

高耐荷重小型踏力センサの開発

Development of a Small-size Stepping Force Sensor
which Sustain High Load

一瀬 弘志* 白川 邦雄*
Hiroshi ICHISE Kunio SHIRAKAWA

要 旨

将来の自動化運転につながるブレーキ制御システム用として、ドライバの制動の意志を検出する小型でしかも耐荷重が高い踏力センサを開発した。本センサはダイヤフラム型起歪部に薄膜半導体ひずみゲージを用いることにより小型化を実現し、また検知部を複数の板ばねで吊り、メカニカルストッパ機構により検出範囲の数倍の力に耐えられる耐荷重性能を実現した。

ABSTRACT

A small-size stepping force sensor which can detect driver's intention for braking and yet sustain high load, is developed for a brake control system that may lead to automatic vehicle operation in the future. This sensor could be made small in size by using a thin semiconductor strain gauge for a diaphragm strained part. Moreover, it can sustain several fold load as much as a detected limit by using a mechanical stopper whose detecting part is suspended by several plate springs.

1. まえがき

近年制御技術の進歩に伴い車両の高性能化が進み、ドライバの意志および車両の状態を検知する必要性が高まっている。制動力制御の分野においても減速度制御の指標として、ドライバの意志によるブレーキ踏力を検知する必要が報告されている¹⁾。

ブレーキ踏力を検知する部位としてはFig. 1に示すマスタシリンダ部、ペダル部、倍力装置のロッド部があり、これらのどの部位が適しているかを比較検討した。マスタシリンダ部での液圧検出は倍力装置、ブレーキ液を介して伝わるため他の検知部位に比べ精度、応答性ともに悪い。ペダル部は泥、雪等が付着するため環境条件が厳しく、条件を満足し信頼性を確保するには構成部品が増える。また、車によりペダル寸法は大きく二つに分けられ、力学上のモーメントの作用からペダル寸法に適應したセンサが必要となるためコスト高となる。倍力装置のロッド部は応答性が良く、また、機種仕様が変わってもセンサは1種類で良い。性能、コストの両面で最適であるため検知部として選定し、小型で耐荷重が高い踏力セ

ンサを実現することができたので報告する。

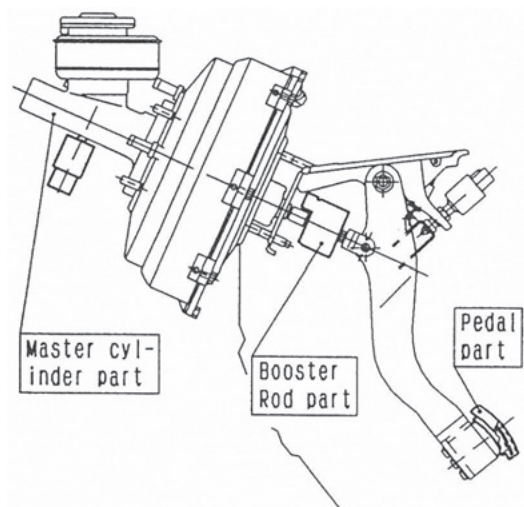


Fig. 1 Study of Sensor Place

* 栃木研究所

Table 1 Comparison among Stepping Force Sensors

	Metal strain gauge	Piezoelectricity	Variable Capacitance	Semiconductor strain gauge
Response	Good	Good	Fair	Good
Sensitivity	Fair	Good	Good	Excellent
Structure	Simple	Simple	Complicated	Simple
Accuracy	Good	Fair	Good	Good

2. 検出方式の選定

力検出の代表的な方式として、金属ひずみゲージ式、圧電式、静電容量式、半導体ひずみゲージ式があり、これらの検出方式の特徴を Table 1 に示す。

金属ひずみゲージ方式は一般にスパッタリング技術を用いて、接着による貼付けひずみゲージに比べて位置精度、信頼性等を向上させてきた有力手法であり応答性が良い。抵抗温度係数が半導体に比べ小さいため温度特性も良いが、ゲージ定数が小さく感度が低いことから高増幅が必要となる。

圧電方式は、力の変化に比例した電荷を発生するため動荷重に対しては容易に検出できるが、静荷重として精度の良い出力を求める場合、回路の複雑化からコスト高を招く。

静電容量方式は電極間ギャップを μm 単位で管理する高精度製造技術が必要とする。また、一般的には電極を有する起歪部の材料をセラミック系とし、起歪部と結合するハウジング材料を金属とするが、高強度で確実に接合させる技術は未だ実用できる段階にはない。

半導体ひずみゲージ式は、プラズマ化学気相蒸着 (CVD) で薄膜成形した多結晶シリコンを使用することにより金属ひずみゲージに比べ感度を高くすることができ、つまりゲージ定数が大きく増幅回路を簡略化することができる。

以上の検討結果から、踏力センサの検出方式として半導体ひずみゲージ式を選定した。

3. 構造

本センサの構造を Fig. 2 に示す。薄膜半導体ひずみゲージを構成しているダイヤモンド型起歪部は Fig. 3 に示すようにフロントロッドと突き合わせ面で溶接して一体化している。突き合わせ面は、レーザーあるいは電子

ビーム等の低入熱溶接により接合することで、起歪部に設けられたひずみゲージが受ける熱影響を少なくしている。さらに起歪部をステンレス鋼とし、ロッド部材はカーボン量を 0.3% 以下としたボロン含有の鋼で形成し、異種材料での良好な溶接性を維持して強度を確保した上で低コストを実現している。また起歪部の外周面と環状ホルダの内周も同様の低入熱溶接を施している。

ダイヤモンド型起歪部は外周を環状のホルダに溶接し、2 枚の環状の支持板を用いて、支持板を環状のインナブッシュ、アウトブッシュでホルダ、メインハウジングにそれぞれ挟み込み、所定の位置に宙吊りとして固定されている。Fig. 4 に示すようなこの 2 枚の支持板は厚さ一定の環状板ばねであり、検出範囲内の最大荷重に対し最小サイズで必要な変位が確保できるように、板ばねに発生する曲げ応力分布を均一とする形状を採用した。一般的には支持板の環状板ばねを外周固定、内周固定端

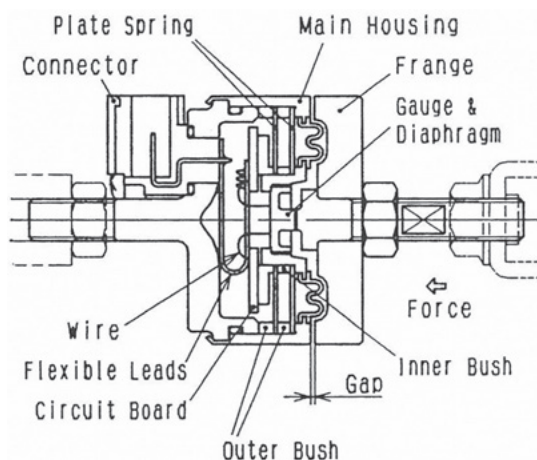


Fig. 2 Section View of Stepping Force Sensor

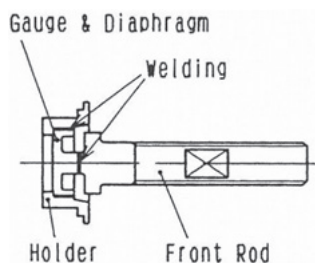


Fig. 3 Section View of Welding Point

として内周固定端に力を作用させた場合、板ばねに発生する曲げ応力は内周部、外周部では大きく、中間部は小さい。本形状は内周部および外周部のいずれか一方から他方に向かって形成した梁を円周方向に複数配置し、梁の幅は環状板ばねの半径方向の曲げ応力が一定になるよう内周部および外周部からその中間部にかけて直線的に減少させることにより、梁の各部における曲げ応力 $\sigma = M(\text{曲げモーメント})/Z(\text{断面係数})$ は一定となる。その結果板ばねの厚さに直角な方向に変位させた場合、曲げ応力が梁の各部で一定なため、同一サイズ同一荷重に対し最大変位が得られる。

Fig. 5 に耐荷重用ストッパ機構を示す。フランジの外周端面は検出範囲を超えた力が作用した時にストッパ面となるものであり、メインハウジングの外周の端面と隙間を有して対向している。この隙間はダイヤフラム型起歪部の弾性限度域つまり最大検出荷重による板ばねの変位量に設定している。このような隙間を設けておくことにより、検出範囲を超えた力が作用した時、フランジのストッパ面とメインハウジング面が当接するので、それ以上の力が加わってもダイヤフラム型起歪部や板ばねが塑性変形したり破壊するのを防止できる。このストッパ

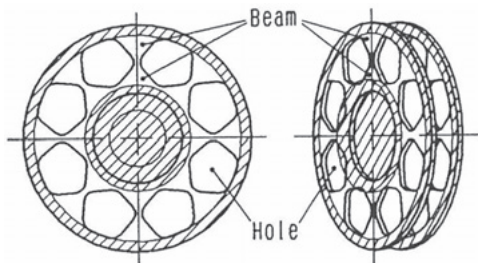


Fig. 4 Front and Oblique View of Plate Spring

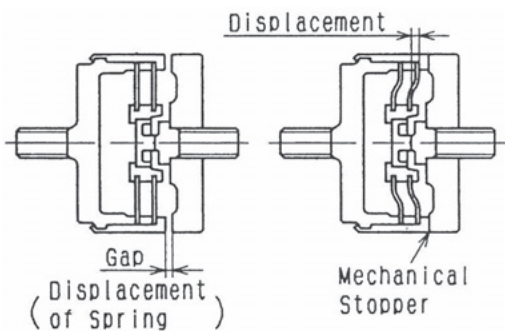


Fig. 5 Stopper Mechanism

機構により検出範囲 0~1568N に対し、倍力装置のロード強度と同等の耐荷重 9800N を達成できた。

力の作用によるダイヤフラム型起歪部の半導体ひずみゲージの抵抗変化は、ボンディングワイヤを介して回路基板部で増幅後、フレキシブル配線を用いてコネクタから電圧値として出力する。

4. 検出原理

本踏力センサは、力の作用により応力を受けた Fig. 6 に示すようなダイヤフラム型起歪部のひずみを下端面に成膜した 4 個の薄膜半導体ひずみゲージで検出することで踏力を測定している。

半導体ひずみゲージは金属で見られるより大きな抵抗変化を示す。これは応力により半導体にひずみが加わった場合のピエゾ抵抗効果によるものである。ピエゾ抵抗効果は 1953 年に発表されて以来、半導体ひずみゲージにも応用研究がなされ実用化されている。今回使用したひずみゲージは、温度特性が良い多結晶のシリコンひずみゲージである²⁾。

多結晶シリコンひずみゲージの原理を Fig. 7 に示す。多結晶は小さな単結晶（結晶粒）の集合体である。ひずみが加わった時の抵抗変化率は、(1) 式で表わされる。

$$\frac{\Delta R_c}{R} = \frac{R' - R}{R} = \frac{\Delta R_c}{R_c + R_g} \quad \dots(1)$$

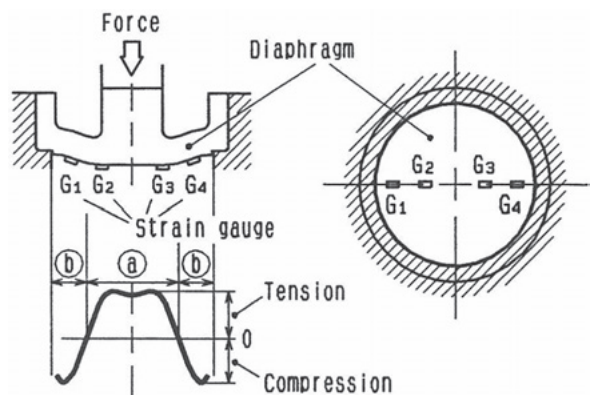


Fig. 6 Strain Distribution and Gauge Position of Diaphragm

次に多結晶シリコンひずみゲージの成膜工程を Fig. 8 に示す。多結晶シリコンひずみゲージの成膜工程はダイヤフラム型起歪部の材料であるステンレス鋼 (SUS630) の成膜部を研磨加工仕上げし、仕上げ面に層間絶縁をするためのシリコン酸化膜 (SiO_2) をプラズマ化学気相蒸着法にて蒸着する。次に多結晶シリコン膜を蒸着し必要な部位だけ残り他の部分はエッチングにて除去する。この後 Au 膜を用いてひずみゲージ抵抗体を接続し、ブリッジ回路を構成し最後に外部環境条件から保護するシリコン窒化膜 (SiN) を蒸着する。

Fig. 6 はダイヤフラム型起歪部が力の作用を受けた状態および起歪部の下端面の半径方向のひずみ分布を示しているが、ひずみ分布の範囲 (a) は引張ひずみ、範囲 (b) は圧縮ひずみが発生し応力をうけた多結晶シリコンひずみゲージ $G_1 \sim G_4$ は起歪部と共にひずむ。またゲージは

ひずみがないとき: $R = R_c + R_g$

ひずみが発生したとき: $R' = R_c + \Delta R_c + R_g$

ゲージ定数: $K = \Delta R_c / R \cdot \varepsilon$

R_c : 結晶粒の抵抗

R_g : 結晶粒界の抵抗

ΔR_c : 結晶粒の抵抗変化

ε : ひずみ

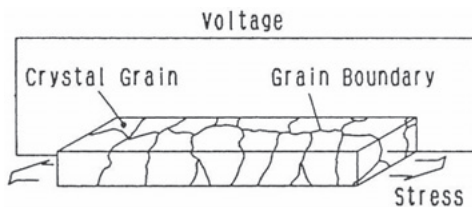


Fig. 7 Poly-Silicon Strain Gauge

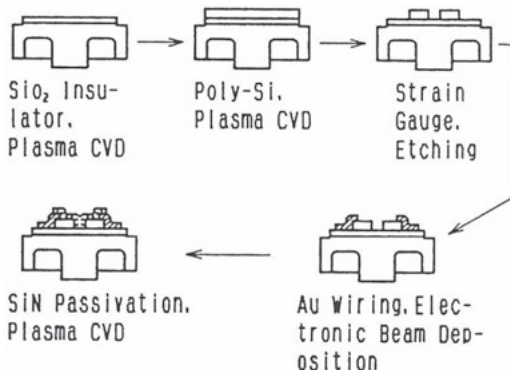


Fig. 8 Process of Poly-Silicon Strain Gauge

出力精度を確保するために引張ひずみ、圧縮ひずみが同等で最大となる位置に設定する。ひずみゲージ G_2, G_3 は引張ひずみにより抵抗値が増加し、 G_1, G_4 は圧縮ひずみにより抵抗値が減少する。この抵抗値変化量を $\Delta R_1, \Delta R_2, \Delta R_3, \Delta R_4$ とし、元の抵抗値を R_1, R_2, R_3, R_4 とするとブリッジ回路による出力電圧 E_{out} は、(2) 式で表わされる (Fig. 9)。

$$E_{out} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_2}{R_2} - \frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \cdot E \quad \dots(2)$$

$$= \frac{1}{4} K (\varepsilon_2 - \varepsilon_1 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \cdot E$$

$\Delta R/R$: 抵抗変化, E : 印加電圧

K : ゲージ定数, ε : ひずみ

ブリッジ回路からの電圧 E_{out} は増幅後出力され、この電圧がセンサ出力となる。

5. シミュレーション計算による形状の最適化

本センサ構造の特徴であり力検出の要部でもあるダイヤフラム型起歪部と環状板ばねの形状寸法を、構造解析のシミュレーション計算により算出した荷重に対する応力 680MPa 以下、検出可能なひずみ 1600×10^{-6} 以上、ひずみ分布 1:1、変位の関係からそれぞれ設定することにより試作品の精度向上とテスト工数の削減を図った。

5.1. ダイヤフラム型起歪部の形状設定

起歪部のサイズは製法上の成膜歩留りの考慮から成膜範囲を外径 10.5mm、成膜設備の制約から高さ 5mm とし、材料は錆にくく許容応力の高い仕様とした。

シミュレーション計算の結果、Table 2、Fig. 10 に示すように、外径 12.7mm、高さ 5mm で形状が設定できた。

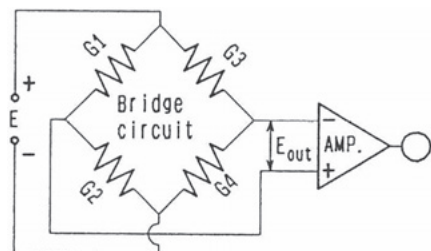


Fig. 9 Equivalent Circuit

Table 2 Condition and Result of Calculation

Condition	Item	Result
①Area of formed film $\phi 10.5\text{mm}$ ②Height 5 mm	Diaphragm size	③ Diameter $\phi 12.7\text{mm}$
		④ Joint Diameter $\phi 4\text{ mm}$
		⑤ Thickness 1.7mm
Force 1568N	Generated stress	615.15MPa
Material SUS630	Generated strain	1760×10^{-6}
	Balance of generated strain (Compression : Tension)	1 : 1.004

Fig. 11 に示すようにシミュレーションモデルは軸対称要素を用いた。力の作用部位の応力が影響しないようにロッドとの接合部を実形状にに対し長くしている。

Table 3 に Fig. 12 と Fig. 13 の計算条件を示す。

Fig. 12 は力の作用によるダイヤフラム型起歪部の応力集中部位を示す。赤色表示は高応力部を表わす。

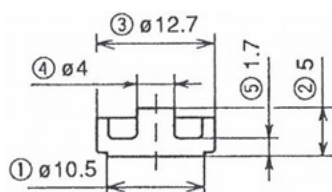


Fig. 10 Dimension of Diaphragm

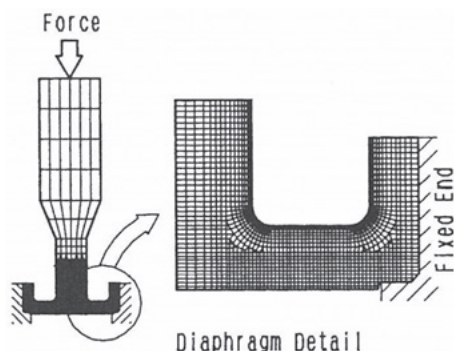


Fig. 11 Simulation Model of Diaphragm

Table 3 Calculation Condition of Diaphragm

Material	Load	Young's modulus	Poisson ratio
SUS630	1568N	196GPa	0.33

Fig. 13 は力の作用によるダイヤフラム型起歪部の半径方向のひずみ分布を示す。赤色表示は引張ひずみ、青色表示は圧縮ひずみを表わす。

Fig. 14 はダイヤフラムに接合するロッド径とダイヤフラム部の厚みを変化させた時の、起歪部の最大発生応力とひずみゲージ位置での発生ひずみの大きさとの関係を示す。

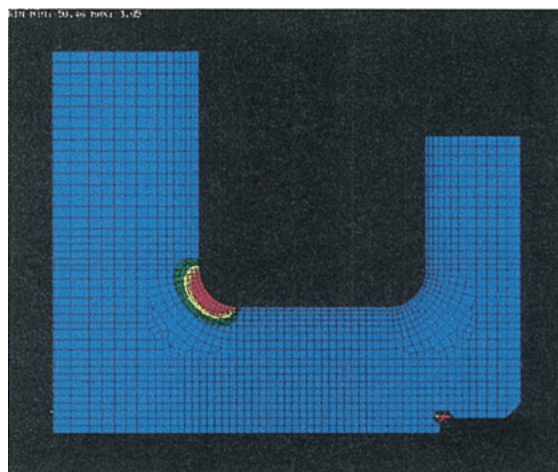


Fig. 12 Display of Stress Concentration

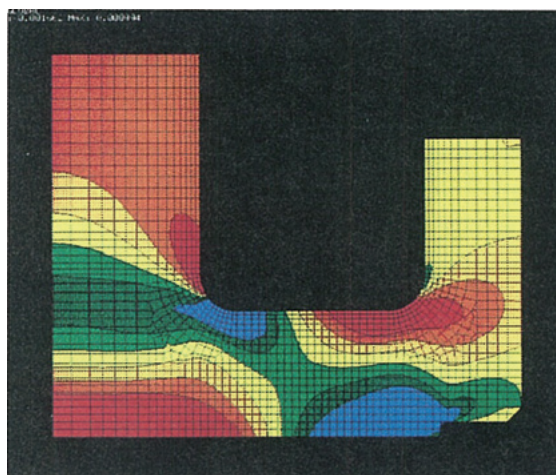


Fig. 13 Display of Strain Distribution

Fig. 15 はダイヤフラム起歪部のロッド接合径 4mm, ダイヤフラム部の厚み 1.7mm 時の軸中心からの距離とひずみ分布の関係を示す。

5.2. 環状板ばねの形状設定

目標とするメカニカルストップ機構の変位に対し環状板ばねを最も小型で成立できるようにシミュレーション計算で形状設定した。Fig. 16 に外周を固定端、内周を力の作用面とする、サイズが同じ 2 タイプの環状板ばねを示す。単純な環状板ばねは応力が集中し材料の許容応力

内で必要な変位量が確保できない。それに対し、複数の平等強さの梁を持つ環状板ばねは、応力分布が均一になるため、同サイズで変位量が最大に確保でき、もっとも小型で成立させることができた。

環状板ばねの変位と応力には次の関係がある。

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{3F}{4\pi t^2} \left\{ 2(1+\nu) \left(C + \ln \frac{a}{X} \right) + (1-\nu) \left(1 - D \frac{a^2}{X^2} \right) \right\} \\ y &= \frac{Fa^2}{8\pi G} \left\{ (1+C) \left(1 - \frac{X^2}{a^2} \right) - \left(D + \frac{X^2}{a^2} \right) \ln \frac{a}{X} \right\} \\ C &= \frac{b^2}{a^2 - b^2} \ln \frac{a}{b} - \frac{1}{2}, \quad D = \frac{2b^2}{a^2 - b^2} \ln \frac{a}{b} \\ G &= \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}\end{aligned} \quad \dots(3)$$

σ_x : 半径応力 y : 変位
 ν : ポアソン比 F : 力
 G : 板の曲げ剛性 t : 板の厚み
 E : 縦弾性係数 X : 任意半径

Fig. 17 に、シミュレーションで設定した環状板ばねを示す。

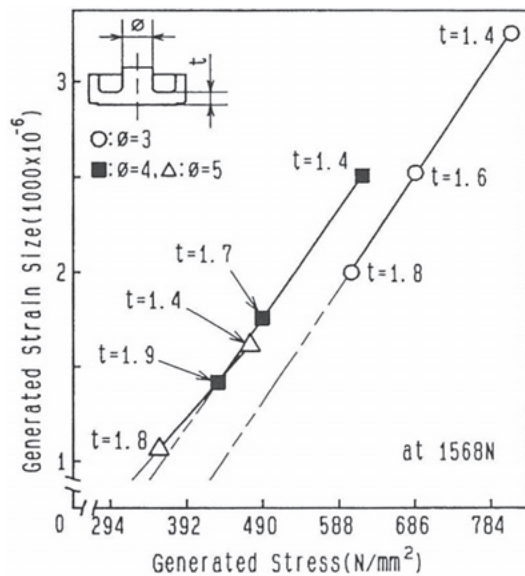


Fig. 14 Stress and Strain

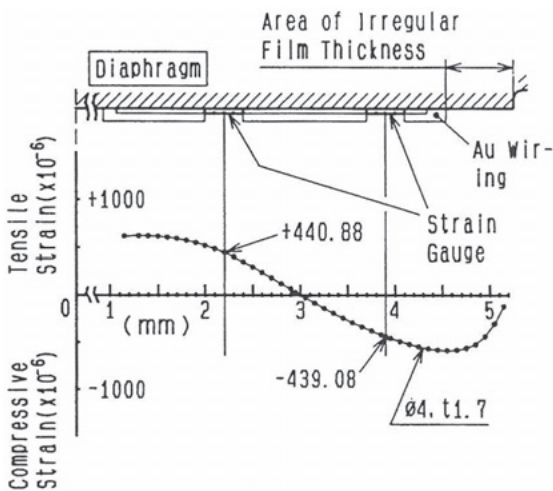


Fig. 15 Strain Distribution and Strain Size

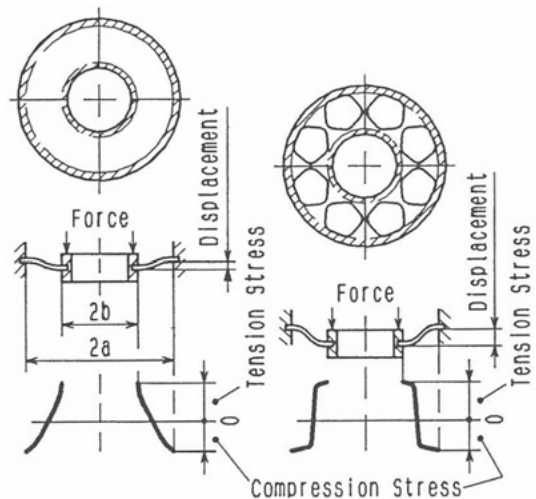


Fig. 16 Bottom Surface Stress Distribution of Circular Plate Spring

Table 4 Calculation Condition of Plate Spring

Material	Load	Young's modulus	Poisson ratio
SUS420J2	196N	196GPa	0.3

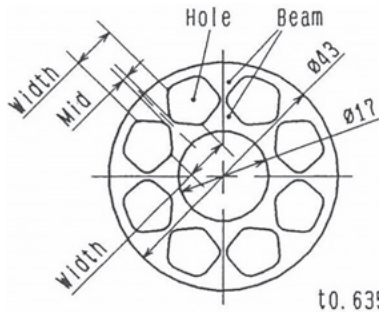


Fig. 17 Shape of Circular Plate Spring

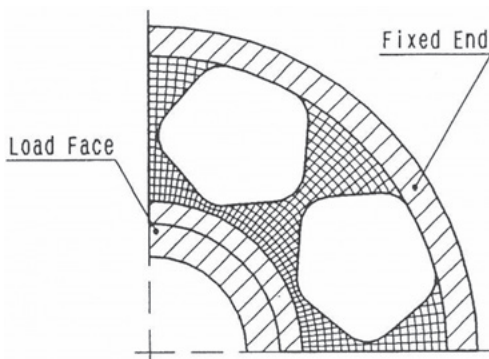


Fig. 18 Simulation Model of Spring

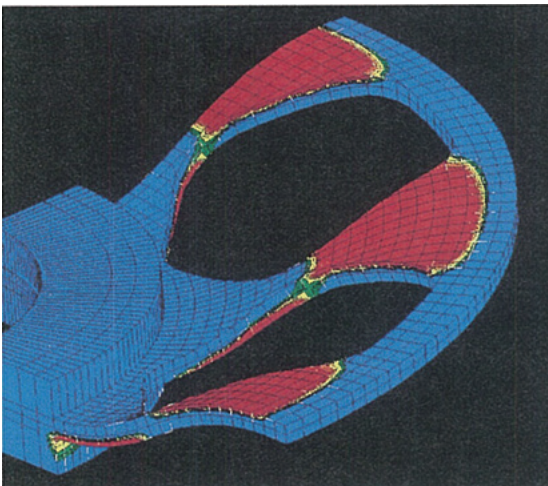


Fig. 19 Stress Distribution of Circular Plate Spring

Fig. 18 にシミュレーションモデルを示す。

Table 4 に Fig. 19 の計算条件を示す。

Fig. 19 は力の作用による環状板ばねの応力均一の分布状態を示す。赤色表示部は高い引張応力を表わす。

6. 出力特性

シミュレーションによる最適設計により、以下のような出力特性を得ることができた。出力特性を Fig. 20 に示す。検出範囲以内の 1568N まで $\pm 3\%$ の精度である。成膜部に零点時の温度補正抵抗を設けることで $\pm 1\%$ に低減でき、その結果増幅後出力で $\pm 3\%$ の精度を達成している。1568N を越えてからはメカニカルストップ機構が働き、ダイヤフラム型起歪部のひずみゲージには抵抗変化が起こらないため、出力は一定となる。

出力精度は設計のみならずダイヤフラム型起歪部および環状板ばねの接合、固定方法などの組立製造技術にも大きく影響を受ける。板ばねの固定が確実でない荷重に対する板ばねの変位が均一でなくなり、力のベクトル方向に対し起歪部が傾くためひずみ分布が変化し直線性の悪化を招く。また、ストップ位置もずれ検出範囲が狭くなる等から起歪部を宙吊りとする機構は、性能確保の上で本開発の要でもある。圧入、カシメ、溶接等を使用して確実に接合、固定することができた。

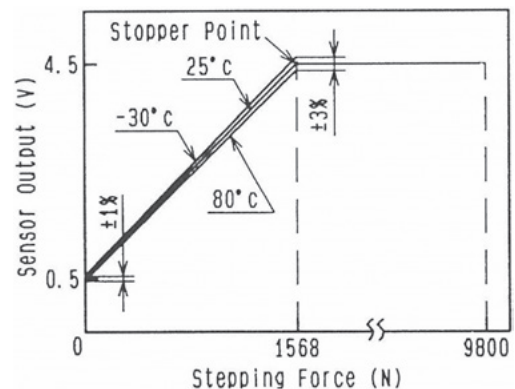


Fig. 20 Output Characteristic

7. まとめ

減速度制御において踏力センサは、ドライバの意志を検出するために必要である。ブレーキ踏力を検知する部位は性能、コストの両面で最適なロッド部として開発した。検出方式を感度の高い半導体ひずみゲージとし、構造はシミュレーションを活用することで、下記による高耐荷重性の確保および小型化へとつなげることができた。

- (1) 耐荷重の構造はダイヤフラム型起歪部を板ばねで吊り、板ばねの変位を利用したメカニカルストッパ機構を使うことにより、検出範囲を越えた力が作用しても起歪部が塑性変形したり破壊するのを防止でき、耐荷重 9800N を達成できた。
- (2) 小型化はダイヤフラム型起歪部の形状設定とメカニカルストッパ機構の板ばねの形状設定で実現でき、それはまた、コスト、性能の両面で適正な形へとつなげ

ることができた。起歪部は構造解析のシミュレーション計算により薄膜半導体ひずみゲージの歩溜りの良い外径 12.7mm、高さ 5mm に設定した。一方、板ばねは厚さ一定の環状とし、外周を固定として内周に力を作用させて必要変位が得られるように、起歪部と同様にシミュレーションを活用し、曲げ応力が一定となる形状で最小サイズに設定した。

参考文献

- 1) Inagaki, Akuzawa, Sato: Yaw Rate Feedback Braking Force Distribution Control with Control-by-Wire Brake System, AVEC '92 923078
- 2) 本間敏男: 多結晶 Si 薄膜を用いた半導体圧力センサ、センサ技術、Vol.5, No.13, P.30~34 (1985)

■著 者■



一瀬 弘志



白川 邦雄