

車体質量分割による衝突時の乗員減速度制御の研究

Study of Occupant Deceleration Control in a Crash on the Separation of the Vehicle Mass

亀井孝博* 本澤養樹*
Takahiro KAMEI Yasuki MOTOZAWA

要 旨

負の減速度を含むような最適車体減速度波形の創出手法として、車体質量を拘束部質量と車台部質量とに分割することにより、衝突の中盤に衝突荷重のみによって、従来の車体に相当する拘束部質量に負の車体減速度を発生させ得る物理モデルを考案した。さらに本物理モデルにより乗員傷害値が低減されることを、数式および3次元ダミーシミュレーションによって検証した。

ABSTRACT

In order to reduce the maximum value of the occupant deceleration in a vehicle crash, a physical model which has the separated mass of vehicle was devised to yield an optimal vehicle deceleration wave form. The validity of this model has been certified by a mathematical study and a three-dimensional dummy simulation.

1. まえがき

車輛の衝突安全性能において、生存空間の確保と傷害値低減との両立をはかる上で、衝突時の車体減速度の時間的変化(以下、車体減速度波形と記す)の最適化は、重要な課題の一つである。従来の研究においては、主に感度解析の手法による最適化が行われてきたが、筆者らは2質点モデルを用いた数学的検討により、乗員の胸部減速度に対する最適車体減速度波形の数式解を導出し、一般化を行なった。これらの数式解は初期の高い減速度、中期の低い、または負の減速度、後期の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが共通の特徴である⁽¹⁾。

しかしながら一般に衝突時の車体減速度を決定するのは、車体質量に加わる車体構造の変形荷重であるため、車体質量に対する荷重の方向は一様である。従って負の減速度を発生させることは難しい。そこで本論では車体に負の減速度を発生させうる物理モデルを考案し、これを基に数学的検討を行ない、最適車体減速度波形を創出する可能性について考察した。さらにこの物理モデルから得られた車体減速度波形の有効性を数式および3次元ダミーシミュレーションによって検証した。

2. 車体質量分割モデルの着想

2.1. 最適車体減速度波形

乗員減速度の最大値を最小にするような車体減速度波形について、筆者らは過去に Fig.1 に示すような2質点モデルを用いて数学的検討を行い、遷移関数の概念を導入して最適車体減速度波形の数式解を得た⁽¹⁾。遷移関数とは、衝突開始後の短い一定の制御時間において完全なライドダウン状態になるような最適乗員減速度波形である。この解は一つではなく、基本的な3種類の遷移関数にそれぞれ対応する3種類の最適車体減速度波形の基本型が存在する。

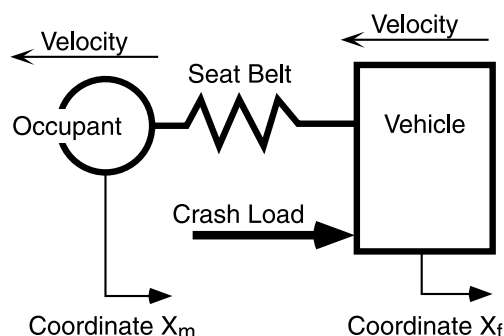


Fig.1 One-dimensional two-mass model

これらを Fig.2 に示す。これらの波形は初期の高い減速度、中期の負または低い減速度、後期の一定減速度の3部分で構成されているのが共通の特長である。

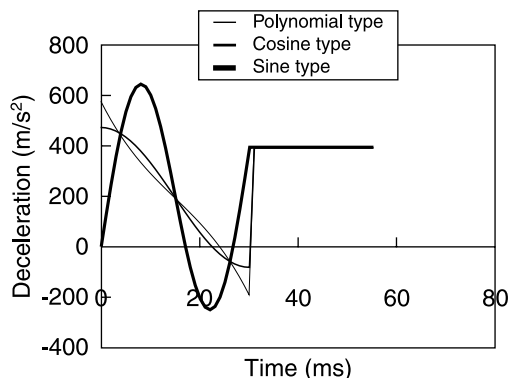


Fig.2 Wave forms of the mathematical solutions

ここで、これらの波形を実際の車体における目標車体減速度波形として考えた場合に課題となるのが衝突中期の減速度波形の創出である。一般に衝突時の車体減速度は車体質量に加わる車体の変形荷重(衝突荷重)によって発生するが、衝突荷重の方向は速度方向と逆の向きに限られ、しかも変形の進行に従って増加する傾向にある。従って従来の車体構造において衝突中期において低い、または負の減速度を安定的に発生させることは不可能である。そこで筆者らは、この課題を解決する手段として新しい物理モデルを考案した。

2.2. 車体質量分割モデル

負の車体減速度を創出するためには、車体に通常とは逆向きの衝突荷重を付加できれば良い。このためには新たな質量が必要であるが、車体質量を分割すれば、このような質量を車体内部に設けることが可能となる。

車体質量を分割したモデルを Fig.3 に示す。乗員を質量 m の質点、シートベルトをバネ定数 k のバネとして扱い、車体部分を2つに分割し、シートベルトが結合されている部分の質量を M_B とし、これを拘束部と呼ぶことにする。同様に残りの車体部分を車台部と呼ぶこととし、その質量を M_f で表す。全質点は初速 V_0 を持っている。

初期の高い減速度とそれに続く負の減速度は、拘束部のみ実現すればよい。座標系を、乗員座標 X_m 、拘束部座標 X_B 、車台部座標 X_f とし、衝突開始時刻を $t=0$ とする。この時点では拘束部と車台部とは相対的に制御間隔 S_0 だけ離れている。衝突開始後、車台部と拘束部とは各々別個の衝突荷重 F_f , F_B が作用し、互いに独立して運動する。この時、拘束部の減速度を車台部の減速度より大きくなるように設定しておく、これらの間隔は S_0 から減少してゆき、やがて接触する。この接触時刻 t_{c1} をとし、0 から t_{c1} までを第

1制御時間と呼ぶことにする。接触後は、拘束部と車台部との間に荷重 F_C が発生する。ここで、 F_C は拘束部に対しては負の減速(加速)方向に作用するため、 F_C が充分な大きさを有していれば、拘束部に負の減速度が創出される。これら F_f , F_B , F_C はそれぞれ一定の値であると仮定し、また完全塑性衝突とする。したがって、荷重 F_C は拘束部と車台部が同速になった時点で消滅する。この時刻を t_{c2} とし、 t_{c1} から t_{c2} までを第2制御時間とよぶことにする。 t_{c2} 以後は、拘束部と車台部とは一体となって減速運動する。

ところで、このモデルから負の減速度が得られることは明らかであるが、最適車体減速度波形が得られるかどうかはわからない。そこで次に最適車体減速度波形の実現可能性について数学的考察をおこなう。

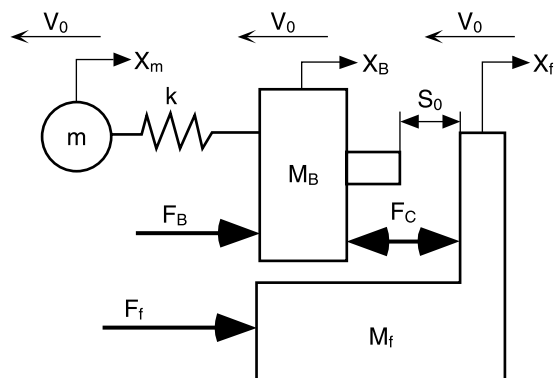


Fig.3 Model for the separation of vehicle mass

3. 車体質量分割モデルの数学的検討

拘束部に一定荷重を入力として加えた場合、出力としての乗員減速度波形は明らかにコサイン型遷移関数と同形であり、それは後述の方程式の解、式(19)にも現れている。またこのモデルに対する運動方程式は、第1制御時間、第2制御時間、及びそれ以後の三つの時間領域でそれぞれ異なる。したがって第1、および第2制御時間において各々別個のコサイン型の乗員減速度波形が現れるが、これらを結合した時に、制御時間全体としての乗員減速度波形が遷移関数の条件、すなわち原点を通り、原点での接線勾配が0であることと t_{c2} で完全なライドダウン状態になっていること、を満足していれば、その波形はコサイン型減速度波形の組み合わせによるひとつの遷移関数である。

この考えに基づき、ここでは衝突荷重と制御間隔とを未知の定数とし、 t_{c1} と t_{c2} とを独立変数として各制御時間に対する方程式を解き、第1制御時間の終了時刻 t_{c1} での乗員状態と拘束部状態を第2制御時間の方程式に対する初期条件として扱うことにより時間領域を関係づける。そして得られた乗員減速度式に遷移関数条件を適用することで最適衝突荷重と最適制御間隔とを算出する。

t_{c1} と t_{c2} とを任意に設定した時に、これらが有限の値をもって存在すれば、それによって車体減速度も特定され、それは遷移関数に対応する車体減速度、すなわち最適車体減速度波形である。

3.1. 運動方程式と条件式

まず、第1制御時間での運動方程式は、時間微分を(・)で表わして、次のようになる。

$$\ddot{X}_m = -\omega^2(X_m - X_B) \quad (1)$$

$$\ddot{X}_B = \alpha\omega^2(X_m - X_B) + g_B \quad (2)$$

$$\ddot{X}_f = g_f \quad (3)$$

ただし、

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \alpha = \frac{m}{M_B}, g_B = \frac{F_B}{M_B}, g_f = \frac{F_f}{M_f} \quad (4)$$

そして、これらに対する初期条件は、

$$\begin{aligned} X_m(0) &= X_B(0) = 0, X_f(0) = S_0, \\ \dot{X}_m(0) &= \dot{X}_B(0) = \dot{X}_f(0) = -V_0 \end{aligned} \quad (5)$$

である。また、 t_{c1} は拘束部と車台部とが接触する時刻であるから、

$$X_B(t_{c1}) = X_f(t_{c1}) \quad (6)$$

が t_{c1} の条件である。

次に、第2制御時間での運動方程式は次式のようになる。

$$\ddot{X}_m = -\omega^2(X_m - X_B) \quad (7)$$

$$\ddot{X}_B = \alpha\omega^2(X_m - X_B) + g_B - g_C \quad (8)$$

$$\ddot{X}_f = g_f + \alpha_B g_C \quad (9)$$

ただし、

$$g_C = \frac{F_C}{M_B}, \alpha_B = \frac{M_B}{M_f} \quad (10)$$

である。

t_{c2} は拘束部と車台部とが同速になる時刻であるから、

$$\dot{X}_B(t_{c2}) = \dot{X}_f(t_{c2}) \quad (11)$$

が t_{c2} の条件である。

また遷移関数条件は、原点での条件は初期条件により自動的に満足されており、残る条件すなわち t_{c2} にて乗員が完全なライドダウン状態であるための条件は、目標とする乗員減速度の設定値を C として、乗員減速度が C になっていることと、乗員と拘束部とが同速になっていることであり、それぞれ

$$\ddot{X}_m(t_{c2}) = C \quad (12)$$

$$\dot{X}_m(t_{c2}) = \dot{X}_B(t_{c2}) \quad (13)$$

と表される。そして制御時間以後、完全なライドダウン状態を保存するための条件式は、一体となった車体の減速度が乗員減速度と同値であること、すなわち

$$\frac{F_f + F_B}{M_f + M_B + m} = C \quad (14)$$

である。

3.2. 方程式の解

方程式を解くにあたっては様々な手法があるが、ここでは相対座標

$$X_m - X_B = X_r \quad (15)$$

を導入して解いていく。この式により連立方程式(1)(2)および(7)(8)はそれぞれ次式のように1変数方程式に変換される。

$$\ddot{X}_r + (1 + \alpha)\omega^2 X_r = -g_B \quad (16)$$

$$\ddot{X}_r + (1 + \alpha)\omega^2 X_r = -g_B + g_C \quad (17)$$

初期条件(5)より、 X_r に対する初期条件は

$$X_r(0) = 0, \dot{X}_r(0) = 0 \quad (18)$$

となる。式(16)を式(18)のもとに解いて、第1制御時間での解は X_r の形で

$$X_r = -\frac{g_B}{\beta^2}(1 - \cos\beta t) \quad (19)$$

ただし、

$$\beta = \omega\sqrt{1 + \alpha} \quad (20)$$

と与えられる。さらに、式(19)から得られる $X_r(t_{c1})$, $\dot{X}_r(t_{c1})$ をもって、方程式(17)を解くと、第2制御時間での解は、

$$X_r = -\frac{g_B - g_C}{\beta^2} - \frac{g_C}{\beta^2}\cos\beta(t - t_{c1}) + \frac{g_B}{\beta^2}\cos\beta t \quad (21)$$

となる。一方、ライドダウンの条件式(12), (13)は式(15)により、

$$X_r(t_{c2}) = -\frac{C}{\omega^2}, \dot{X}_r(t_{c2}) = 0 \quad (22)$$

と変換され、これらを式(21)に適用することにより、

$$g_B = (1 + \alpha)C \frac{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1})}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (23)$$

$$g_C = (1 + \alpha)C \frac{\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (24)$$

が得られる。

そしてこれらを式(6), (11)に適用して

$$g_f = C \frac{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - K(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}})\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (25)$$

ただし,

$$K = 1 + \alpha_B + \alpha \alpha_B \quad (26)$$

を得る。以上の式(23)～(25)より、適正衝突荷重は次式のように算出される。

これらは明らかに有限の値をもって存在する。したがって本論の車体質量分割モデルから最適車体減速度波形を得ることが可能である。

$$F_f = C \frac{M_f \sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - (M_f + M_B + m)(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}})\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (27)$$

$$F_B = C \frac{(M_B + m)\sin\beta(t_{c2} - t_{c1})}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (28)$$

$$F_C = C \frac{(M_B + m)\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (29)$$

なお、ここで式(27)から F_f が正值であるための条件として、 t_{c1} と t_{c2} の関係についての制約条件が近似的に導かれ、次のようになる。

$$t_{c2} > \frac{-t_{c1} + \sqrt{K t_{c1}^2 + \frac{3(K-1)^2}{\beta^2}}}{K-1} \quad (30)$$

ただしこの制約条件は t_{c1} を非常に小さく、 $t_{c1} < \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{3(K-1)}{K}}$ なる範囲に設定した場合にのみ考慮されるべきものである。また F_B と F_C とが正值であるために t_{c1} と t_{c2} とが設定されるべき範囲は $0 < t_{c1} < t_{c2} < \pi/\beta$ である。

制御間隙の最適値は、 $X_B(t_{c1})$ と $X_f(t_{c1})$ を算出して、それらを式(6)に代入することで得られ、

$$S_0 = C \frac{\frac{\alpha}{\beta^2} (1 - \cos\beta t_{c1}) \sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) + \frac{t_{c1}^2}{2} K(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}}) \sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (31)$$

となる。

最後に、制御時間以後について、条件式(14)に式(27)(28)を代入してみると、物理的意味をもたない $t_{c1} = t_{c2}$ なる場合を除いては成立しない事がわかる。これは、制御時間内での適正衝突荷重では、制御時間後に必要な衝突荷重には必ず不足する事を意味しており、したがって F_f あるいは F_B 、もしくはその両方が、 t_{c2} にて式(27)(28)の値から式(14)を満足する値に変化しなければならない。ここでは、 F_f が変化するものとする。

以上の解析結果をもって、式(1)～(3)及び(7)～(9)によって与えられる減速度波形を、乗員 m 、拘束部 M_B 、車台部 M_f について Fig.4 に示す。この例は、 $m = 33\text{kg}$ 、 $M_B = 40\text{kg}$ 、 $M_f = 500\text{kg}$ 、 $k = 16\text{kgf/mm}$ 、 $C = 40\text{G}$ 、 $t_{c1} = 12\text{ms}$ 、

$t_{c2} = 24\text{ms}$ と設定したものである。

なお、この時、式(27)～(29)による衝突荷重値は、 F_f 8.8ton(t_{c2} まで)、20.3ton(t_{c2} 以後)、 F_B 2.7ton、 F_C 2.4tonであり、制御間隙は $S_0 = 32\text{mm}$ である。

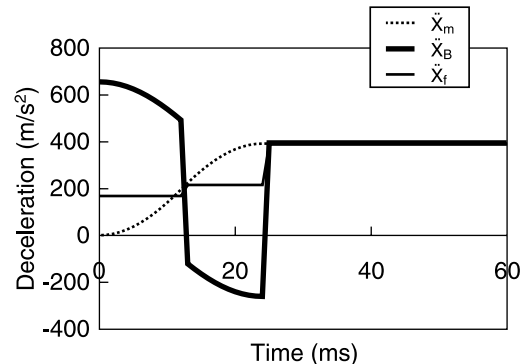


Fig.4 Theoretical vehicle and occupant deceleration wave form from the vehicle mass separation model

4. シミュレーションによる検証

Fig.4 に示される拘束部の減速度波形をダミーシミュレーションモデルに入力し、数式による波形有効性を確認する。モデルは ATB プログラムを使用し、標準的な拘束状態として3点式シートベルトを適用している。ロードリミッター、及びエアバッグは適用していない。

Fig.5 に入力した拘束部減速度波形と、ダミー胸部の減速度(ダミー座標上)応答、およびそれに対応する数式による乗員減速度波形を示す。

この図より、ダミーの胸部減速度グラフを数式グラフと比べてみると、若干遅れ気味ではあるがよく一致していて、30～60ms にて略平坦部を形成していることがわかる。

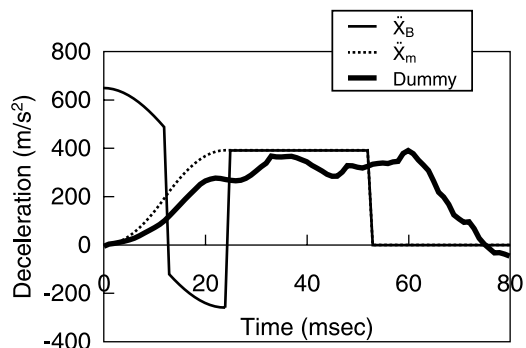


Fig.5 Vehicle and dummy chest deceleration in a three dimensional simulation

ダミーのグラフが数式のグラフに対して若干遅れるのは、おもに m に相当する質量が衝突過程で腕や頭部の影響によ

り多少増加することと、シミュレーション内のシートベルトのバネ定数が現実に合わせて伸びが小さい領域において非線型になっているためと考えられる。また 20ms 以降に現れる変動は、ダミーが複雑な多質点系を形成しているためと推測される。

5. 考察

負の減速度を創出することは、Fig.1のように車体を1質点として扱うモデルでは不可能であるが、車体質量分割モデルにおいては可能であり、本モデルによって最適車体減速度波形が創出可能である事が数式、およびシミュレーションにより証明された。

本論における検討はあくまでも単純化した物理モデルによるものである。本モデルの実際の車体構造に対しての適合性については未検討であり、さまざまな技術的課題の存在が予想される。さらにシミュレーションのみならず、実際のダミーによる検証も今後検討する必要がある。しかしながら本論においては車体質量分割手法により、衝突荷重を利用して負の減速度部分を含む車体減速度波形を創出する可能性を示した点に意義がある。

6. まとめ

- (1)従来、検討されていなかった、負の車体減速度の創出手段として車体質量分割モデルを考案した。
- (2)車体質量分割モデルから、最適車体減速度波形が得られることを数学的検討により証明し、本モデルによる最適車体減速度波形の数式解を求めた。
- (3)得られた数式解を3次元ダミーシミュレーションに入力し、胸部減速度応答を求め、数式解による最適車体減速度波形の胸部減速度低減に対する有効性を検証した。

今後は実際のダミーによる本モデルの有効性の検証、および実際の車体構造への適合性の検討が課題である。

参考文献

- (1)本澤養樹, 亀井孝博: 衝突時の乗員減速度制御に関する新概念, HONDA R&D Technical Review, vol.11, No.1, p.129-134 (1999)

■著 者■



亀井孝博



本澤養樹