モード解析を使ったモバイル機器の落下衝撃応答簡易解析法の開発*

北村 徹^{*1}, 吉田 佳子^{*1}

Quick Analysis of Drop Impact on Mobile Devices

Toru KITAMURA^{*2} and Keiko YOSHIDA^{*2} Advanced Technology R & D Center, Mitsubishi Electric Corporation,
8-1-1 Tsukaguchi-honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-8661 Japan

This paper presents a method for quickly analyzing drop impact on mobile devices at an early design stage. Drop impact response analysis is one of the most important analyses for producing reliable products. Many parts depending on the know-how of experts now take lot of time and money to analyze. To reduce the development lead time and cost, an efficient analysis method is proposed. First, after drop transformation shapes were carefully observed, a drop impact response analysis using modal analysis was derived. Second, the natural frequencies and mode shapes of the mobile device were measured for the proposed analysis method. The modal parameters of the mobile device were acquired precisely for a broadband frequency with a scanning laser doppler vibrometer. A simple plate model can be used for this analysis model instead of a complicated model converted from a computer aided design. The accuracy of the proposed method is almost the same as that of finite element analysis by an explicit method using a complicated model.

Key Words: Shock, Modal Analysis, Modeling, Simulation, Mobile Device, Drop, Impact

1. 結 言

モバイル機器の筐体の初期設計段階で落下衝撃応答解析を実施することにより、開発設計中の落下試験不具合による設計見直しや出荷後の出戻りによる損失を防止することができる。一般に、落下衝撃応答解析は部品設計 CAD モデルをベースにして有限要素法の解析モデルを作成している^{(1)~(3)}が、実試験時の応答を模擬するために重要なポイントとなる要素分割や拘束条件等の各パラメータ設定は、解析者のノウハウにより決定されるところが大半である^{(1), (2)}。そのため、解析モデルは熟練者のノウハウの塊であり、モデル作成に何週間も時間を要しているのが現状である。一方、初期設計段階で落下衝撃応答値のオーダーを見積もる、もしくはこれまで製作した製品と相対比較を行うことができる簡易衝撃応答解析方法が望まれている。作成が容易な簡易解析により、モバイル機器の筐体の初期設計段階において落下衝撃応答解析が可能となり、開発期間の短縮やコストの削減、そして高信頼性製品の開発が期待できる。

落下試験時のモバイル機器筐体の変形形状は周辺自

由支持状態の振動モード形状に従う⁽⁴⁾。モード解析を利用した衝撃応答解析を試みた。まず、実験モード解析により筐体の振動モードを把握し、得られた振動モードを実現する簡易解析モデルを作成した。次に、落下衝撃力の周波数特性を把握し、応答解析時において考慮する周波数帯域を決定した。この落下衝撃力の周波数特性を考慮した簡易解析モデルによる応答解析を実施し、実機を用いた落下実験の結果を比較することで、本解析手法の有効性を確認したので報告する。

2. 落下衝撃応答解析理論

本章では、モード解析結果から落下衝撃応答を算出する手法を提案する。この落下衝撃応答解析では、落下衝撃応答は線形応答であると仮定し、大変形による非線形は考慮しない。

2・1 落下衝撃応答解析 減衰のある一自由度系が高さ h から落下したとし、時刻 $t=0$ で着地し、このときの質量の位置を絶対変位 x の原点にとると、接地している間の運動方程式は、

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = mg \quad (1)$$

となる。ここで、 m は質量、 c は粘性減衰定数、 k はばね定数、 g は重力加速度である。初期条件 $t=0$ で $x=0$,

$\dot{x} = \sqrt{2gh}$ であるので、

* 原稿受付 2008 年 12 月 17 日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661-8661 尼崎市塚口本町 8-1-1)。

E-mail: Kitamura.Toru@ea.MitsubishiElectric.co.jp

$$x = \left(\sqrt{2gh} e^{-\zeta \omega t} \sin \omega \sqrt{1-\zeta^2} t \right) / \omega \sqrt{1-\zeta^2} + \delta_{st} + \left[\delta_{st} e^{-\zeta \omega t} \sin \left(\omega \sqrt{1-\zeta^2} t - \gamma \right) \right] / \sqrt{1-\zeta^2} \quad (2)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \sqrt{1-\zeta^2} / \zeta \quad (3)$$

ここで、 ω は共振角周波数、 ζ は減衰比である。また、 δ_{st} は質量 m によるばねの静的変位である。

ばねの静的変位よりも落下高さが十分に大きいとすると、式(2)の右辺は第一項が支配的になるため、他項を無視すると、

$$x = \left(\sqrt{2gh} e^{-\zeta \omega t} \sin \omega \sqrt{1-\zeta^2} t \right) / \omega \sqrt{1-\zeta^2} \quad (4)$$

となる⁽⁵⁾。変位の最大値 x_{max} は

$$x_{max} = \sqrt{2gh} / \omega \sqrt{1-\zeta^2} \quad (5)$$

である。

式(5)は一自由度系の落下衝撃応答であるが、モバイル機器は連続体であるためこれを多自由度系へ拡張する。

粘性減衰を有する多自由度系の運動方程式は、次式で表すことができる。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (6)$$

ここで、 $[M]$ は質量マトリクス、 $[C]$ は減衰マトリクス、 $[K]$ は剛性マトリクス、 $\{x\}$ は変位ベクトル、 $\{F\}$ は力ベクトルである。

点 i に力 F_i が加わったときの点 o の変位 x_o は、角周波数を ω 、 r 次のモードにおけるモード質量を M_r 、モード減衰を C_r 、モード剛性を K_r 、点 i のモード変位を ϕ_{ri} 、点 o のモード変位を ϕ_{ro} とし、 N 次までのモードを考慮すると、

$$x_o = \sum_{r=1}^N \phi_{ro} \phi_{ri} F_i / (-\omega^2 M_r + j\omega C_r + K_r) \quad (7)$$

と表すことができる。式(7)より、連続体の変形は入力点及び観測点のモード変位に従うこと分かる。式(5)は振動モード最大部に落下したときの最大応答であるので、式(7)中 ϕ_{ri} 、 ϕ_{ro} が最大値をとる場合であると考えられる。式(7)は ϕ_{ri} 、 ϕ_{ro} が 1 の値であると考えることがで

きる。落下点、応答点において各々 ϕ_{ri} 、 ϕ_{ro} を乗ずることで連続体に拡張することができると考えられる。従って、高さ h から落下した連続体の構造物の点 p における変位 x_p 及び加速度 a_p は、 r 次のモードにおける固有角周波数を ω_r 、点 p のモード変位を ϕ_{rp} 、落下点 d のモード変位を ϕ_{rd} 、全点のモード変位の絶対値の最大値を ϕ_{rM} 、減衰比を ζ_r とし、 N 次までのモードを解析に考慮すると、

$$x_p = \sum_{r=1}^N \sqrt{2gh} \phi_{rp} \phi_{rd} / \omega_r \sqrt{1-\zeta_r^2} \phi_{rM}^2 \quad (8)$$

$$= \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N \phi_{rp} \phi_{rd} / 2\pi f_r \sqrt{1-\zeta_r^2} \phi_{rM}^2$$

$$a_p = \sum_{r=1}^N \omega_r \sqrt{2gh} \sqrt{1-\zeta_r^2} \phi_{rp} \phi_{rd} / \phi_{rM}^2 \quad (9)$$

$$= 2\pi \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N f_r \sqrt{1-\zeta_r^2} \phi_{rp} \phi_{rd} / \phi_{rM}^2$$

と表すことができる。ここで、 f_r は r 次の固有周波数である。式(8)、(9)に示した通り、構造物の重量や剛性は応答解析には不要であり、構造物の物性としては固有周波数と振動モードのみが必要である。減衰比が小さい場合は、加速度は次式で表される。

$$a_p = 2\pi \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N f_r \phi_{rp} \phi_{rd} / \phi_{rM}^2 \quad (10)$$

モバイル機器の落下衝撃応答を式(10)で解析する場合、式中の振動モードについては周辺自由支持状態の振動モードを利用する必要がある。境界条件が自由であることから、第一次固有周波数が最大とも支配的とも限らず、高い周波数帯域の高次モードまで考慮する必要がある。

また、落下時には構造物の一点のみが地面と接触することは希で、複数点あるいは面で着地することが多い。さらに、各点は同時ではなく時間差（位相差）を持つ。このような状態で、式(10)で最も大きな振幅が生じるのは、総和記号内の各要素が同符号の場合である。すなわち、次式の場合に最大となる。

$$a_p = 2\pi \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N \left| f_r \phi_{rp} \phi_{rd} / \phi_{rM}^2 \right| \quad (11)$$

2・2 落下衝撃力の周波数特性 式(8)-(11)を用いた落下衝撃応答解析手法では、解析する周波数帯域が

増加するに伴い、衝撃応答値は増大する。本節では、モバイル機器筐体への加振入力となる落下衝撃力に着目し、落下衝撃応答解析において考慮すべき周波数帯域を決定する。

落下衝撃力の周波数上限値を観察するために、衝撃用フォースゲージを石定盤上に設置し、フォースゲージへモバイル機器を落下させ、力の時刻歴波形周波数特性を把握した。落下させた時のフォースゲージの時刻歴波形を図1に実線で、周波数分析結果であるパワースペクトル密度関数 (PSD: Power Spectral Density) を図2に破線で示す。図1より、モバイル機器の落下衝撃力は理想的な単位インパルス波形ではなく、接触時間が有限である。その結果、図2のようにある周波数以上で落下衝撃力の周波数成分が減衰する。従って、実際には無限大のモード数を考慮する必要はなく、応答に支配的なモード次数は制限される。

落下衝撃時にモバイル機器筐体が変形することから、この接触時間を求めるのにヘルツの接触理論を用いることはできない。そこで、ここでは高周波域になるにつれ入力レベルが減衰するので、衝撃波形として正弦半波を用いて落下衝撃力を表現した。

正弦半波の作用時間を T 、衝撃波形の振幅ピークを A とすると、正弦半波 $g(t)$ は次式となる。

$$g(t) = \begin{cases} A \sin \pi t / T & 0 < t < T \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (12)$$

また、正弦半波 $g(t)$ の周波数スペクトル $G(f)$ はフーリエ変換により求められる。

$$G(f) = (2AT \cos \pi f T) / \pi (1 - 4f^2 T^2) \quad (13)$$

ここで、 f は周波数である。式(13)より、落下衝撃力の周波数特性を考慮するフィルタとして次式により $F(f)$ を定義する。

$$F(f) = (\cos \pi f T_r) / (1 - 4f^2 T_r^2) \quad (14)$$

ここで、 T_r は落下衝撃力の作用時間である。落下衝撃力の時刻歴波形の振幅最大部に、傾きを漸近させて推定した正弦半波波形を図1に実線で示す。また、推定した作用時間 T_r を用いて式(13)により設計したフィルタの PSD を図2に破線で示す。ここで、力の大きさは落下実験結果に合わせた。

作用時間 T_r は曲げ変形による接触時間であり、変形変位に依存することから、低次の振動モードの共振周波数に依存する。

落下衝撃力の周波数特性を考慮して落下衝撃応答解析を行うと、式(10)、(11)はそれぞれ次式となる。

$$a_p = 2\pi \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N F(f_r) f_r \phi_r \phi_{rd} / \phi_{rM}^2 \quad (15)$$

$$a_p = 2\pi \sqrt{2gh} \sum_{r=1}^N |F(f_r) f_r \phi_r \phi_{rd} / \phi_{rM}^2| \quad (16)$$

Fig. 1 Drop impact force (Time domain waveform)

Fig. 2 Drop impact force (PSD)

3. 実験モード解析

第二章で示したように、提案した落下衝撃応答解析では各振動モード変位を利用する。従って、モバイル機器の詳細振動モードの把握が必要である。実験モード解析により、モバイル機器のモード特性を把握した。

3・1 実験方法 モバイル機器のモード特性を把握するために、レーザドップラ振動計 (Polytec 社製 PSV-400) を用いて振動実験を行い、実験モード解析を行った。

振動実験ではモバイル機器に小型加振器 (Wilcoxon Research 社製 F5B) を取り付けて、ランダム信号を入力して加振した。加振器に取り付けたインピーダンスヘッドの力と、モバイル機器の筐体表面の速度を測定する。実験システムの回路図を図 3 に示す。なお、本実験に用いたモバイル機器は、本体サイズ 130 mm×49 mm×9.9 mm、質量 81.1 g である。

3・2 実験結果 レーザドップラ振動計で測定したモバイル機器筐体表面の振動分布について、モードパラメータ推定ツール (LMS 社製 LMS PolyMAX) を用いてモード解析を行った。固有周波数・損失係数・モード形状を表 1 に示す。表 1 より、モバイル機器の筐体表面において、371 Hz でアスペクト比の大きい板で現れる一次の梁の曲げモード形状が確認された。続いて、552 Hz, 747 Hz, 808 Hz, 1005 Hz, 1171 Hz においても板のモードを確認できた。この他に局所的なモードもいくつか存在していた。しかし、式(7)より局所的な振動モードによる応答は、その局所的に変位の大きくなる部位に加振力が働いた場合のみ変位が大きくなり、他の部位に加振力が働いた場合は変位が小さく、モデル化の対象から外しても問題ない。従って、筐体全体を平板としてモデル化できると考えられる。平板のモデル化手法を標準化することで、CAD から変換する複雑なモデル化に比べてモデル作成時間を飛躍的に簡略化できる。

Fig. 3 Experimental circuit

Table 1 Modal parameters (Experimental result)

<p>1st Mode: 371 Hz $\zeta = 0.0361$</p>	<p>2nd Mode: 552 Hz $\zeta = 0.0706$</p>

<p>3rd Mode: 744 Hz $\zeta = 0.0605$</p>	<p>4th Mode: 1005 Hz $\zeta = 0.0602$</p>

4. 落下実験及び落下衝撃応答解析結果

落下実験を行い、モバイル機器に生じる加速度を測定した。また、数値モデルを用いて落下衝撃応答解析を行い、実験結果と解析結果を比較した。

4・1 落下実験 モバイル機器を固い床に自由落下させ、筐体表面に貼付した加速度センサにより落下衝撃応答加速度を測定した。落下衝撃点は筐体下端角部、加速度測定点は筐体上端角部である。落下高さは 0.5, 1.0, 1.5 m とした。加速度応答の時刻歴波形の測定例を図 4 に、時刻歴波形の PSD の測定例を図 5 に示す。図 4 より、落下高さによって着地後最大値を示す時刻が異なった。落下高さ 0.5 m と 1.5 m の場合は着地後ある程度時間がたってから最大値を示しており、落下高さ 1.0 m の場合は、着地後すぐに急峻な最大値を示した。落下高さ 0.5 m と 1.5 m の場合は着地後跳躍、もしくは、滑り、倒れ等によって二度目に地面と接触したときの応答が大きくなっており、落下高さ 1 m の場合は、最初の地面との接触で大きな加速度を生じていることを意味する。また、一度目の接触において最大値を呈する落下高さ 1 m の方が 1.5 m よりも大きな振幅を示した。このように、実際の落下試験では、落下姿勢の僅かなずれにより、応答形態にばらつきがある。品質保証試験では、複数回落下させることで信頼性を高めている。数値解析では、最も厳しい落下応答姿勢、すなわち、一度目の地面との接触で位置エネルギーが運動エネルギーにほぼ消費される場合を模擬できることが重要であり、安全側の評価に繋がる。

4・2 数値解析モデル 構造解析ソフトウェア (ANSYS 社製 ANSYS Mechanical) により、次に示す二つのモデルのモード解析を行い、解析モデルの妥当性を検証した。

4・2・1 詳細数値解析モデル 従来, CAD 形状モデルよりメッシュ分割を行い, 数値解析用の有限要素モデルを作成していた. 主にシェル要素を用いて, この従来のモデル化手法によりモバイル機器の有限要素モデルを作成した. 節点数は 24497, 要素数は 22296 であった.

この有限要素モデルを用いてモード解析を行った結果, いくつかのモード形状は一致していたものの, 固有周波数は 20% 程度ずれていた. また, 部品間の結合をうまく表現できていなかった. CAD 形状モデルから作成した精密な有限要素モデルでも, 動的に精度の高いモデルを作ることは困難であり, そのモデリングにかかる時間やコストが, 解析精度に反映されていない.

4・2・2 簡易数値解析モデル モバイル機器を一枚の平板とみなし, シェル要素を用いて有限要素モデルを作成した. 有限要素モデルでは, 実物のモバイル機器の寸法及び重量と一致させ, 実験モード解析より得られた固有周波数に合うような等価ヤング率を定義した. モード解析結果を表 2 に示す. 実験モード解析時と同形状の平板の特徴的なモードが出ていることを確認した. 複数のモバイル機器の落下試験の結果, モバイル機器の等価ヤング率は実装密度にほぼ比例しており, 図面上で密度が決定されると等価ヤング率を設定できる. 従って, 寸法と密度のみで簡易数値解析モデルを作成できる. 落下点及び応答点の決定において, 低次モードで節に近い位置を選択した際は, 推定誤差が大きくなる可能性があるので注意が必要である.

この簡易数値解析モデル化手法を一般化することにより, 従来は一ヶ月以上必要であったモデル化時間を数分でモデル化できるよう飛躍的に短縮でき, かつモバイル機器の実際の振動モードを実現できる簡易解析モデルを作成することができる.

4・3 落下衝撃応答解析結果 第二章で提案した落下衝撃応答解析式に基づき, 落下衝撃応答加速度を推定した. 落下実験では接触点が端点であったが, 応答解析では X, Y, Z 軸に対し各々 45 度の角度で落下したとして, 角部の落下を模擬した. 落下実験の結果と CAD 形状モデルから詳細数値解析モデルを利用して応答解析した結果, 本提案による簡易解析モデルによって解析した結果及び落下衝撃試験結果を比較して図 6 に示す. 落下実験の結果は, 時刻歴応答の最大値を示している. 詳細数値解析モデルを用いて式(11)により算出した応答最大値は, 実験結果とオーダーが合致した. 簡易解析モデルを用いて式(16)により算出した応答最大値は, 実験結果とオーダーが合致し, かつ安全側の推定結果となった.

Fig. 4 Drop impact response (Time domain waveform)

Fig. 5 Drop impact response (PSD)

Table 2 Modal parameters (Quick analytical results)

1 st Mode: 378 [Hz]		2 nd Mode: 615 [Hz]	
3 rd Mode: 1050 [Hz]		4 th Mode: 1314 [Hz]

Fig. 6 Drop impact response (Numerical analytical result)

5. 結 論

モバイル機器の初期設計段階での落下衝撃応答予測のために、簡易な応答解析技術を開発した。本手法は、境界条件等の詳細設計のノウハウを持つことなく、誰でも落下衝撃応答解析を実施できる特徴を有する。今回、解析に必要なパラメータを実機で実験的に求めて、手法のモバイル機器への適用について検討し、以下の結論を得た。

- (1) 本手法によるモバイル機器の解析により、落下衝撃試験における時刻歴応答の最大値のオーダーを安全側で予測できることを確認した。
- (2) モバイル機器の落下時の変形を再現する振動モー

ドを実験的に求め、この振動モードが平板の振動モード形状と合致したことにより、モバイル機器の簡易解析モデルとして平板を利用することを提案した。この簡易解析モデルを一般化することで、モバイル機器のモデル化時間を飛躍的に短縮できる。

- (3) 落下衝撃力の周波数特性を考察して、落下衝撃応答解析に使用するモード数を明確化したことにより、計算精度を向上させた。

文 献

- (1) Miyashita, T., Ito J., The Establishment of the Drop Impact Analytical Technique of the Mobile-phone (in Japanese), *MEE Engineer*, No.48 (2003), pp.10-14.
- (2) Fukushima M., Usui S., Kawase K., The Numerical Simulation that Became Imminent - An Application of the Drop Impact Simulation to the Mobile Product (in Japanese), *Fujitsu Journal*, No.224 (1995), pp.23-26.
- (3) KIM J. G., PARK Y. K., Experimental Verification of Drop/Impact Simulation for a Cellular Phone, *Experimental Mechanics*, Vol.44, No.4 (2004), pp.375-380.
- (4) Kitamura T., Yoshida K., Quick Analysis of Drop Impact for Mobile Device, *Dynamics and Design Conference 2008*, (2008), 467.pdf.
- (5) The Editorial Board of Vibration Engineering Handbook ed., *Vibration Engineering Handbook* (in Japanese), (1976), pp.869-872, Yokendo Co.Ltd.