

自動車モデル部材の疲労特性および振動音響特性の評価に関する取組

Evaluation of Fatigue and Noise-and-vibration Properties of Automobile Partial Models

瀬戸 厚 司*
Atsushi SETO吉 田 裕 一
Yuichi YOSHIDA山 本 豊 樹
Toyoki YAMAMOTO鹿 子 慎 太 郎
Shintaro KANOKO

抄 録

高強度鋼板を車体に適用するためには、車体の疲労特性および振動音響特性を精度良く評価することが重要である。車体評価の前段としてモデル部材を用いて疲労特性および振動音響特性の評価手法の検討を進めてきた。疲労特性評価についてはスポット溶接継手およびアーク溶接継手のモデル部材を対象として、構造的な応力集中を示すパラメータを用いると統一的な疲労寿命評価が可能であることがわかった。振動音響特性の評価ではフレームとパネルの結合部材やパネル結合部材を用いて低周波数および中周波数帯域での振動現象を理解するための解析方法を検討した。

Abstract

Application of high strength steel sheets to automotive bodies requires evaluation technologies of fatigue and noise-and-vibration properties with high accuracy. Automobile partial models were used instead of real bodies for investigation of evaluation methods of those properties. Structural stress concentration parameters gave good estimation of fatigue lives to both of spot-welded and arc-welded models. New analysis methods were proposed for better understanding of vibration phenomena in low- and mid-frequency ranges using bonded models of panel-frame and two panels.

1. 緒 言

自動車車体の衝突安全性を維持しつつ軽量化を図るため、高強度鋼板の適用部位拡大とさらなる高強度化が進んでいるが、高強度鋼板を車体に適用する際の車体機能の課題として、上述の衝突特性以外に疲労耐久性、曲げ・ねじり剛性、振動音響特性などが挙げられる¹⁻³⁾。疲労耐久性を鋼板母材および溶接部についてみると、母材は高強度化するほど疲労強度が向上するが、溶接部はほとんど向上しないこと^{4,5)}が知られている。したがって鋼板の薄肉化による作用応力の増加は溶接部を含む車体の疲労強度を低下させる。また曲げ・ねじり剛性や振動音響特性は、鋼材の板厚およびヤング率に大きく依存する特性であり、鋼材薄肉化はやはり車体の特性低下をもたらす。以上のことから車体用鋼材のさらなる高強度化を推進する場合、車体の疲労特性、剛性、振動音響特性などを精度よく予測した上で、これらの低下を補うための構造、施工法などを車体設計の段階で考慮しておく必要がある。

新日本製鐵はこれまで鋼板特性そのものの向上の試み⁶⁾

を継続してきているが、車体の疲労特性や振動音響特性を予測する技術開発も重要との認識に立ってモデル部材を用いてこれらの評価手法の検討を進めてきた。本報ではこれらの具体例を紹介する。

2. 部材の疲労特性評価

2.1 背景

車体用の部材は、量産性の高さから、薄鋼板をスポット溶接、アーク溶接などで締結された部材構造を成したものが多いため。その溶接部が応力集中部位となり、疲労強度上の危険箇所になりやすく、部材疲労強度の維持、向上を目的とした部材構造設計を行う上で、部材溶接部の疲労強度を精度よく予測評価することは重要である。近年、設計段階において的確かつ簡便な疲労設計を行うため、市販の疲労解析プログラムなどを用いたCAEによる車両の耐久性評価が行われている。本章では、車両用モデル部材の疲労試験を実施すると共に、市販の疲労解析プログラムを用いたモデル部材の疲労寿命予測を行い、その予測の検証結果と考察を述べる。

* 鉄鋼研究所 加工技術研究開発センター 主幹研究員 工博 千葉県富津市新富20-1 〒293-8511

2.2 スポット溶接部材の疲労寿命評価

2.2.1 予測手法

スポット溶接部の疲労強度評価に関する研究例は多くある。平板弾性変形理論から導かれるスポット溶接部の公称構造応力(最大主応力)を評価パラメータとして複合荷重下の疲労寿命評価を検討したものが^{7,8)}ある。公称構造応力を用いると、負荷形式、板厚に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が整理できると報告されている。また、980MPa級鋼板を用い、スポット溶接継手の疲労限度について、ナゲット端でのき裂進展過程に焦点をあて、混合モードき裂の破壊基準を用いて予測したものが⁹⁾ある。さらに、車体実部品用の成形品母材部について、成形後の板厚変化、予ひずみ、残留応力の疲労特性への影響をFEM計算によって調査したもの¹⁰⁾などがある。ここでは、公称構造応力による疲労寿命算出アルゴリズムが組込まれた市販の疲労解析プログラムFE-Fatigueを用い、過去、研究報告された軟鋼製スポット構造部材の疲労データ¹¹⁾に基づき、その評価手法の妥当性を検討した。

公称構造応力はナゲット部を点接合として扱い、構造的な応力集中を示し、スポット溶接部に作用する分担荷重、ナゲット径、板厚を設定して平板弾性変形の理論式より算出される。スポット溶接部に作用する分担荷重はFEM構造解析から求められ、溶接部のモデルについては、BAR要素もしくは6面体ソリッド要素とリンク要素からなるモデルを用いる。図1に、単純スポット溶接継手、ハット型断面部材、箱形断面T字型結合部材の疲労試験結果を公称構造応力で整理した疲労寿命線図を示す。疲労試験データは比較的狭い領域で分布しており、公称構造応力を用いると、継手形状、負荷形式、板厚に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が整理できることを示唆している。

2.2.2 モデル部材の疲労試験と寿命評価

前節で述べた予測手法の適用事例として、板厚1.2mmの590MPa級Dual Phase高強度鋼板をプレス成形し、ス

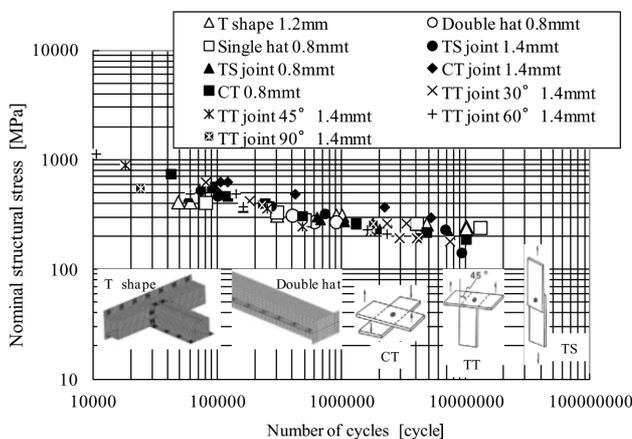


図1 各スポット溶接継手における予測値と実験値の比較
Comparison between predicted and experimental results on spot welded joints

ポット溶接で箱型断面部材を製作した後、繰返しねじり荷重下での疲労試験を行い、当部材の疲労寿命予測を行った。図2に供試部材の形状を示す。供試部材は、自動車骨格部材を想定して部材長手方向に断面変化する箱型断面形状とし、箱型断面形材に底板がスポット溶接で締結されている。その形材はBHF(しわ押え力)400kNでプレス成形され、部材組立て時は、箱型断面形材のフランジ部と底板を固定治具で密着させてスポット溶接し、スプリングバックによる残留応力がスポット溶接部へ作用するように製作した。スポット溶接部の疲労寿命判定については、ナゲット部近傍に貼付したひずみゲージによりひずみ履歴を取得し、ナゲット近傍のひずみ範囲がゼロを示した時点をナゲット外面き裂進展寿命⁸⁾と定義した。

疲労寿命計算については、FEMによりスプリングバックの影響を考慮した部材組立て時の弾性解析、ねじり荷重下での部材の弾性解析を行うと共に、公称構造応力によるスポット溶接部の疲労寿命評価手法を用いて行った。部材組立て時の弾性解析では、成形解析により求めた形材の成形下死点における応力分布値を駆動力として設定し、スポット溶接部に残留する分担荷重を求め、公称構造応力を算出した。

なお、FEM計算については汎用ソルバー(PAM-STAMP, ABAQUS)を用い、成形解析における材料モデルはHillの異方性降伏関数、硬化則はSwiftモデルとした。Hillの式のパラメータは供試材料のr値($r_0 = 0.778$, $r_{45} = 0.795$, $r_{90} = 1.025$)により設定し、Swiftの式のパラメータは $F = 1032\text{MPa}$, $\epsilon_0 = 0.0003$, $n = 0.191$ とした。スプリングバックにより残留するスポット溶接部の公称構造応力は平均応力と設定し¹²⁾、ねじり荷重により発生する公称構造応力は変動応力成分として扱い寿命計算した。また、寿命計算に用いたスポット溶接の基準のSN線図はFE-Fatigueの軟鋼用の標準SNデータを590MPa級鋼板用のSNデータに補正したものを用い、平均応力感度は0.1とした。

図3に、FEM弾性解析で求めた、ねじり荷重85Nm負荷時の供試部材母材部における最大主応力分布を示す。疲労き裂が発生した溶接箇所は、部材中央の伸びフランジ成形

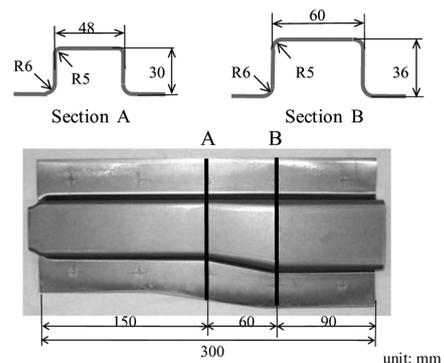


図2 スポット溶接箱型断面部材
Spot welded rectangular-shaped section member

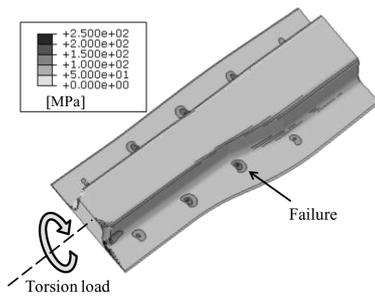


図3 母材部の最大主応力分布

Maximum principal stress distribution on the base metal

表1 スポット溶接箱型断面部材における予測値と実験値の比較

Comparison between predicted and experimental results on spot welded rectangular-shaped section member

Torsion load (Nm)	Experiment (cycle)	Prediction (cycle)
85	294,000	164,000
60	964,000	988,000

部のスポット溶接部であり、解析結果で示す力学的に応力が高くなる位置と一致した。表1に各繰返しねじり荷重における疲労試験実験結果と予測寿命計算結果を示す。予測寿命は実験結果とほぼ一致しており、スプリングバックによる残留応力を平均応力と仮定し、公称構造応力を疲労評価パラメータとする予測手法を用いることにより妥当な計算結果を得ることができた。

2.3 アーク溶接部材の疲労寿命評価

2.3.1 予測手法

アーク溶接部材は溶接止端部やルート部で疲労き裂が発生するケースが多く、寿命予測に用いる評価パラメータとして、止端近傍のホットスポット応力¹³⁾がある。また、溶接止端部を切欠きと仮定し、その切欠き近傍の繰返し小規模降伏領域寸法 ω^* 値を評価パラメータとする手法¹⁴⁾、溶接ビード部をBAR要素でモデリングし、公称構造応力を求めて疲労評価する手法¹⁵⁾などが提唱されている。ここでは、溶接止端部に発生する疲労き裂に焦点を絞り、溶接部をシェル要素でモデル化し、その溶接止端部の節点に発生する構造応力(最大主応力)を評価パラメータとする手法¹⁶⁾について検討した。

図4、5に、検討対象としたアーク溶接部材である、重ね隅肉溶接継手¹⁷⁾およびT字型溶接継手¹⁸⁾の形状と、各疲労試験の荷重条件を示す。各部材は板厚2.3mmの440MPa級熱延鋼板で製作されており、溶接ビードには溶接始終端を有している。T字型溶接継手は自動車技術会の共同研究で提唱されたモデル部材であり、シャシー部品の継手を想定している。疲労寿命判定については、溶接止端部の近傍に貼付したひずみゲージよりひずみ履歴を取得し、ひずみ範囲が初期状態から20%低下した時点なき裂発生寿命と

定義¹⁸⁾した。

図6に疲労き裂の発生状況の一例を示す。重ね隅肉溶接継手の疲労き裂は、始端部付近で発生し、溶接止端部に沿って試験片の幅方向に進行した。また、T字型溶接継手の疲労き裂はブラケットコーナーの溶接止端部からき裂が発生し、板厚方向へき裂が進展した。図7はFEM解析で求めたT字型溶接継手の荷重2.5kNにおける相当応力分布を示しており、解析結果が示す最大応力部と疲労き裂発生

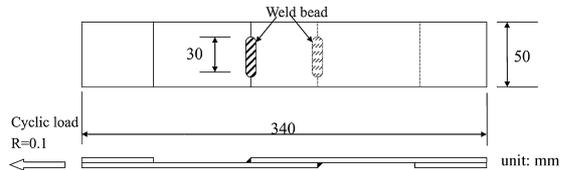


図4 溶接始終端を有するアーク溶接重ね隅肉継手
Schematic representation of arc-welded lap joints with weld start and end point

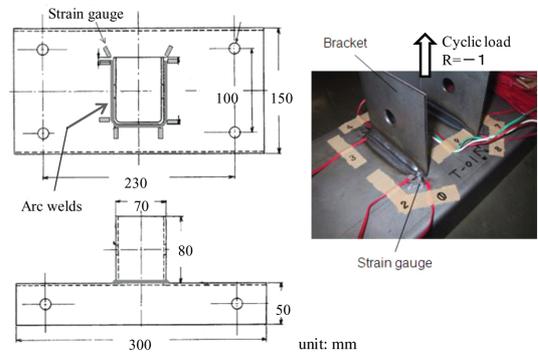


図5 T字型アーク溶接継手
Schematic of T shape type arc welded joint

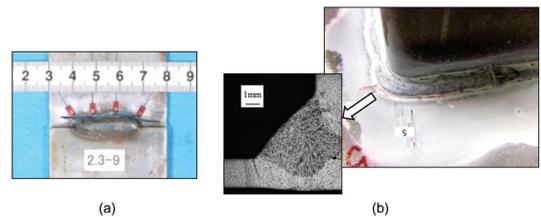


図6 溶接部の疲労き裂発生状況
(a) 溶接始終端を有するアーク溶接重ね隅肉継手, (b) T字型アーク溶接継手

Fatigue crack initiation of weld part
(a) Arc welded lap joint with weld start and end point, (b) T shape type arc welded joint

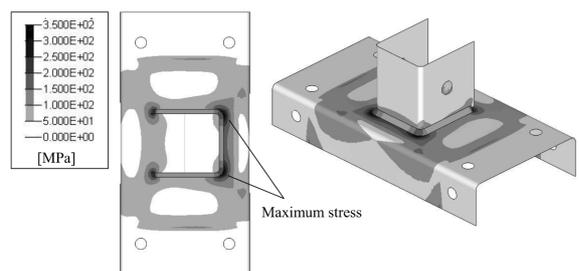


図7 T字型溶接継手の相当応力分布
Equivalent stress distribution on T shape type arc welded joint

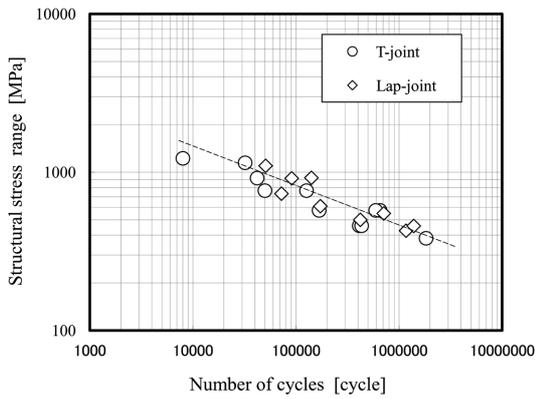


図8 T字型継手および重ね隅肉継手のSN線図
SN diagram on T shape type joints and lap joints

部が一致している。

図8に各継手の疲労試験結果をFEM解析で算出された溶接部の構造応力で整理した疲労寿命線図を示す。重ね隅肉溶接継手とT字型溶接継手の疲労強度はほぼ一致すると共に、疲労試験データは比較的狭い領域に分布した。これは、溶接部の構造応力で整理すると、継手形状、負荷形式に依存せずほぼ統一的に疲労寿命評価ができることを示唆している。

2.3.2 変動荷重下での疲労寿命評価

実部品に作用する実働疲労荷重は、一定振幅であることは少なく、振幅や平均値が変化する変動荷重である場合が多い。ここでは、前節で述べた予測手法の適用事例として、T字型溶接継手のコの字型のブラケットに鉛直方向の変動荷重が作用する場合の疲労寿命予測について検討¹⁹⁾した。疲労試験に用いた変動入力荷重は自動車技術会疲労信頼性部門委員会が公開されたJARI基準凹凸路での変動パターン(仮想路面変位データ)²⁰⁾に基づくものである。図9は変動パターンの時刻歴波形を最大変位で無次元化した波形を示す。一回の変動パターンで531サイクルの変動を有する。各変動入力荷重は、無次元化した振幅変動値に所定の荷重値を乗じて設定した。

疲労寿命予測については、図8に示す疲労寿命線図を基準のSNデータとし、累積損傷評価手法を用いた。具体的には、疲労試験で負荷された変動荷重を前提にしてFEM

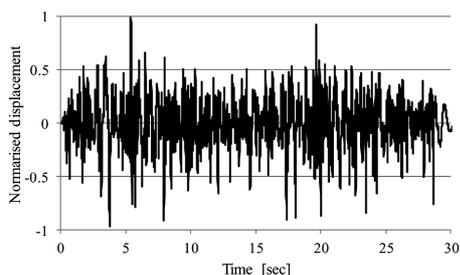


図9 変動波形データ
Variable amplitude data

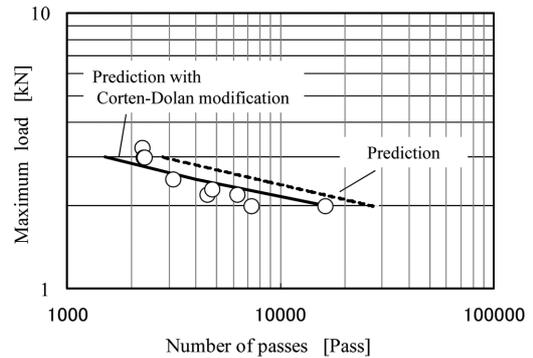


図10 変動荷重下でのT字継手疲労試験における予測値と実験値の比較

Comparison between predicted and experimental results on T-shape joint under variable amplitude loading

解析結果から溶接部の変動応力波形を算出し、レインフロー法によるサイクルカウントでその応力頻度分布を求め、修正マイナー則に従い寿命推定した。上記の寿命算出過程においては、市販の疲労解析プログラムFE-Fatigueを使用した。

図10に変動荷重の最大値で整理した疲労試験実験結果を示す。横軸の値は、き裂発生までの変動荷重パターンが負荷された回数(繰返しパス数)である。図中の破線は前に述べた手順で算出した寿命予測計算値を示し、寿命予測値は、実験結果に対してやや過大評価となった。修正マイナー則は、荷重相互作用や荷重負荷順序とは無関係に疲労被害度を算定するため、実働荷重波形によっては被害度が1になるとき疲労破壊が生じるとは限らない。このような場合、基準のSNデータそのものを修正して寿命予測を行う方法²¹⁾が提案されている。応力振幅や平均応力が頻繁に変動する実働荷重では、高レベルの応力負荷の影響により耐久限度近傍の低レベル応力による損傷が一定振幅のケースより大きくなる傾向にあり、その現象を踏まえた修正方法の一つとしてコーテン・ドランの方法がある。

本研究で疲労試験に用いた変動荷重は荷重振幅が比較的頻繁に変動しており、コーテン・ドランの方法を用いて再度寿命計算した。なお、修正係数 β については、推奨値が0.7~0.95とされており、本推定では修正度合いが大きく安全側の評価となる $\beta=0.7$ で算出した。図10に再度計算した寿命予測値を実線で示した。基準SN修正後の予測値は実験値をおおむね再現する結果が得られ、予測値と実験値の差異は荷重相互作用が一因であったと推察される。

2.4 まとめ

- (1) 溶接部材において、公称構造応力等の構造的な応力集中を示すパラメータを用いると、継手形状、負荷形式に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が評価できる可能性がある。
- (2) スポット溶接箱型断面部材において、残留応力の影響

を考慮した疲労寿命予測を行い、妥当な計算結果を得た。また、T字型溶接継手においては変動荷重下の疲労寿命予測を行い、修正マイナー則に基づく累積損傷評価、基準SNの修正等により、実験結果をほぼ再現できた。

3. 部材の振動音響特性評価

3.1 背景

車体の設計では一般的に衝突要件等を満足させた後に静音化のため車体のパネル等に制振材や遮音材を追加するため最終的に車両重量が重くなるのが懸念される。そこで、衝突要件等を検討する車体構造の設計初期段階でも車室内騒音を予測する解析手法が必要である。

このような要求のもと、振動音響に伴う物理現象解明に伴いその対象となる解析周波数に応じた個々のモデル化手法が用いられている。

低周波数帯域では、有限要素法（FEM）と境界要素法（BEM）を連成して振動音響解析する手法がある。この手法は主に構造および音響空間全体に作用する構造伝搬問題に向いている。

次に高周波数帯域の振動騒音問題は統計的エネルギー解析（Statistical Energy Analysis：SEA）などが用いられ、波長の短さとモード数を評価するために区分された平板と空間のモード数に依存するエネルギーを計算し、主に空間伝搬問題に適用されている。低周波数と高周波数との中間帯域である中周波数の振動騒音問題は、構造伝搬と空間伝搬が混在するため、上記の単一解析手法だけの高精度な解析が難しい。そこで、近年FEM/BEMとSEAをエネルギーベースで融合させたハイブリッド法などが検討されている。

本章では、吸音材等の音響材料での対応が主体となる高周波数帯域を除く低中周波数帯域における振動騒音問題を鉄鋼製品で静音化対策を検討する上での効率的な解析手法に対して述べる。

3.2 低周波数帯域での振動音響解析手法

3.2.1 低周波数帯域の振動解析の背景

自動車フロアパネルのような板状構造物に対しては、平坦部にリブを付加して曲げ振動を低減する方法が知られている。この方法は重量増加を抑えつつ、剛性を増加させることができるため多くの場合で振動低減が可能^{22,23)}であるが、振動が増加する場合もあり、余儀なく試行錯誤的に対応している。そこでこれらの対応を避け、効率的に振動を低減すべく振動現象の理解のため、FEMで計算された質量行列、剛性行列を利用する数値計算^{24,25)}に基づいた解析手法を提案し、振動増加現象へ適用しその有効性を示す。

3.2.2 パネル構造物の振動増加現象

図11に(a)平坦パネルとフレームを結合させた構造物、

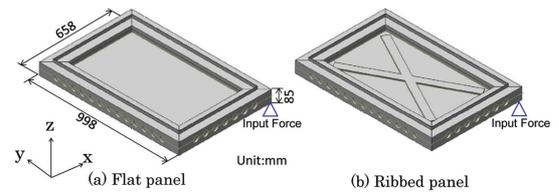


図11 フレーム付パネル構造体
Panel with frame FE model

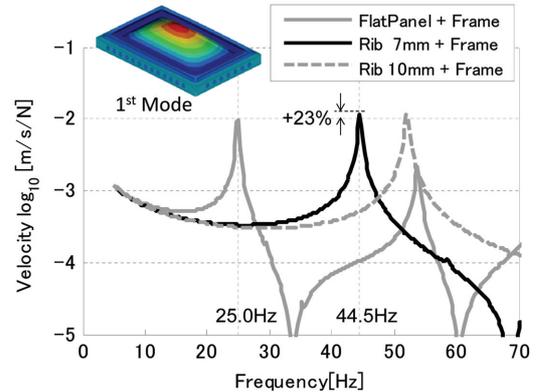


図12 パネルの面外振動応答
Velocity response of panel

(b)リブパネルとフレームを結合させた構造物を示す。図11(a)(b)のパネルの境界条件は共に自由状態とした。図12に当該パネルの1次固有振動数付近の面外振動の大きさを示す。1次固有振動数は(a)平坦パネルの25.0Hzから(b)7mm高さのリブを付与したパネルの44.5Hzへ増加しているが、そのときの速度応答は(a) $0.945 \times 10^{-2} \text{ m/s/N}$ から (b) $1.16 \times 10^{-2} \text{ m/s/N}$ と約23%増大している。更にリブ高さを10mmにした場合、速度応答は図12に鎖線で示すように $1.17 \times 10^{-2} \text{ m/s/N}$ となり、増大する傾向にある。このように単なる剛性増加では振動低減には結び付かず、重量の増加を抑えつつ効率的な振動低減を行うためには、振動増加現象を定量的に評価し、かつ、それに基づいた設計を進めることが重要であると言える。

3.2.3 定量的評価法の導出と適用

本項では、FEMで求めた運動方程式をパネル部とフレーム部に分け、振動を定量評価する方法を説明する。それぞれの運動方程式は次式で表せ、添え字Fはフレーム成分、Pはパネル成分を、またx, fはそれぞれ変位、外力ベクトルを表す。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{B}_{FF} & \mathbf{B}_{FP} \\ \mathbf{B}_{PF} & \mathbf{B}_{PP} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_F \\ \mathbf{x}_P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_{PF} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

定式化ではフレームだけに外力が作用すると仮定する。Bは動剛性行列を表し、剛性行列K、減衰行列D、質量行列Mで構成される。

$$\mathbf{B} = \mathbf{K} + j\omega\mathbf{D} - \omega^2\mathbf{M} \quad (2)$$

式 (1) をパネル成分について解けば、

$$\mathbf{x}_p = \mathbf{G}_{pp} \mathbf{f}_{pf} \quad (3)$$

ここで、 $\mathbf{G}_{pp} \equiv \mathbf{B}_{pp}^{-1}$, $\mathbf{f}_{pf} \equiv -\mathbf{B}_{pf} \mathbf{x}_f$ とおいた。 \mathbf{G}_{pp} はパネル境界を完全固定した状態での伝達関数行列、 \mathbf{f}_{pf} はフレームからパネルへ伝わる力を表している。振動評価をある節点の重み和とする場合、その和は重みベクトル \mathbf{w} と \mathbf{x}_p の積で表される。

$$\mathbf{x} = \mathbf{w}^T \mathbf{x}_p = \mathbf{w}^T \mathbf{G}_{pp} \mathbf{f}_{pf} = \mathbf{g}_p^T \mathbf{f}_{pf} \quad (4)$$

ここで \mathbf{g}_p はパネル境界部への入力に対する評価対象の振動応答を表すベクトルである。式 (4) はベクトルの内積であるからノルム積に変換すると

$$\mathbf{x} = \|\mathbf{g}_p\| \cdot \|\mathbf{f}_{pf}\| \cdot r \quad (5)$$

r はベクトルの相関を表している。

$$r \equiv \frac{\mathbf{g}_p^T \mathbf{f}_{pf}}{\|\mathbf{g}_p\| \cdot \|\mathbf{f}_{pf}\|} \quad (6)$$

式 (6) は振動応答 x が、パネル境界への入力に対する振動応答の大きさ (パネル伝達特性) を表す $\|\mathbf{g}_p\|$ 、フレームからパネルへの伝達力の大きさを表す $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ 、パネルの伝達特性と伝達力の相関を示す r (伝達効率) の積で厳密に与えられる。よって振動応答 x へ寄与している三つの因子 $\|\mathbf{g}_p\|$ 、 $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ 、 r を利用し、振動増加現象を定量的に説明する。

3.2.4 定量評価法による現象理解

図11に示した構造物に対して評価指標 $\|\mathbf{g}_p\|$ 、 $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ 、 r を計算した結果を表2にまとめる。表の数値は図11 (a) 平坦パネルとフレームのモデルの特性値を100%とした相対値を示している。(a) (b) を比較するとリブを付加することで伝達特性 $\|\mathbf{g}_p\|$ は約30%、フレームからパネルへの伝達力 $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ も約30%に低下していることがわかる。一方、伝達効率 r は約125%に増大している。従って、リブ付加によりパネル剛性が増加しパネル伝達特性、パネルへの伝達力を低減することができたが、伝達効率が増加したため振動が増大したと考えることができる。このように3.2.3項で導出した手法を用いることで、部品間の関係を定量的に評価することができる。

表2 フレーム付パネル構造体の定量的な解析手法による振動特性評価結果

Result of quantitative evaluation method for panel with frame

	(a) Flat panel with frame	(b) Ribbed panel (7mm)	(c) Optimized panel
Ist natural frequency	Base (100%)	178%	160%
Velocity	Base (100%)	123%	67.5%
Norm of transfer function $\ \mathbf{g}_p\ $ (m/s/N)	Base (100%)	30.7%	82.0%
Norm of force $\ \mathbf{f}_{pf}\ $	Base (100%)	32.5%	450%
Correlation r	Base (100%)	124%	18.3%

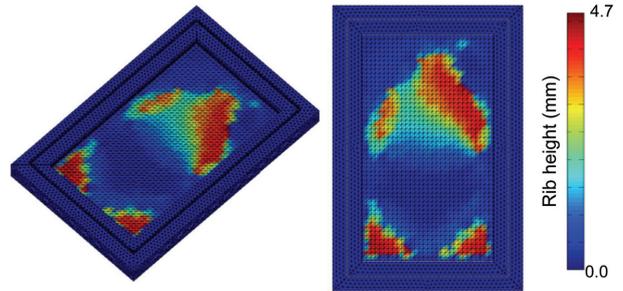


図13 リブパターンのコンター分布
Contour plot of Rib Pattern

3.2.5 パネルの最適設計

3.2.5.1 振動感度に基づいた構造最適設計

パネルの最適リブ配置を構造最適化²⁶⁾で求める。最適化の条件を以下とした。目的関数はフレーム入力に対するパネル面の振動応答最小化、側面制約は最大リブ高さを5mmとする。最適化で得られた形状を図13に示す。

3.2.5.2 最適結果の定量評価

図13の最適モデルに対して評価指標 $\|\mathbf{g}_p\|$ 、 $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ 、 r を計算した結果を表2(c)にまとめる。1次固有振動数における振動応答は(a)に対して約70%まで低減されていることがわかる。パネル伝達特性 $\|\mathbf{g}_p\|$ は(b)約30%に対して(c)約80%で、パネル単体では図11(b)のリブパネルより剛性が低いことがわかる。また伝達力 $\|\mathbf{f}_{pf}\|$ も(a)に対して450%と非常に大きくなっているが、伝達効率を表す相関 r が約18%まで低減され、その結果、振動応答が小さくなっていることが理解できる。このように本手法を用いることで、どのようなメカニズムで振動が低減あるいは増大したのかを定量評価することができ、構造検討において有意義な手法であると言える。

3.3 中周波数帯域の振動解析手法

3.3.1 中周波数帯域の振動解析の背景

前項で述べた低周波数帯域および高周波数帯域の振動解析については今日解析手法が確立されている。しかし中周波数帯域の振動解析については、多数の手法が提案されているが、有効な方法は確立されていない。また解析対象とする周波数がこれら低・中・高周波のどの帯域に対応するかの判断についても、従来手法は実験では求め難いという問題点がある。ここでは中周波数帯域の振動解析手法の事前評価として、外力パワーの実部、虚部との比で中周波数帯域を定義する方法²⁷⁾について提案、検討した。

3.3.2 中周波数帯域の定義法の提案

運動方程式とSEAパワー平衡式の関係について式(7)の運動方程式を変位 \mathbf{x} について解くと、式(8)のパワーの釣合い方程式を得る。

$$((1 + j\eta) \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (7)$$

$$(P_M + P_K) + P_D = P_F \quad (8)$$

ここで η は構造減衰を表し、 P_M 、 P_K 、 P_D はそれぞれ運動エネルギー、ひずみエネルギー、減衰エネルギーの時間微分(パワー)を表し、 P_F は入力パワーを表す。 P_M 、 P_K は純虚数、 P_D は実数となるため、式(8)の実部と虚部をとると、それぞれ次の関係式を得る。

$$P_D = \text{Re}(P_F) \quad (9)$$

$$P_K + P_M = j \cdot \text{Im}(P_F) \quad (10)$$

またシステムが1つの系のSEAのパワー平衡式は次式で表されるため式(10)と等価であり、すべての周波数で等式が成立する。

$$\omega \eta E_K = \text{Re}(P_F) \quad (11)$$

ここで E_K はひずみエネルギーを表し $P_K = -j \omega E_K$ である。よって運動方程式から得られる解を厳密解とすると、 $\text{Re}(P_F) \gg \text{Im}(P_F)$ となる周波数では運動方程式とSEAのパワー平衡式が等価となり、SEAが適用可能になると考えられる。

SEAの適用周波数を判断する場合、従来は式(12)のようにモーダルオーバーラップ係数(MOF)²⁸⁾が判断基準として用いられている。

$$\text{MOF} = \omega_c \eta n > 1 \quad (12)$$

ω_c はオクターブバンドの中心角周波数、 n はモード密度を表す。実験で構造減衰 η やモード密度 n を求めるには多くの労力が必要なこと、またMOFの物理的な意味を把握し難いという問題点があるため、 $\text{Re}(P_F) \gg \text{Im}(P_F)$ となる周波数がSEAの適用可能な周波数帯域と定義し、式(13)の $\text{Re}(P_F)$ 、 $\text{Im}(P_F)$ のエネルギー比でモード解析とSEAの適用境界となる中周波数の上限を説明できるか検証した。

$$\theta = \tan^{-1}(\text{Im}(P_F) / \text{Re}(P_F)) \quad (13)$$

この式より、エネルギー比 θ が小さいほど $\text{Im}(P_F)$ が小さいことがわかる。

3.3.3 モード解析による検証

2つのパネル材をL字型に結合したモデルで式(9)、(10)の $\text{Re}(P_F)$ 、 $\text{Im}(P_F)$ を求めた。入力はいずれのモードが均一に励起されるようRain-on-the-roof加振²⁹⁾とし、各節点に互いに無相関な複素入力を与えた。図14に $\text{Re}(P_F)$ 、 $\text{Im}(P_F)$ および P_D 、 $P_K + P_M$ を示す。この図から $\text{Re}(P_F) = P_D$ 、 $j \times \text{Im}(P_F) = P_K + P_M$ が成立していることがわかる。また周波数が高くなるに従い $\text{Re}(P_F) > \text{Im}(P_F)$ となっており、SEAが有効な領域と言える。一方、低い周波数では $\text{Re}(P_F)$ と $\text{Im}(P_F)$ がほぼ同じ程度の値であるため $\text{Im}(P_F)$ を無視することができず、 $\text{Im}(P_F)$ を構成するひずみエネルギー、運動エネルギーに着目したモード解析が有効な領域と考えられる。

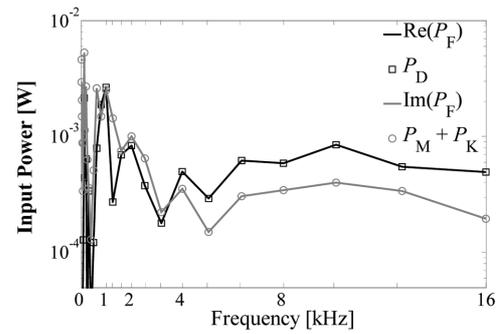


図14 パワーの周波数依存
Frequency dependence of input power

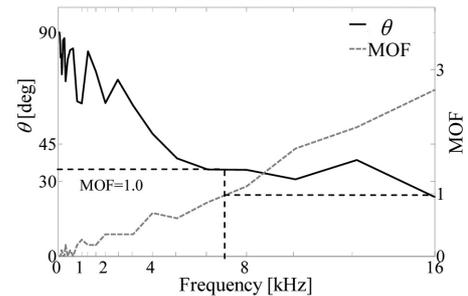


図15 エネルギー比 θ と MOF の相関
Relationship between θ and MOF

3.3.4 中周波数帯域の定義法の検証

図15に式(13)で提案した $\text{Re}(P_F)$ 、 $\text{Im}(P_F)$ の比 θ (左軸) と MOF (右軸) を示す。式(12)に示す判断基準 $\text{MOF} > 1$ となる θ を求めると、本適用例では中周波数は 30° から 45° 程度と推測できる。MOFの値は周波数が高くなるほど大きくなる一方で、 θ はほぼ一定値を保っていることから MOF と θ では異なる物理的な意味を持つことがわかった。今後は検証方法を確立すると共に、実験での確認に重点をおき検討を進める。

3.4 まとめ

- (1) 低周波数帯域において、パネル部にリブを付加することで振動レベルが増大する現象を解明し、伝達効率を表す相関関係 r を定義した。更に、最適化結果を提案した手法で定量評価することで、振動レベルが低減できた理由を解明することができ、最適化結果の有用性を証明することができた。
- (2) 実験結果のみで定義する中周波数帯域の新たな定義法を提案することで、モード密度を知るための事前シミュレーションを省くことを可能とした。また、対象物の主成分の変形形状を解析するモード解析の適用限界周波数を判断する一つの基準となる可能性を示すことができた。

4. 結 言

紹介した疲労特性および振動音響特性の評価技術は、簡

便な部材モデルを対象としたものであるが、いずれもCAEを組合せることによって、より複雑な形状、条件下の特性評価に適用可能なものである。高強度鋼板の適用拡大のため、これらの評価技術のさらなる高精度化の取組を続けてゆく。

謝 辞

振動特性評価技術研究をご指導頂きました中央大学理工学部の大久保信行教授、戸井武司教授、古屋耕平先生(現岐阜大学)に感謝致します。

参考文献

- 1) 山本多門: 西山記念技術講座. 74/75, 1981, p. 179
- 2) 林 謙一: 車体技術. 39 (55), 23 (2002)
- 3) 柴岡幹男: No.14-7自動車技術会シンポジウムテキスト. 2008, p. 43
- 4) 高橋賢司 ほか: 日本機械学会論文集(第1部). 38 (310), 1154 (1972)
- 5) 渡辺 修 ほか: 溶接学会全国大会講演概要. 52, 256 (1993)
- 6) 高橋 学: 新日鉄技報. (378), 2 (2003)
- 7) Rupp, A. et al.: SAE Technical Paper Series. 950711, 1 (1995)
- 8) 川本 淳 ほか: No.06-00自動車技術会シンポジウムテキスト. 2000, p. 13
- 9) 東郷敬一郎 ほか: 材料. 58 (7), 627 (2009)
- 10) Chen, G. et al.: SAE Technical Paper Series. 2002-01-0640, 1 (2002)
- 11) 水井正也 ほか: 自動車用車体スポット溶接構造の疲労強度の寿命推定(共同研究成果資料). 自動車技術会, 1986, p. 24
- 12) 中村 宏 ほか: 機械の疲労寿命設計. 初版. 東京, 養賢堂, 1983, p. 132
- 13) 日本鋼構造協会編: 鋼構造物の疲労設計指針・同解説. 初版. 東京, 技報堂出版, 1993, p. 283
- 14) 遠山敬助 ほか: No.12-05自動車技術会シンポジウムテキスト. 2005, p. 9
- 15) 加藤活浩 ほか: 自動車技術会論文集. 39 (2), 351 (2008)
- 16) Fermér, M. et al.: SAE Technical Paper. 982311, 1280 (1998)
- 17) 瀬戸厚司 ほか: 自動車技術会論文集. 36 (2), 95 (2005)
- 18) 赤崎智康 ほか: 自動車技術会論文集. 34 (3), 139 (2003)
- 19) 吉田裕一 ほか: 2011年自動車技術会秋季学術講演会前刷集. 112-11, 2011, p. 9
- 20) 青木恒保 ほか: No.12-05自動車技術会シンポジウムテキスト. 2005, p. 38
- 21) 山田敏郎 ほか: 金属材料疲労設計便覧. 第2版. 東京, 養賢堂, 1981, p. 127
- 22) 宮本明靖 ほか: 日本機械学会関東支部第17期総会講演会. 206203 (2010)
- 23) 古屋耕平 ほか: 2011年自動車技術会春季学術講演会前刷集. 69-11, 330 (2011)
- 24) 小泉孝之 ほか: Dynamic & Design Conference 2008, 日本機械学会, 456-1 (2008)
- 25) 山下真吾 ほか: 日本建築学会学術講演梗概集. B-2, 構造II, 振動, 原子力プラント, 515 (1995)
- 26) 古屋耕平 ほか: 最適化シンポジウム2008. 2008-11
- 27) 飯井優太 ほか: 日本機械学会関東支部第18期総会講演会. 2003 (2011)
- 28) 大野順一 ほか: 機械音響工学. 森北出版
- 29) 山崎 徹 ほか: 日本機械学会論文集(C編). 74 (744), 196 (2008)



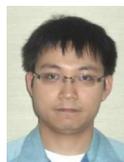
瀬戸厚司 Atsushi SETO
鉄鋼研究所 加工技術研究開発センター
主幹研究員 工博
千葉県富津市新富 20-1 〒 293-8511



山本豊樹 Toyoki YAMAMOTO
設備・保全技術センター 機械技術部
機械保全技術グループ マネージャー



吉田裕一 Yuichi YOSHIDA
鉄鋼研究所 加工技術研究開発センター
主幹研究員



鹿子慎太郎 Shintaro KANOKO
設備・保全技術センター 機械技術部
機械技術研究グループ 主任研究員