衝撃荷重を受ける開断面はりの弾性および塑性曲げ†

前川 一郎* 宇田 和史*

Impact Elastic and Plastic Bending of Beam with Open-Cross Section

by

Ichiro MAEKAWA* and Kazufumi UDA*

The impact bending behaviors of beam with open-cross section were investigated. The cantilever bending and three-point bending experiments were performed by a falling weight for aluminum specimens. The plastic deformation in the case of cantilever bending was larger than that of three-point bending. But, the elastic dynamic bending strain measured in the case of cantilever bending was smaller than that of three-point bending when the peak of the first strain pulse in the strain history is compared with each other. Thus, these behaviors are very complicated and quite different from the static one. That is, the elastic bending strain of the first strain pulse is reduced by the interference between the leading waves and the following reflected waves with the reversed phase which are reflected at the free end. These impact bending behaviors in the case of open-cross section beam are similar to those of the hollow section beam.

Key words: Impact bending, Strain wave, Stress wave, Interference of stress wave, Experimental strain measurement, Strain gage, Open-cross section beam

1 緒 言

機械構造部材に作用する曲げは破壊の危険性を高め、特に衝撃力が作用する場合は、応力波の干渉のために静的曲げとは非常に異なった複雑な応力状態となることが知られている。¹⁾ 構造部材に衝撃荷重が作用する場合の研究では、半無限板等に集中衝撃力が作用する場合の応力等の時間的変動に関する研究、^{2)~4)} また中空棒等の衝撃軸圧縮によるエネルギー吸収特性に関する研究^{5)~7)} や、FRP の衝撃三点曲げ試験によって高速度下での曲げ剛性等を求めた研究、⁸⁾ さらに衝撃軸圧縮荷重を受ける円管の動的塑性座屈の発生条件を明らかにした研究⁹⁾ 等がある。著者の一人は、面内衝撃曲げを受ける帯板の動的ひずみを計測して検討した結果、静的曲げにはない慣性効果の存在を明らかにした。¹⁰⁾ はりの衝撃曲げに関しては、ベルヌーイ・オイラー形の単純支持はりの衝撃現象に及ぼす、はりの寸法等の影響に関する研究¹¹⁾ や、押出し部材の動的曲げエネルギー吸収特性に関する研究、¹²⁾ またはりに衝撃力が作用する場合の境界条件を逆解析的手法により同定する研究¹³⁾ 等が行われている。著者等は前報¹⁴⁾ において、実際の機械構造部材にしばしば用いられている閉断面型材の円形および矩形断面の中空および中実はりの衝撃曲げ実験を行い、静的曲げとは極めて異なることを明らかにした。その理由は衝撃力が波としてはりを伝ばすることによると考えられたが、実用部材として接続の便利上しばしば用いられている開断面はりでは一つの側面がないために、波の反射挙動が異なって動的曲げ挙動が影響を受ける可能性も考えられる。

そこで本研究では、開断面はりが衝撃曲げを受けるときの弾性ひずみと塑性変形とに及ぼす、断面形状の影響を明らかにすることとした。

2 試験片および実験方法

2.1 試験片

実験に用いた試験片のはりは市販のアルミニウム製溝型断面棒であり、はりは開口部を下側になるように支持した。試験片の断面形状寸法および上面と下面に対する断面係数 Z_U と Z_L の値を、Table I に示す。同表中の B, H および T は、それぞれ試験片断面の横幅、高さおよび肉厚であり、C.L.B および T.P.B 等の略語は、それぞれ片持ち曲げ (Cantilever bending) と両端支持曲げ (Three-point bending) の略である。試験片は、特に熱処理をせずに用いた。試験片の機械的性質は、ヤング率

Table I. Dimension and section modulus of aluminum specimens.

Sym- bol	Dimension of section BxHxT mm	Section modulus	
		Z_U mm ³	Z_L mm ³
A ₁ ( )	30x15x2	516	220
A ₂ ( )	25x15x2	453	214
A ₃ ( )	20x20x2	610	360
A ₄ ( )	20x20x1	348	190
A ₅ ( )	15x15x2	315	196
A ₆ ( )	15x15x1	187	105

† 原稿受理 平成9年4月30日 Received Apr. 30, 1997

* 正会員 神奈川工科大学工学部機械システム工学科 〒243-0292 厚木市下荻野, Dept. of Mech. Syst. Eng., Kanagawa Inst. of Tech., Shimo-ogino, Atsugi, 243-0292

$E=69.1\text{GPa}$, 密度 $\rho=2.8\times 10^3\text{ kg/m}^3$ である。

2・2 衝撃荷重の負荷方法

試験片の支持方法は、片持ちおよび両端支持とした。衝撃荷重は、試験片はりの幅にわたって負荷するために長さ 0.27m, 幅 0.03m, 厚さ 0.008m, 質量 0.51kg であり、かつ先端を半径 0.003m の円筒状に仕上げた鋼板重りを用いて与えた。この重りを用いて、衝撃弾性曲げの場合には、落下高さ 0.1, 0.2, および 0.3m から、また、衝撃塑性曲げの場合は落下高さ 0.5, 0.6, および 0.7m から、Fig. 1 および Fig. 2 の矢印の位置にそれぞれ自由落下させた。

2・3 衝撃弾性曲げひずみの測定

弾性曲げ変形は小さいためはりの上面または側面に Fig. 1 に示したように、ひずみゲージを貼り付けて引張ひずみを測定した。ひずみゲージは試験片の長手方向に貼り付けて、動的ひずみを増幅器（共和電業社製、CDV-230C, 応答周波数範囲 0~200kHz）を介してパーソナルコンピュータに入力した。ひずみゲージは、同社製の単軸箔ひずみゲージ（KFR-02-120-C1-11, GAGE LENGTH 0.2mm, GAGE FACTOR 2.0）を使用した。

なお実験後に、はりの塑性曲げ変形量をハイトゲージを用いて計測して塑性曲げ変形の有無を確認し、塑性曲げ変形を生じた場合は本研究の対象から除外した。実験中の動的ひずみは同図中に示すように、片持ちはりの場合は固定端近くの試験片の上面に貼付したひずみゲージ G_c において、また両端支持はりの場合には、はりの側面において着力点の下方の下面から 3mm の位置に貼付したひずみゲージ G_s によって、それぞれ計測した。

2・4 衝撃塑性曲げ変形の測定

衝撃塑性曲げ実験の支持条件および塑性曲げ変形量 Y の計測位置を、Fig. 2 に示す。塑性曲げ変形量の計測にはハイトゲージを用いたが、衝撃荷重の着力点には局所的な塑性変形を生じたので、その影響を除くために、着力点の反対側の位置で計測した。

3 実験結果と考察

本研究では開断面はりの開口部を下向けとして実験を行ったので変形抵抗の目安として片持ち曲げに対しては、はりの上面に対する断面係数 Z_U によって、また両端支持曲げに対してははりの下面に対する断面係数 Z_L によって、動的弾性ひずみおよび塑性曲げ変形量 Y の測定結果に対する断面形状の影響をそれぞれ整理した。

3・1 衝撃弾性曲げ

動的ひずみの測定結果は Fig. 3 に示すように最初一つのパルスを生じたのち次第に複雑でより大きな振動を記録したが、最大ひずみが弾性範囲内に収まるような衝撃速度 V_e として 1.40, 1.98, 2.43 m/s を与えた。なお V_e の値は、重りの落下高さを基にした計算値である。Fig. 3 は片持ちはりに衝撃速度 $V_e=1.40\text{m/s}$ で作用させた場合の例であるが、引張ひずみは三角波に近い形となって立ち上がったのち、約 0.04ms において最大値 ϵ_1 を経て持続時間 τ は約 0.086ms のパルスとなっている。この後

Fig. 1. Dimension of specimens and loading conditions for impact elastic bending (Aluminum).

Fig. 2. Dimension of specimens and loading conditions for impact plastic bending (Aluminum).

Fig. 3. Strain history (Cantilever bending, A4 specimen).

は複雑な振動をしながら次第にひずみ振幅が増大していった。このパルスの持続時間は弾性縦波の伝ば速度が約 5 000m/s であることから、波頭がひずみゲージ G_c を通過してから固定端で反射され自由端に到達する迄の所用時間にはほぼ相当しており、この間にはまだ多くの反射波は含まれていないので、断面形状の影響を考察するためにはこのパルスの最大値 ϵ_1 をとって比較することとした。

両端支持はりの場合には小さな振動が暫時持続する形となったが、その最大値をとって比較した。それらの結果を、Fig. 4 と Fig. 5 に示す。

3・1・1 片持ち曲げ Fig. 4 には、衝撃曲げ実験による ε_1 値と共に静的曲げ実験によるひずみ値も合わせて示した。片持ち曲げの場合に生じたひずみ ε_1 の値は両端支持曲げの約 10 分の 1 の大きさでしかなく小さいが、この図によれば ε_1 値はむしろ静的ひずみ値よりも小さく、断面形状によらず衝撃速度 V_e が増せば増す傾向がみられる。 V_e が大きくなると試験片 A_5 および A_6 には座屈を生じたのでこの図には示していない。特に試験片 A_3 は V_e が大きくなると Z_U 値が大きいのにも拘わらず ε_1 値は大きくなっている。

断面形状の影響については先ず肉厚 T についてみると、試験片 A_3 はこれと同様の断面形状で肉厚 T だけが薄い試験片 A_4 よりも ε_1 値がむしろ大きく、 V_e の増大に伴ってその差が増している。 Z_U 値が最も大きい試験片 A_3 がなぜ大きなひずみを示したのかは現在のところ簡単な説明は困難であり、より大形の試験片を用いた今後の研究が望まれる。また試験片 A_5 およびこれと同様の断面形状で T だけが薄い試験片 A_6 を比較してみると、静的曲げの場合には両者のひずみ値に大きな差がみられるのに対して、衝撃曲げの場合には実験値のばらつきもあるが ε_1 値に差異がみられない。

次に、はりの幅 B の影響について試験片 A_1 , A_2 および A_5 を比較してみると Z_U 値の小さい試験片 A_5 は ε_1 値が大きいものの、試験片 A_1 と A_2 とでは ε_1 値に明瞭な差異は表れていない。以上のように、衝撃曲げによるはりの変形は静的曲げの場合とは異なり断面係数の大小関係には必ずしも対応していないので、衝撃力の効果がひずみ波として伝ばすることを考慮する必要があると考えられる。

衝撃曲げを受ける開断面はりには様々な経路の波が伝ばするため、それら全てを含めた完全な波動状態の解析は極めて複雑となって困難であるが、Fig. 3 のひずみ波形は主にはりの上面を伝ばした引張波によって生じたものと考えられるので、片持ちはりの場合について Fig. 6 に示した波動伝ば経路を参考にして衝撃弾性曲げ挙動を考察してみる。

Fig. 3 によれば、ひずみパルス波形の持続時間 τ は約 0.086ms であるが、着力点から伝ばするひずみ波の一部は Fig. 6 (a) のようにひずみゲージ G_c に直行し、さらに同図 (b) のように固定端において反射されて自由端に帰ってくる。この所用時間は約 0.084ms となって、上記のひずみパルスの持続時間にほぼ相当している。一方、この間に着力点から自由端に向かった波は同図 (c) のように自由端において位相が逆転して反射され同図 (a) の波頭よりもわずかに約 0.004ms 遅れて固定端へ向かって伝ばするので、先行している (a) の経路の波によるひずみはすぐ後から打ち消されていくことになり、 G_c で測定したひずみ波は立ち上がり後約 0.04ms で最大値を示し、その後減衰して一つのパルスを形成したものと推測される。

この考察を確かめるために、数値解析によって検討し

Fig. 4. Impact elastic bending (Cantilever bending).

Fig. 5. Impact elastic bending (Three-point bending).

Fig. 6. Propagation path of strain waves for cantilever bending.

てみた。解析には DYNA3D を用いたが、ここでは問題を簡単化するために、はりの上面だけをモデル化した Fig. 7 (a) のような片持ち板について定性的比較を試みた。大きさ 1.0×10^{-3} (N) のステップ波を作用させた

結果は、固定端に近い位置 A に生じた動的応力履歴は同図 (b) のように Fig. 3 と似た波形となった。このパルスの持続時間は約 0.04ms であるが、実際にはこの他に、はりの側面を上下の反射を繰り返しながら長手方向に伝ばする波もあるため、実験結果のようにやや長い持続時間になったものと考えられる。この後は、非常に複雑な振動波形になって行った。

なお片持ちはりの場合には、このような逆位相波により弾性曲げの減殺を伴って伝ばするため、ひずみ履歴のうちの最初のひずみパルスについてその最大値 ε_1 を対象にして Fig. 4 のように整理した場合には、静的ひずみよりも小さい値になったものと考えられる。

3・1・2 両端支持曲げ 実験結果を Fig. 5 に示したが、静的ひずみ値は極めて小さく断面形状間の差異は極めて小さい。この場合にも試験片 A₆ は V_e が大きいとき塑性変形を生じたのでこの図から省いてある。この試験片は Z_L 値が小さく薄肉であるため両支持端において曲げ変形以外に横曲げや開口部の開き等を生じ易い。従って、 V_e が少しでも過大になると塑性変形を生じたが V_e が小さいときも曲げ以外の変形を伴った可能性があり、 ε_1 値が小さくなったものと推測されるが微小な弾性変形は確認できなかった。

この図によれば、試験片 A₆ 以外は V_e が増すにつれて ε_1 値は増大しているが、静的曲げひずみよりは大きいものの V_e の全体にわたって ε_1 値は Z_L 値によらずほぼ同じ大きさとなっている。すなわち、両端支持曲げの場合にも動的弾性曲げひずみは静的初等曲げ理論と異なり Z_L 値によらないことになる。

両端支持はりの場合にも波動伝ばを考慮して考察してみると、Fig. 3 の場合よりもひずみの振動が続く複雑な波形となった。これは、はりの両端において位相の逆転した反射波が着力点直下のひずみゲージ G_s まで往復する途中で支点からの同位相の反射波も混入するため、先行するひずみ波に対する減殺効果は片持ちはりに比べると少なくなったものであり、はりの両端からの波が G_s に帰着することになるためひずみパルス波形はやや平坦で持続時間が増したものと解釈される。

この場合も Fig. 8 (a) のような板モデルに対して着力点に近い位置 B における動的応力履歴を示すと同図 (b) のようになった。この結果は片持ちはりの場合と異なって振動の続く応力パルスとなり、かつその波形の最大値は片持ちはりの場合よりも大きくなった。この結果も定性的に上記のひずみ波に対する考察結果と対応している。

なお、Fig. 4 と Fig. 5 によって片持ち曲げひずみと両端支持曲げひずみとの比較を行ってみると、両端支持とした場合の方がひずみ値が大きくなったが、本実験では両端支持曲げの場合には、ひずみゲージを側面の下辺から 3mm だけ中立面に近い位置に貼付している。もし下辺において測定していれば、さらに両端支持の場合の ε_1 値は大きな値となり、上述の傾向はさらに強まったであろう。初等理論によれば、同一外力に対して同一の

Fig. 7. Cantilever bending (Numerical analysis).

Fig. 8. Three-point bending (Numerical analysis).

はりを用いれば片持ちとした場合には両端支持の場合の 4 倍の曲げひずみを生じるはずであるが、両図とも同様な衝撃速度で負荷したにも拘わらず、その結果は初等理論とは逆の結果となって、両端支持はりのひずみ ε_1 そのものの値は片持ちはりの場合の約 10 倍近く大きくなった。このように、衝撃曲げひずみは静曲げと極めて異なる。

数値解析と対応してアルミニウム板を用いた衝撃曲げ実験も行ったが、同様な波形の特長がみられた。また、両端支持はりの ε_1 の方が片持ちはりの場合よりも数倍大きくなった。なお、プラスチック帯板の面内衝撃曲げの研究結果によれば、片持ち曲げと両端支持曲げのひずみ波形の最大値は同程度の大きさになっており、動的曲げひずみは静的曲げの場合のように片持ち曲げひずみの方が大きくはならなかった。¹⁰⁾

3・2 衝撃塑性曲げ

前述のように Fig. 3 のパルスのあとでひずみの振幅が大きくなって、はりの応力が弾性限を越えると塑性曲げ変形を生じる。次に、この変形量 Y に及ぼす断面形状の影響を検討する。はりの断面係数 Z_U または Z_L は弾性曲げ変形に対する変形抵抗の目安を与えるものであるが、塑性変形は弾性変形を越えたときに起きるので、弾性変形との比較にも都合がよいと考えて Y とこれら Z 値の関係を比較検討した。

片持ちの場合の Z_U 値および両端支持の場合の Z_L 値に対する塑性曲げ変形量 Y の関係を Fig. 9 および Fig. 10 に示す。このときの衝撃速度 V_p は、落下高さから求めた計算値が 3.13, 3.43, 3.70 m/s の 3 種類であった。

3・2・1 片持ち曲げ 塑性曲げ変形量 Y は、断面係数 Z_U の値が大きくなると Fig. 9 のように減少している。ただし、試験片 A_6 では全ての V_p の下で側面での複雑な座屈を起こしたのでこの図には記載しなかった。この結果によれば、 Y の大きさは Z_U 値が最も大きい試験片 A_3 では最も小さく、 Z_U 値の小さい試験片 A_4 では大きくなっているが、肉厚が同じ試験片 A_1 , A_2 および A_5 を比べると Y 値の大きさに明瞭な差はみられない。これに対して肉厚だけが異なる試験片 A_3 と A_4 とを比較してみると肉厚の薄い試験片 A_4 の Y 値の大きさが明らかに大きくなっていて、肉厚の影響が大きいことが分かる。試験片 A_4 と A_5 とを比べると、 Z_U 値は近い値であるのに Y の大きさには大きな差がみられる。この場合も、やはり肉厚の差が Y の値に大きな相違をもたらしたものと考えられる。またこれらの結果を全体としてみると、衝撃速度 V_p が増すと Y 値の大きさは増しているが、 Z_U 値と Y 値の大きさに単純な関係はみられない。

3・2・2 両端支持曲げ この場合の Y 値と Z_L 値との関係を Fig. 10 に示すが、片持ち曲げの場合とほぼ類似の関係がみられる。この場合には試験片 A_6 の開口部が引張側となるために座屈は起こらず、衝撃速度の影響は片持ち曲げの場合よりも明瞭にみられる。試験片 A_1 , A_2 , A_4 および A_5 については Z_L 値の差の影響が明瞭にみられず、両端支持曲げの場合にも Y の値の大きさは Z_L 値に単純に逆比例していないことが分かった。

3・2・3 片持ち曲げと両端支持曲げとの比較 開断面はりの衝撃曲げによる塑性曲げ変形量 Y に及ぼす断面係数および V_p の影響は支持条件によらず同様であることが分かったが、 Y 値の大きさそのものについてみると、片持ち曲げの場合に生じた Y 値の大きさは両端支持曲げの場合の約 4 倍となっている。初等理論によれば前述のように、片持ちの場合には両端支持の場合の 4 倍の曲げモーメントを生じるから本実験結果と対応している。この理由は本実験で与えた衝撃力はあまり過大でなく、弾性限を僅かに越える程度の大きさであったことによると思われる。

そうして塑性曲げ変形量 Y は、はり全体にわたる曲げが固定端において最大曲げモーメントとなった時点で発

Fig. 9. Impact plastic bending (Cantilever bending).

Fig. 10. Impact plastic bending (Three-point bending).

生したため、 Y 値に及ぼす支持方法の影響は静的曲げに近い効果を持つことになったものと考えられる。こうして、弾性曲げひずみ ϵ_1 に対しては片持ち曲げよりも両端支持曲げの場合の方が大きくなったのに対して、塑性曲げ変形量 Y は逆に片持ち曲げの場合の方が大きくなったと考えられる。そうして、極めて複雑な波動伝ばによる動的変形であるために、 Y の大きさに及ぼす断面係数 Z の影響は静的曲げの場合とは異なることになったものと考えられる。

3・3 開断面と閉断面との比較

以上の結果においては、はりの弾性曲げひずみ ϵ_1 または塑性曲げ変形量 Y に対する片持ち曲げと両端支持曲げの影響が逆の傾向となった結果に対して、両者の対応関係だけを考察するためには ϵ_1 よりも弾性ひずみとしてはさらに多数の反射波が重なった時点での大振幅のひずみを持った方がよかったと思われる。しかし ϵ_1 や Y の大小関係が Z 値のそれと対応していないことを説明してい

Fig. 11. Impact elastic bending (Aluminum).

Fig. 12. Impact plastic bending (Aluminum).

くためには、衝撃曲げのような過渡現象の解明には変形の時間経過を明らかにしていくことが重要であると考えられる。

ただ、開断面はりでは波動解析が複雑になり過ぎるので、より対称性の高い閉断面はりに対する前報¹⁴⁾の結果と比較してみた。本実験の開断面試験片 A_5 とそれに近い寸法および断面係数の値を持つ閉断面はり A_0 ($B \times H \times T = 12 \times 18 \times 1$ (mm), $Z_0 = 301$ (mm^3)) の弾性曲げひずみの最大値 ϵ_1 と塑性曲げ変形量 Y とを Fig. 11 および Fig. 12 に示す。この結果によれば、両端支持曲げとした場合は試験片 A_5 の Z_L 値の方が Z_0 値よりも小さいため Fig. 11 (b), Fig. 12 (b) のように ϵ_1 も Y の値も試験片 A_5 の方が大きくなっているが、片持ち曲げとした場合には同図 (a) のように、試験片 A_5 の Z_U 値の方が試験片 A_0 の

Z_0 値よりもやや大きいにも拘わらず、 ϵ_1 および Y の値は試験片 A_5 の方が試験片 A_0 よりも大きくなっている。これは閉断面はりでは下側面を有するために Z_0 値は小さくても動的初期ひずみの発生には変形抵抗として有効な役割を果たしたものと考えられる。

さらに、衝撃弾性曲げにおいては ϵ_1 値は片持ち曲げとした方が両端支持曲げとした場合よりも小さくなっているが、逆に衝撃塑性曲げにおいては Y 値は片持ち曲げとした方が両端支持曲げとした場合よりも大きくなっており、開断面はりの場合も閉断面はりの場合¹⁴⁾と同様な曲げ変形を生じる傾向があることが確かめられた。

4 結 言

衝撃曲げを受けたはりの変形は複雑な波動の影響を受けるので、今後に残された問題もあるが静的曲げの場合

と異なる点を明らかにした。本研究の結果を要約すると、次のようになる。

(1) 衝撃曲げによって生じる弾性曲げひずみの最初のパルスの最大値を採って比べると、片持ちはりとした場合の方が両端支持はりとした場合よりも小さくなった。また、いずれの場合にも曲げひずみの大きさは断面係数とは逆比例しなかった。さらに、片持ちはりの衝撃弾性曲げに対するひずみ値は、静的な曲げの場合よりも却って小さいひずみとなることを波動伝ばモデルによって考察した。

(2) 衝撃曲げによって生じる塑性曲げ変形量は、同一曲げ負荷の下で片持ちはりとした場合の方が両端支持はりとした場合よりも大きくなった。また、いずれの場合も塑性曲げ変形の大きさは断面係数に単純には逆比例しなかった。

(3) 開断面はりの衝撃曲げによる弾性曲げひずみおよび塑性曲げ変形量に対する支持条件の影響は、閉断面はりの衝撃曲げの場合と同様な傾向になり、それらの曲げひずみも曲げ変形量も衝撃速度によって増大した。

終わりに、実験に協力された本学学生の澤崎正文君、島倉祐介君、須賀勇一郎君に謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 前川一郎, 田辺裕治, 鈴木雅宏, 日本機械学会論文集 A-**53**, 2056 (1986).
- 2) 渋谷寿一, 中原一郎, 日本機械学会論文集, **34**, 610 (1968).
- 3) 渋谷寿一, 小泉 堯, 依田裕明, 日本機械学会論文集, **40**, 53 (1974).
- 4) 渋谷寿一, 中原一郎, 小泉 堯, 貝原 潔, 日本機械学会論文集, **40**, 2997 (1974).
- 5) N. Jones, "Structural Impact" (1989) Cambridge University Press.
- 6) 十河敬寛, 宇治橋貞幸, 松本浩之, 足立忠晴, 日本機械学会論文集, A-**63**, 146 (1997).
- 7) 宇治橋貞幸, 十河敬寛, 松本浩之, 足立忠晴, 材料, **42**, 1427 (1993).
- 8) 東田文子, 小川欽也, 材料, **39**, 1462 (1990).
- 9) 村瀬勝彦, ノーマン・ジョーンズ, 材料, **42**, 1420 (1993).
- 10) 前川一郎, 日本機械学会第72期全国大会講演論文集 (I), 940, 505 (1994).
- 11) 戸部俊美, 加藤正名, 日本機械学会論文集, **38**, 2506 (1972).
- 12) 吉田夕貴夫, 万 向, 高橋雅之, 細川俊之, 山下哲生, 自動車技術会論文集, **28**, 133, No.9730560 (1997).
- 13) 荒井政大, 足立忠晴, 須藤秀和, 松本浩之, 日本機械学会論文集, A-**62**, 226 (1996).
- 14) 宇田和史, 前川一郎, 日本学術会議安全工学研究連絡委員会第26回安全工学シンポジウム, p. 211 (1996).