 に示す。

図 9 の実験結果より、荷重による自由端の変位は進むが、その変位がスリット幅 (s) の値に至ると（図中 0.52 mm / 6.6 N 時）舌状の部位 (t_{lang}) が自由端と接触をし、その後の変位が止まることがわかる。このことから、本提案機構の過負荷防止機能が有効に働いている事がわかる。また図 10 の実験結果では、FEA および簡易計算によるたわみの値を用いて求めた過負荷の作動点と実験による値の間に大きな差のないことがうかがえる。このことから、本稿で提案した過負荷防止作動点の簡易的な計算法は有効な手段であることがわかる。

なお実験に用いたモデルは、その作動点となるスリット部を WEDM（ワイヤ放電加工機）により加工し、その加工後の切り欠き部の板厚 (t) とスリット幅 (s) をキーエンス製レーザ形状測定顕微鏡（VK-8510）を用いて測定した。図 10 の実験結果には、その実測値を反映させている。

この結果より、FEA と計算および実モデルによって求めた過負荷防止作動点に大きな差がないことから、提案した簡略計算による過負荷作動点はじゅうぶんに信頼できるといえる。

5. 結 言

本研究では、H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの特徴を殺ぐことのない新たな過負荷防止機構を提案し、その有用性の検証を行った。その結果の概要は以下の通りである。

- 1) H 形スリットを持つダブルビーム型はりの変形機構を用いた過負荷防止機構は、他の部品を用いての組み立て・調整工程を省く事ができることから、その生産性が高い。
- 2) 先に提案した H 形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの過負荷防止機構で課題となっていた平行はり中間の剛体部における適切な厚さについては、切り欠き部厚さの 8 倍程度あれば H 形スリットを持つダブルビーム型

はりの特徴となる捩れに対する抗力がじゅうぶんとなる。

- 3) また感度の必要な方向への干渉を防ぐには、切り欠き部の板厚の5倍程度でじゅうぶんであることから、H形スリットを持つダブルビーム型ロードセルにおける、平行はり中間の剛体部厚さは、切り欠き部の板厚の8倍程度あれば十分で、それ以上の厚さはセンサの感応速度に影響を及ぼす。
- 4) H形スリットを持つダブルビーム型ロードセルの切り欠き部に楕円形状を用いた場合の過負荷防止作動点は、その切り欠き部全体における平均板厚を用いたH形スリットを持つダブルビーム型はりのたわみの式によって簡易的に求めることができる。

謝 辞

本研究の一部は、文部科学省科学研究費補助金、基盤研究(C)(課題番号 20560231)の助成により行われたものであることを記し、謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) ロボット学会編：ロボット工学ハンドブック，コロナ社，(2005)，90.
- 2) ビー・エル・オート・テック(株)：フォーストルクセンサ技術資料，(1992).
- 3) D. M. Stefanescu, T. Manescu: Strain Gauges Emplacement Possibilities for Force/Torque Transducers in Robotics, Proceedings of IMEKO-XV world Congress, (1999)117.
- 4) Koyu Abe, Toshio Miwa and Masaru Uchiyama: Development of a 3-axis Planer Force/Torque Sensor for Very Small Force/Torque Measurement, JSME International Journal, Series C, **42**, 2, (1999)376.
- 5) Koyu Abe and Masaru Uchiyama: Overload Protection Mechanisms for Force Detecting Beam in a Force Sensor, Journal of Robotics and Mechatronics, **20**, 2, (2008)316.
- 6) C. R. Flatau: Force Sensing in Robots and Manipulators, Proceedings of 2nd International CISM IFToMM Symposium On the Theory and Practice of Robots and Manipulators, (1976)294.
- 7) 実用新案出願：電子はかりの過負荷保護機構，株式会社島津製作所，出願番号 平 3-87698, (1991).
- 8) 特許出願：ロードセルの過負荷防止装置，株式会社ブリジストン，出願番号 平 10-16621, (1998).
- 9) Yu-Chung Huang, Ying-Hwi Chang and Wei-Shu Chang: A New Structure for a Fingertip Force Sensor, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, **4**, 3, (1999)293.
- 10) 畑村洋太郎：多軸力センサとその応用，精密工学会誌， **57**, 10, (1991)47.
- 11) Koyu Abe, Yusuke Tanida, Atsushi Konno and Masaru Uchiyama: FEM Analysis of a Directional Deflection Sensor Beam Structure for Small Force/Torque Measurement, Proceedings of the Int. Conf. on Precision Engineering, (2004)628.
- 12) 畑村洋太郎編：機械設計の基礎知識，日刊工業新聞社，(1998)359.