固一気体複合材料の静的荷重分散解析[†] — 薄膜接着が荷重分散に及ぼす影響 —

三 木 正 俊* 片 山 傳 生** 山 本 英 毅**

Static Load Dispersion Analysis of Solid-Air Composites — Effect of Adhesive Film on the Load Dispersion —

by

Masatoshi MIKI*, Tsutao KATAYAMA** and Hidetake YAMAMOTO**

In order to propose a new movement of the composite material design, the load dispersion of the solid-air composites caused by the hydrostatic pressures is investigated by applying numerical analysis. To simplify the evaluation of the load dispersion, the admissible stress field is supposed, where each stress field of closed cell is independent and that two different fields being in both sides of a cell wall satisfy the equilibrium of forces through the cell wall. The non-linear deformation under indentation was incrementally simulated by using the finite element formulation based on displacement method. The effect of adhesive film on the load dispersion is considered in the numerical model. It was shown that the assumption of admissible stress field on the interfacial load transmission is useful in evaluating the static load dispersion because the numerical results were well in agreement with the experimental ones. And it was clarified that a few structural design parameters become effective for the load dispersion.

Key words: Biomimetic design, Solid-air composites, Static load dispersion, Honeycomb structure, Hydrostatic pressure, Interfacial load transmission, Numerical analysis, Effect of adhesive film

1 緒 言

近年の工学技術の進歩、とくにナノ計測と加工技術は材料および微小構造物の力学的機能の評価と設計における新たな可能性を引き出している。それは複合材料の設計・開発にも、新たな局面を提起している。材料の各構成要素の力学特性が大いに追究され、要求される界面の合理的な機能設計が成就することが期待される。そこで本研究では極大の負荷が作用するような機械構造の荷重関節を想定して、荷重分散材料としての力学的機能の評価と設計に基づく複合材料の設計・開発の新展開をはかるために、界面の荷重分散特性に着目した。しかしながら、固体要素のみを持つ複合材料では、固体—固体界面で力の法線成分と接線成分がともに伝達されるので荷重分散効果には限界がある。力学的考察によれば、内部に流体要素を持つ複合構造では、固体—流体界面で力の法線成分のみの授受がなされるのでまったく新しい荷重分散効果が期待できることが推察される。

本研究で考える新材料のコンセプトは固一流体複合材料として提案されているが、^{1)~3)}生体骨構造の力学的機能模倣による材料設計(バイオミメティックデザイン)^{4)~7)}の本質は複合材料の界面における力学解析に基づく機能評価と等価である。その解析は固体と内部流体が連成する力学的相関問題⁸⁾であるが、機能評価の端緒として静力学的な界面の荷重伝達に限定すれば、問題は非常に簡単

化され得る。流体が充てんされた多孔質固体では密閉されたセル内に独立した応力場が存在し、セル壁を介する隣接セル間で力の釣り合い条件が満たされることが推察される。本研究ではこの可容応力場の仮定⁹⁾による機能評価解析手法を追究する。しかし流体が充てんされた多孔質固体では、機能評価のための変数の大規模な取り扱いが要求されるために、有限要素法等による数値解析法の適用が材料設計上の実用的な解を与えることが推察される。

よって本研究では、実材料の軽量化設計の観点から固体要素をハニカム材とし内部流体を気体に限定した固一気体複合材料を対象として、上記界面の荷重伝達仮定による荷重分散効果を数値解析する。なお実材料の製作条件においては、ハニカム材のセル中に静水圧を生成するためにハニカム側面への薄膜接着が有用であろうと推察される。その際ハニカム材の圧縮変形とそれに付随する薄膜の変形により静水圧が決定されよう。固体要素であるハニカム材に薄膜要素を接着した多孔質構造と内部気体静水圧の複合組成に有限要素の単純化モデルを用い、局部圧縮負荷による固一気体複合材料の非線形な内部変形を変位法により増分解析した。数値解析結果は同じ境界条件下で行われた実験結果により検証された。固一気体複合材料の静的荷重分散機能の設計変数を決定するため、固体要素の構造設計因子および気体密度が荷重分散に及ぼす影響も検討された。

† 原稿受理 平成 14 年 10 月 28 日 Received Oct. 28, 2002

* 新キャタピラー三菱㈱ 〒674-8686 明石市魚住町清水, Shin Caterpillar Mitsubishi, Uozumi-cho, Akashi, 674-8686

** 正 会 員 同志社大学工学部機械系学科 〒610-0321 京田辺市多々羅都谷, Dept. of Mech. Eng., Doshisha Univ., Tataramiyakodani, Kyotanabe, 610-0321

2 解析方法

2.1 界面応力場モデル

本研究では静的荷重分散を追究するための軽量化構造例として、各セル内に気体が独立封入されたハニカム構造について考える。固一気体複合材料を静的圧縮して、内部の任意セル壁を挟む隣接2セルを含む領域において、内部気体が形成する2セルの応力場に対してセル壁を応力の不連続面と見れば、静力学的可容応力場の仮定が成り立つ。すなわち、固体一気体界面では静水圧による法線方向成分の力の釣り合いが仮定されよう。

2.2 数値解析手法

本研究では固一気体複合材料の静的荷重分散の機能評価のために仮定された静力学的可容応力場に有限要素法を適用して、固体一静水圧の連成解析を行った。固体変形に依存する静的解析であるため仮想仕事の原理による増分解析を適用することができる。解析結果の表示を簡単化するために2次元有限要素モデルを考える。実製作が可能な固一気体複合材料としてハニカムコア材（固体要素）の両側面にフィルム（薄膜要素）接着することにより空気（気体要素）を封入した複合構造とし、側面を解析対象面にする。

数値解析の出発点は固体要素の変形解析である。材料製作が容易なために固体要素にアルミハニカム材を用いて、荷重分散機能評価のために側面の底辺単純支持、上辺中央局部圧縮下の静的変形を観察した。圧縮負荷による固体要素の面内変形におけるセル変形の観察結果により、純曲げによる各セル壁の最大モーメントの作用位置、すなわちセル壁の接合点近傍で塑性変形が生じてセルが崩壊する現象を確認した。その所見に基づき弾塑性変形を考慮した二次元ラーメン構造として固体要素を有限要素化した。大変形問題を取り扱う増分形式による釣り合い方程式は式(1)で与えられる。

$$\{\Delta f\} = [K]\{\Delta u\} \quad (1)$$

$[K]$ ははり要素（セル壁）の剛性マトリックスを表す。塑性条件はセル壁に生ずる曲げモーメント M の大きさに依存すると仮定した。ハニカム材のセル壁は矩形断面を持つので降伏モーメントに対する全塑性モーメントの比率（形状係数）が1に近く、セル壁の断面寸法は幅に対して厚さが十分に小さい。そこで塑性条件の単純化として、 M が全塑性モーメント M_p に達すると断面は塑性化して塑性変形が生じるとすると、 M_p は式(2)で表される。

$$M_p = Z_p \sigma_Y \quad (2)$$

なお Z_p は塑性断面係数を、 σ_Y は降伏応力を表す。Fig. 1 は変形解析中の端部条件を考慮したセル壁の剛性マトリックスを表す。両節点が弾性域にあるセル壁は剛接であるとし、塑性変形が生じたセル壁は隣接要素とピン接合されていることと等価であるとする。隣接要素は、影響節点のみをピン接合にする。すなわち、塑性変形の当該節点の曲げモーメント項を消去して、セル壁の剛性マトリックスは逐次変更される。^{10), 11)}

固体要素に局部圧縮負荷を与えると、セル壁側面に接

Fig. 1. Elastic plastic stiffness matrix of each cell wall.

着された薄膜要素はセル壁側面の面内変形に従って変形する。薄膜要素は面内圧縮力が作用する方向にしわ（たわみ）を生じ、圧縮軸と垂直な方向へ伸長変位する。よって薄膜要素には膜応力、曲げ応力が組み合わさって存在するために、薄膜要素に用いる有限要素は材料非線形、幾何学的非線形を考慮したシェル要素が選択された。釣り合い方程式は、一定ひずみ要素の面内剛性および板曲げ要素の曲げ剛性を考慮し、式(1)と同様の形で表される。¹²⁾ここで、薄膜要素の非線形弾性挙動を考慮するため、各シェル要素に生じる相当応力 σ について適合する接線係数 E_t を対応させることにより材料非線形を表現した。実験で得た判定条件を次式に示す。

$$\begin{aligned} \sigma < 0.1 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 2.91 \text{ [MPa]} \\ 0.1 < \sigma < 0.2 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 2.51 \text{ [MPa]} \\ 0.2 < \sigma < 0.3 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 2.17 \text{ [MPa]} \\ 0.3 < \sigma < 0.4 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 1.93 \text{ [MPa]} \\ 0.4 < \sigma < 0.5 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 1.82 \text{ [MPa]} \\ 0.5 < \sigma < 1.0 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 1.43 \text{ [MPa]} \\ 1.0 < \sigma < 1.5 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 1.42 \text{ [MPa]} \\ 1.5 < \sigma < 2.0 \text{ [MPa]} & \text{ のとき, } E_t = 1.12 \text{ [MPa]} \\ 2.0 < \sigma & \text{ [MPa] のとき, } E_t = 0.95 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad (3)$$

本解析では、固一気体複合材料中の固体要素と薄膜要素の連成変形により各セルが面内圧縮変形すると、圧縮ひずみに相当する内部静水圧上昇が起こり付加的なセルの圧縮抵抗を生じると仮定する。実際に薄膜要素の面外変形によるセルの容積変化は微小であったために、セル内の熱的挙動を無視し静的圧縮であることを考慮すると、静水圧増分 ΔP は式(4)で求められる。

$$\Delta P = -K(\Delta V/V) \quad (4)$$

ただし、 K は室温、常圧下における空気の体積弾性率 ($K = 0.1416 \text{ [MPa]}$)、 $\Delta V/V$ は単位厚さあたりの内部気体の体積増分である。所定変位増分ごとに圧縮変形を生じたセルに付与する静水圧効果として、式(4)より得られるセル内の静水圧増分を、セルを構成するはり要素とシェル要素に対する等分布の等価節点荷重として付加した。

3 解析結果の検証

3・1 解析入力と検証実験

縦 16 セル×横 27 セルのハニカム材の右側対称面についての有限要素モデルを Fig. 2 に示す。対称軸上節点の X 方向変位と Y, Z 軸回転変位が拘束され、底辺節点の X, Y 方向変位が拘束されている。圧縮負荷として、上辺中央セルの節点に 50mm (変位増分は 0.2mm) の強制変位を与えた。変位増分 0.2mm ごとに式 (4) より得られる各セル内の静水圧増分を、はり要素とシェル要素に等価節点荷重として作用させた。直接圧縮される上辺中央セルのみ内部を厚さ 23.0mm の三角形要素で 4 分割し、成形効率と強度・剛性にすぐれたポリエステル樹脂の特性を与えて、このセルの屈曲破壊によるハニカム材の不規則な面内変形を防いだ。Table I は実際に適用された固体要素、薄膜要素と負荷点直下のセルへの充てん樹脂の材料定数を表す。

解析結果の検証試験が行われた。試験片は Fig. 2 の所定寸法に製作された。幅 7mm、厚さ 22mm の鋼製圧子を試験機 (インストロン 1122 型) のロードセル下部に取り付け、5mm/min の静的速度で試験片上辺中央セルのみを直接圧縮した。支持条件として試験機の鋼製基盤と試験片の間に高さ 50mm、厚さ 20mm、幅 300mm のポリウレタンゴム (光弾性材料) 板を挿入した。光弾性材料と直接接触する試験片底部の各セル壁に、辺長 5mm、高さ 20mm のアクリル正三角柱を支点として接着剤で固定した。試験により各支点直下の光弾性材料側面に生じる干渉縞次数を観測すれば、各点に対応する主応力差は式 (5) で与えられる。よって、光弾性応力測定に

より底辺応力分布を定量化し、せん断力として荷重分布に換算した。

$$\sigma_1 - \sigma_2 = n / (\theta t) \quad (5)$$

ただし、 n は縞次数、 θ は光弾性感度そして t は材料厚さである。光弾性感度は 4 点曲げ試験より求められた。同時に試験片の面内変形状態をデジタルカメラ (オリンパス C-820L) で撮影しパーソナルコンピュータで二値化画像処理した後、Fig. 2 に示すセル形状の代表角度 α の角度変位 $\Delta\alpha$ を測定して試験片の面内変形分布として定量化した。

3・2 薄膜接着が及ぼす影響

Fig. 3 は荷重—変位線図の解析結果と実験結果の比較である。全セル壁に小孔を設けたハニカム材の両側面に薄膜を接着し静水圧の作用を除去した固体材料の解析結果を Type A₀、実験結果を Type E₀ とする。各セルに空気を独立封入した固一気体複合材料では、それぞれ Type A₁、Type E₁ とする。すべての結果は、 $\lambda/H = 0.2$ の条件の値を表示された。固体材料 Type A₀ と Type E₀ では荷重増加の傾向はほぼ一致し、固一気体材料 Type A₁ と Type E₁ でも荷重増加の傾向はほぼ一致した。Fig. 4 は解析対象の面内変形をセル角度変位量 $\Delta\alpha$ で定量化した面内変形分布を表す。Fig. 4 (a), (b) より、固体材料の解析結果と実験結果はほぼ同じ変形分布を示し、Fig. 4 (c), (d) より、固一気体複合材料でも両者はほぼ同じ変

Fig. 3. Load-indentation depth curves on solid material and solid-air composites.

Fig. 4. In-plane deformations on solid material and solid-air composites.

Fig. 2. FE model of solid-air composites.

Table I. Material properties of finite elements.

Finite element (Material)	Elastic modulus	Poisson's ratio	Yield stress
Beam element (A3004H)	71 GPa		176.4 MPa
Triangular element (Polyester resin)	4.2 GPa	0.29	
Shell element (Adhesive resin)	Et (σ) MPa	0.40	

形分布を示した。Fig. 5, 6 は解析対象の底辺での反力分布を表す。以下、反力分布図では縦軸は総和が1に無次元化した荷重値を表す。両図より、固体材料、固-気体複合材料ともに末端部で定量的な違いが見られるが、全体の分布傾向として解析結果と実験結果は定性的に一致した。解析結果の底辺支持条件と光弾性材料を用いた実験結果の支持条件は大体一致するのであろう。したがって、ハニカム材両側面に薄膜接着した固体材料、その固体材料中に気体静水圧分布を作用させた固-気体複合材料の実験結果との比較により、本数値解析手法の妥当性は検証された。

3・3 支持条件が及ぼす影響

Fig. 5, 6 より、固体材料、固-気体複合材料ともに末端部で定量的な違いが見られた。本研究の目指す複合材料設計における力学的機能評価に対する影響を考察するために、解析モデルの底辺支持条件の違いが荷重分散に及ぼす影響を検討する。そこで Fig. 2 に示す解析モデルの底辺に位置する節点について、Y 方向変位のみを拘束した固-気体複合材料の解析結果を Type B₁ とする。Fig. 7 より、Type B₁ において圧縮変形を伴う静水圧分布は主に圧子直下から圧縮方向へと広がっている。Fig. 8 より、この内部静水圧の荷重支持効果を受けて、固体-気体界面での力学的挙動により支持された荷重は主に同方向へと伝達されている。一方、Type A₁ では下方領域において下面境界条件の影響を受け、圧縮方向への静水圧分布領域および荷重の伝達領域が緩和されている。Fig. 9 より、底辺節点の X, Y 方向変位が拘束された支持条件の解析結果である Type A₁ の底辺荷重分布と比較すると、Type B₁ では中央部に大きく偏った。したがっ

Fig. 5. Load distributions at the bottom of solid material on Type A₀ and Type E₀.

Fig. 6. Load distributions at the bottom of solid-air composites on Type A₁ and Type E₁.

Fig. 7. Distributions of hydrostatic pressure on Type A₁ and Type B₁.

Fig. 8. Distributions of axial force on Type A₁ and Type B₁.

Fig. 9. Load distributions at the bottom of solid-air composites on Type A₁ and Type B₁.

て、支持条件を変化させることにより、固-気体複合材料の荷重分散特性に特徴を与えることができると考えられた。以上の結果により、最終的な固-気体複合材の静的荷重分散設計においては負荷条件、支持条件等の境界条件も考慮する必要がある。

4 設計因子が荷重分散に及ぼす影響

解析結果の検証に適用された実験結果の支持条件は、材料と支持基盤の間に光弾性材料が挿入された特殊な条件であった。しかしながら本研究の複合材料設計は、特定の支持条件を満足することを要求しない。よって以下のパラメータ解析においては、解析モデルの底辺支持条件は水平方向を自由境界とする。

4・1 気体の体積弾性率の影響

本数値解析手法における式 (4) より、静水圧の上昇は気体の体積弾性率 K 値に依存している。したがって K 値をパラメータとして単位セル中の気体の静水圧を変化させることにより、 K 値が固体-気体界面で行われる荷重伝達に及ぼす影響を調査する。Fig. 2 に示す解析モデルに $K/K_r = 1$, $K/K_r = 2$, $K/K_r = 3$ の3タイプの体積弾性率を適用し圧縮荷重 30N を与えて得られる固-気体複合材料の対応する解析結果をそれぞれ Type K₁, Type K₂,

Type K_3 とする。いずれのタイプも室温、1 気圧下の空気の体積弾性率 $K_r = 0.1416$ [MPa] である。Fig. 10 より、体積弾性率 K 値が高いほど面内変形分布と静水圧分布は圧縮方向へ広がり、この静水圧の荷重支持・伝達効果により、対象面内における伝達荷重も同方向へ分布し、 K 値が高いほど圧縮方向への分布傾向が顕著になっている。その結果 Fig. 11 より、底辺荷重分布は K 値が高いほど荷重勾配が大きくなっている。以上の結果から、内部気体の体積弾性率が高くなるほど固体-気体界面における荷重伝達が促進され、静水圧による荷重分散効果が大きくなることが考えられた。

4・2 セル壁厚さの影響

本数値解析手法におけるはり要素の塑性条件式 (2) により、セルの変形はセル壁厚さ t 値に依存する。セル壁厚さをパラメータとして単位セル中の気体の体積割合を変化させることができる。それにより t 値の変化が固体-気体界面で行われる荷重伝達に及ぼす影響を調査する。Fig. 2 に示す解析モデルに $t/W_t = 0.5$, $t/W_t = 1.0$, $t/W_t = 1.5$ の 3 タイプのセル壁厚さを適用し圧縮荷重 30N を与えて得られる固-気体複合材料の対応する解析結果をそれぞれ Type T_1 , Type T_2 , Type T_3 とする。いずれのタイプも $W_t = 0.05$ [mm] である。Fig. 12 より、セル壁厚さ t 値が小さい場合には、ハニカムの変形特性である圧子直下から端部斜め方向へと向かう圧縮軸力の伝達は減少し、内部静水圧による荷重伝達効果により主に圧縮方向への軸力分布傾向が確認された。その結果 Fig. 13 より、底辺荷重分布では t 値が小さいタイプほど荷重勾配が大きい。以上の結果から、セル壁厚さが小さくなるほど固体-気体界面における荷重伝達が促進され、荷重分散に影響を及ぼすことが考えられた。

Fig. 10. Distributions of axial force in difference of the bulk modulus.

Fig. 11. Load distributions at the bottom in difference of the bulk modulus.

Fig. 12. Distributions of axial force in difference of the cell wall thickness.

Fig. 13. Load distributions at the bottom in difference of the cell wall thickness.

4・3 セルサイズの影響

固-気体複合材料の固体-気体界面における荷重伝達をさらに詳しく検討するため、セルサイズをパラメータとして変化させることによって付加的に生じる固体-気体界面における荷重伝達の頻度の変化と内部静水圧の上昇割合の変化が荷重分散に及ぼす影響を調査する。ここにセルサイズ V_u/V_a は全体積に占める単位セルの割合であると定義する。 V_u は単位セルの体積、 V_a は全体積を表す。Fig. 2 に示す解析モデルに $V_u/V_a = 1/135$, $V_u/V_a = 1/432$, $V_u/V_a = 1/897$ の 3 タイプのセルサイズを適用し圧縮荷重 30N を与えて得られる固-気体複合材料の対応する解析結果をそれぞれ Type C_1 , Type C_2 , Type C_3 とする。いずれのタイプも試験片縦横比 $H/W = 0.57$ である。Fig. 14 より、セルサイズが大きいほど軸力の分布領域は主に圧縮方向へ広がり、Fig. 15 より、底辺荷重分布についてはセルサイズが大きいほど荷重勾配が著しい。以上の結果から、固-気体複合材料における荷重分散はセルサイズにより異なり、セルサイズが小さくなるほど、固体-気体界面における荷重伝達が促進され、荷重分散に影響を及ぼすことが考えられた。

Fig. 14. Distributions of axial force in difference of the cell size.

Fig. 15. Load distributions at the bottom in difference of cell size.

5 結 言

本研究では、実製作が可能な固一気体複合材料において静的界面応力場を簡単表示した数値解析法により、静的局部圧縮負荷による荷重分散を追究した。静水圧の影響因子となり得る設計パラメータが荷重分散に及ぼす影響をも検討して以下の知見を得た。

(1) 薄膜接着拘束の影響を考慮したハニカム非線形変形と静水圧分布との有限要素法連成解析は可応力場仮定に対する実用的な数値解を与え得る。

(2) 固一気体複合材料の実構造設計においては、負荷条件、支持条件も設計パラメータになり得る。

(3) 静水圧の設定パラメータである気体体積弾性率、セル壁厚さおよびセルサイズは固一気体複合材料の荷重分散に大いに影響を及ぼす。

参 考 文 献

- 1) T. Katayama, H. Yamamoto and K. Takimoto, JSME Int. J. Series A, **42**, 355 (1999).
- 2) T. Katayama, H. Yamamoto, T. Nozato and M. Miki, Composite Materials and Structures, **7**, 23 (2000).
- 3) T. Katayama, H. Yamamoto, T. Nozato and M. Miki, J. Materials Processing Technology, **119**, 65 (2001).
- 4) 新エネルギー・産業技術総合開発機構, バイオニックデザインに関する調査 NEDO-IT-9002 (1991), NEDO-IT-9104 (1992).
- 5) 大塚正久, “セル構造体—多孔質材料の活用ために”, p.431 (1993) 内田老鶴圃.
- 6) T. Katayama, H. Yamamoto and K. Nishitani, Composite Structures, **9**, 499 (1997).
- 7) 片山傳生, 山本英毅, “機械の研究”, **51**, p.448 (1999) 養賢堂.
- 8) 大坪英臣, 久保田晃弘, “相関問題”, p.5 (1991) 培風館.
- 9) E. G. Thomsen, 工藤英明, “Mechanics of Plastic Deformation in Metal Processing”, p.210 (1965) The Macmillan Company.
- 10) 成岡昌夫, 服部 正, 加藤 進, 後藤茂夫, 上田幸雄, “骨組構造解析, コンピュータによる構造工学講座 II-1-B, 日本鋼構造協会編”, p.230 (1971) 培風館.
- 11) 吉田 博, 小堀為雄, “有限要素法による構造解析プログラム”, p.1 (1980) 丸善.
- 12) O. C. Zienkiewicz, “マトリックス有限要素法, 三訂版”, p.323, p.495 (1984) 培風館.