

鋼材パネルダンパーの開口部形状最適化

SHAPE OPTIMIZATION OF OPENINGS OF STEEL PANEL DAMPERS

宮津 裕次*, 大崎 純**, 野添 順規***

Yuji MIYAZU, Makoto OHSAKI and Junki NOZOE

A method is presented for shape optimization of openings of steel panel dampers. Cyclic elasto-plastic response properties are evaluated using finite-element analysis with solid elements. The shapes of boundary and openings are modeled using the level set function formulated with Bézier surface and Gaussian function. The design parameters are discretized into integer variables, and a local search is used for finding approximate optimal solutions. It is shown that the maximum plastic strain for specified cycles of loading is successfully reduced by shape optimization of openings. This way, the plastic energy dissipation property of steel panel before the maximum plastic strain reaches the specified value can be drastically improved.

Keywords : Steel panel damper, Shape optimization, Local search, Finite-element analysis, Gaussian function

鋼材パネルダンパー, 形状最適化, 局所探索法, 有限要素解析, ガウス関数

1. 序論

建築構造物の最適化に関する既往の研究のほとんどは, 骨組構造物の断面設計や空間構造物の形状設計を対象としている¹⁾。一般に, 構造最適化には高い計算コストを要することが多いため, 小規模の個別の建築物に適用することは必ずしも現実的ではない。しかし, 大量生産される制振部材や接合部などの部品レベルの最適化であれば, 設計条件も単純であるため最適化によって性能を向上させることの意義は大きいと考えられる。大崎らは, 鋼構造物の梁フランジの形状や, 偏心 K プレース架構のリンク部材の形状を最適化し, 部品レベルでの最適化技術の有用性を明らかにしている^{2~5)}。

現在, 建築物に多く適用されている制振部材の一つに鋼材を用いたパネルダンパーがある。これまでに開発されているパネルダンパーは, 降伏点が低く小変形時からエネルギー消費を期待できる極低降伏点鋼を使用し, またパネルの過大な面外変形を抑制するために適切にスチフナを設けていることが多い。スチフナの形状や配置については, ダンパーの力学的性能に与える影響が大きいため既往の研究も多く^{例えば 6~8)}, 著者らもスチフナの厚さと設置位置を局所探索法を用いて最適化することで, 相当塑性ひずみの局所的な増加を抑制しエネルギー消費性能を改善できることを示している⁹⁾。なお近年では, 面外変形を抑制するためにスチフナを設けるのではなく, 適切な板材によりパネル部分を表裏両面から挟むことでパネルの面外変形を拘束する方法¹⁰⁾や, パネルの形状を工夫することでひずみ分布を一様化し局部的な損傷や座屈を抑制する方法^{11, 12)}なども提案されている。またダンパーの鋼材についても, 低コスト化のために SS 材や SN 材等の普通鋼を用いることも検討されている¹³⁾。

本研究では, 普通鋼を用いた間柱設置型のパネルダンパーの性能向上を目的として, 有限要素解析と局所探索法を用いてダンパーの形状を最適化する手法を提案する。ダンパーの形状は, 最大抵抗力を適切に低減しパネルのひずみ分布を改善するために, 図 1(a)に示すように外輪郭を曲線型とし, パネル内部には開口を設ける^{14, 15)}こととする。なお, 連続体の形状最適化に関する既往の研究では対象物を線形材料として扱っている場合が多いが¹⁶⁾, 本研究ではパネルダンパーの材料非線形性と幾何学的非線形性を考慮する。

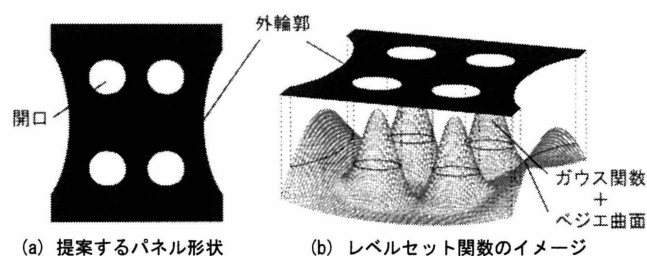


図1 パネルダンパーの形状

2. パネルの開口と外輪郭の形状表現

パネルの開口部と外輪郭の形状は, 2次元のガウス関数 (Gaussian function) とベジエ曲面 (Bézier surface) を線形和した関数を, 図 1(b)に示すようにレベルセット関数¹⁷⁾として表現する。

2.1 ガウス関数

ガウス関数は, 中心点からの距離で定義される点対称な関数であり, 中心点で最大 (あるいは最小) 値をとり, 単調に減少 (あるいは増加) する釣鐘型の関数である。水平方向と鉛直方向の座標をそ

* 広島大学大学院工学研究院 助教・博士 (工学)

** 広島大学大学院工学研究院 教授・博士 (工学)

*** 佐藤工業株式会社 修士 (工学) (元 広島大学大学院 大学院生)

Assistant Prof., Graduate School of Eng., Hiroshima Univ., Dr. Eng.

Professor, Graduate School of Eng., Hiroshima Univ., Dr. Eng.

Sato Kogyo Co., Ltd. M. Eng. (Former Graduate Student, Hiroshima Univ.)

れぞれ x, y とすると、2次元のガウス関数 $g_k(x, y)$ は式(1)のように表すことができる。ここに、 x_k, y_k は中心点座標、 r_k は標準偏差である。

$$g_k(x, y) = \exp\left(-\frac{(x-x_k)^2 + (y-y_k)^2}{2r_k^2}\right) \quad (1)$$

2.2 ベジエ曲面

Liu and Shimoda¹²⁾は、パネルの外輪郭に左右が括れた形状を与えることでエネルギー消費性能を改善できることを示している。本研究においても同様に、パネルの外輪郭を曲線形状とすることを考える。図 1(b)に示すように、パネルの外輪郭曲線形状は主にベジエ曲面の形状に影響を受ける。パネルの幅を W 、高さを H 、 $t=x/W$ 、 $s=y/H$ とすると、一般に、 $n \times n$ 次のテンソル積ベジエ曲面の z 座標は、 $(n+1)^2$ 個の制御パラメータ q_{ij} を用いて式(2a-c)のように表される。

$$P(x, y) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n B_i^n(t) B_j^n(s) q_{ij} \quad (2a)$$

$$B_i^n(t) = \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} \quad (2b)$$

$$n C_i = \frac{n!}{(n-i)! i!} \quad (2c)$$

2.3 レベルセット関数に基づく形状表現

m 個の 2 次元のガウス関数と 5 次のベジエ曲面を線形和した関数を、レベルセット関数 $\Phi(x, y)$ として式(3)のように定義する。ここに、 w_k は重み係数である。

$$\Phi(x, y) = \sum_{k=1}^m w_k g_k(x, y) + P(x, y) \quad (3)$$

パネルの輪郭形状は曲線で表現し、最適化の過程における形状変更ごとにメッシュ分割を行うことが望ましいが、4 節に詳述する通り本研究ではモデル化の簡略化のため構造メッシュ¹⁸⁾を用いる。よって、構造メッシュの各要素中心の (x, y) 座標をレベルセット関数に代入し、各要素の存在有無を判定することでパネル形状を表現する。

レベルセット関数 $\Phi(x, y)$ の閾値を式(4a-b)のように定義する。ここに、 $\chi(\Phi)$ は図 2 に示すように要素の存在有無を表す特性関数であり、 $\Phi_{\max}(x, y)$ は $\Phi(x, y)$ の最大値である。

$$\chi(\Phi) = \begin{cases} 1 & \text{if } \Phi(x, y) < \alpha \\ 0 & \text{if } \Phi(x, y) \geq \alpha \end{cases} \quad (4a)$$

$$\alpha = 0.5 \cdot \Phi_{\max}(x, y) \quad (4b)$$

レベルセット関数を定義するガウス関数あるいはベジエ曲面のパラメータを変化させることで、パネル形状を変更することができる。以上の手順によって得られた形状のパネルダンパーに対して、有限要素解析を行うことで力学的性能を評価し、最適化手法を適用することでパネル形状を最適化する。

3. 最適化問題の定式化

構造最適化には多くの手法が存在し、それらは数理計画法と発見的手法に分けられる。前者は目的関数あるいは制約関数の感度係数

を必要とするため、本研究で対象とする問題に用いることは困難である。また、以下の最適化問題は、関数評価のために多くの計算量を必要とするため、局所探索法を用いて解を改善することとする。そのため、最適化問題を整数計画問題として定式化する。

m 個の実数変数 X_i ($i = 1, 2, \dots, m$) を m 個の整数変数 J_i ($i = 1, 2, \dots, m$) に離散化する。 J_i のとり得る値を $1, 2, \dots, d_i$ とすると、 X_i は指定された基準値 X_{i0} と増分値 ΔX_i を用いて式(5)で定義できる。

$$X_i = X_{i0} + J_i \times \Delta X_i \quad J_i \in \{1, 2, \dots, d_i\} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (5)$$

したがって、最適化問題の目的関数は整数変数ベクトル $\mathbf{J} = (J_1, J_2, \dots, J_m)$ の関数となる。

最適化の目的は、繰返し载荷を受けるパネルが延性破断条件を満たすまでに消費するエネルギーの最大化である。鋼材の延性破断に関しては、さまざまな条件が提案され、それらの多くは相当塑性ひずみの関数として定義されている。著者らは、相当塑性ひずみの全要素での最大値を指標として最適化することによって、文献 19 で提案された応力 3 軸性を考慮した指標を改善できることを示した⁹⁾。

一方、パネルの変形を指定したとき、最大反力を増加させると、塑性消費エネルギーを増加させることができる。しかし、間柱が多くせん断力を負担することは現実的ではない。また、開口部を設けることによって反力を低減させると、せん断力に関する条件を満たすために板厚を増加させることができ、座屈耐力の増加につながる。

さらに、相当塑性ひずみの最大値が指定値に達するまでの消費エネルギーを最大化するためには、多くの繰返し回数の解析が必要であり、そのような指標を目的関数とすることは効率的ではない。

以上より、1.25 サイクル（正側の最大値に 2 回達するまで）の解析を行い、式(6)のように、消費エネルギー $E_p(\mathbf{J})$ を反力の最大値 $R_{\max}(\mathbf{J})$ と相当塑性ひずみの最大値 $\varepsilon_{\max}(\mathbf{J})$ で割った値を目的関数 $F(\mathbf{J})$ として最大化する。

$$F(\mathbf{J}) = \frac{E_p(\mathbf{J})}{R_{\max}(\mathbf{J}) \cdot \varepsilon_{\max}(\mathbf{J})} \quad (6)$$

一方で、探索過程で得られるモデルの最大反力が過剰に小さくなる場合には、目的関数 $F(\mathbf{J})$ が過大に評価される可能性がある。以上より、制約付き最適化問題を式(7a,b)のように定式化し、最大反力が 4.2 節で指定する値 R_{std} 以上となる解のみを許容解とする。

$$\text{Maximize } F(\mathbf{J}) \quad (7a)$$

$$\text{subject to } R_{\max}(\mathbf{J}) \geq R_{std} \quad (7b)$$

$$J_i \in \{1, 2, \dots, d_i\} \quad (i = 1, 2, \dots, m)$$

なお、前述のように有限要素解析におけるパネルのモデル化には構造メッシュを用いるため、開口部および外輪郭部には要素の凹凸が存在することになる。このような凹凸部分では、実際には生じない応力およびひずみが計算結果として得られる可能性がある。そこで、図 3 に示す白色の要素（パネル平面において上下左右の 4 要素に囲まれていない要素）の相当塑性ひずみは、指標の評価から除外する。

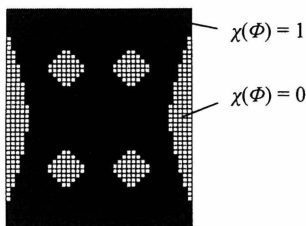


図2 構造メッシュによる
パネルのモデル化

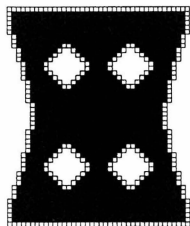


図3 指標から除外する要素
(白色の要素)

4. パネルダンパーの有限要素解析

解析には、ソリッド要素を用いた超並列有限要素解析ソフトウェア ADVENTUREcluster²⁰⁾を使用し、幅 550 mm、高さ 600 mm、厚さ 30 mm で、40×48×3 の構造メッシュを用いる。更新ラグランジュ法によって幾何学的非線形性を考慮する。要素は 6 面体 1 次要素であり、非適合モードを加え完全積分としている。この要素は局部座屈を再現できることを確認している。また、最適化における解の収束性を考慮して、ベジエ曲面のパラメータは予備解析で得られた適切な値に固定し、ガウス関数に関するパラメータのみを変数とする。また、式(3)において、重み係数 w_k は全て 1 とする。

4.1 基準モデルの形状

パネル開口の標準的な形状を決定することは困難であるため、ガウス関数の中心点座標をパネル平面上の 16 箇所に図 4 に示すように与える。パネルの形状を上下左右対称とすれば、指定すべきガウス関数の中心点座標は図 4 に示す 4 点 ($k=1, 2, 3, 4$) となる。 x, y 座標と 4 点のガウス関数の中心座標を図 4 に示すように定めて、標準偏差を $r_k=24$ とした場合に図 5 に示すパネル形状が得られ、以降これを「基準モデル」と呼ぶ。

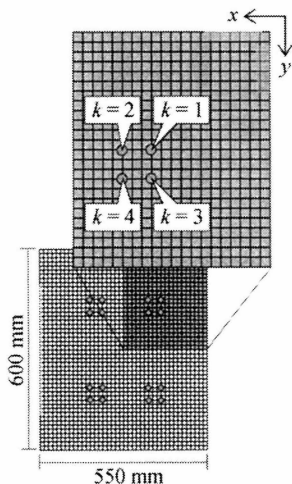


図4 基準モデルの
ガウス関数の中心座標位置

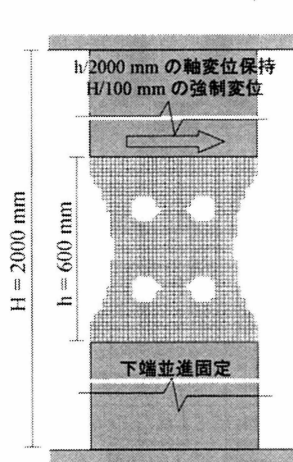


図5 基準モデルの
形状と境界条件

4.2 解析諸量

図 5 に示すようにパネル下端の並進変位を固定とし、パネル上端の回転を固定して水平方向強制変位を与える。間柱型の鋼材ダンパーでは、一般に軸力は負担しない設計とするが、積載荷重による長期軸力が作用することも考慮するのが望ましい²¹⁾。そこで、パネル高の 1/2000 の軸変位を保持した状態で、間柱部材角の 1/100 rad の強制変位を与える。ここで、パネルの寸法は、文献 9 と同様に、高

さ 2 m の間柱 (実際の 2/3 サイズ) に対して設計しており、層間変形をすべてパネルが負担するものとした。また、パネルの材料は SN400B を仮定し、降伏応力 $\sigma_y=235$ N/mm²、ヤング係数 $E=200$ GPa、ポアソン比 $\nu=0.3$ とする。降伏後は移動硬化とし、硬化係数は 0.005E とする。

以上の条件下で、基準モデルに正負 1.25 サイクルの载荷をして得られた応答量を表 1 に示す。また、図 6, 7 には相当塑性ひずみの分布と荷重変形履歴をそれぞれ示す。载荷中に面外座屈が生じることはなく荷重変形履歴は安定しているが、ひずみは局部的に集中しており、パネルの特定部分でのみエネルギーを消費していることがわかる。以下の最適化例で、式(7b)の R_{sid} の値は、基準モデルの最大反力の約 75% に対応する 7.5×10^5 N とする。

表1 基準モデルの応答量

モデル名	$F(J)$	$E_p(J)$ [N·m]	$\varepsilon_{max}(J)$	$R_{max}(J)$ [N]
基準モデル	0.137	7.97×10^4	0.569	1.02×10^6
基準モデル-D	0.131	8.41×10^4	0.599	1.07×10^6

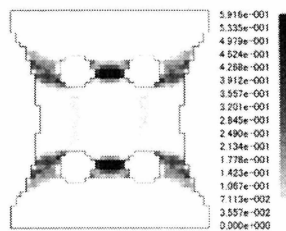


図6 相当塑性ひずみ分布

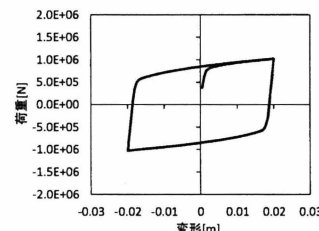


図7 荷重変形履歴

5. パネルダンパーの最適化例

5.1 設計変数の離散化

設計変数はガウス関数の中心点座標 x_k, y_k と標準偏差 r_k とし、式 (8a-c) のように離散化する。ここに、 x_k^{std}, y_k^{std} は図 4 に示す基準モデルのガウス関数の中心点座標、 $\Delta x, \Delta y$ は各方向の要素サイズであり、 $r_k^{std}=24, \Delta r=4$ とする。

$$x_k = x_k^{std} + (X_k - 3) \times \Delta x \quad (8a)$$

$$X_k \in \{1, 2, \dots, 5\} \quad (k=1, 2, 3, 4)$$

$$y_k = y_k^{std} + (Y_k - 3) \times \Delta y \quad (8b)$$

$$Y_k \in \{1, 2, \dots, 5\} \quad (k=1, 2, 3, 4)$$

$$r_k = r_k^{std} + (R_k - 3) \times \Delta r \quad (8c)$$

$$R_k \in \{1, 2, \dots, 5\} \quad (k=1, 2, 3, 4)$$

最適化手法には局所探索法を用い、整数変数の組み合わせ総数 5^{12} 個に対して、近傍解生成数を設計変数と同数の 12、ステップ数を 20 とした合計 240 回の解析による最適化を行う。また、最適化は異なる乱数の初期値を用いて 3 回行い、3 つの最適解を求める。局所探索法と有限要素解析による最適化のフローを図 8 に示す。また、局所探索法の手順を以下に示す。

Step 1: 「基準モデル」を初期解 $J^{(0)}$ とし、これをシード解 $\hat{J}$ とする。 $J^{(0)}$ について解析を行い、最適解 $J_{opt} = J^{(0)}$ 、最適解の目的関数 $F(J_{opt}) = F(J^{(0)})$ とする。

Step 2: $\hat{J}$ から 12 個の近傍解集合 $N = \{J_j^* | j=1, 2, \dots, 12\}$ を生成す

る。近傍解は、 $\hat{\mathbf{J}}$ の全ての変数 X_k, Y_k, R_k に対して $-1, 0, 1$ から1つをランダムに選択し加えることによって生成する。その際、変数が0となる場合は1, 6となる場合は5に置換する。

Step 3: Step 2で生成した12個の近傍解について有限要素解析を実行し、目的関数と制約条件を計算する。

Step 4: 制約条件を満たし目的関数 $F(\mathbf{J}_j^N)$ が最大となる解 $\mathbf{J}_j^N$ をシード解 $\hat{\mathbf{J}}$ とする。

Step 5: シード解の目的関数が $F(\hat{\mathbf{J}}) > F(\mathbf{J}_{\text{opt}})$ を満たすとき、 $\mathbf{J}_{\text{opt}} = \hat{\mathbf{J}}$ として最適解を更新する。

Step 6: 解析ステップ数 n が20を超えたら終了する。その他の場合は、Step 2へ進む。

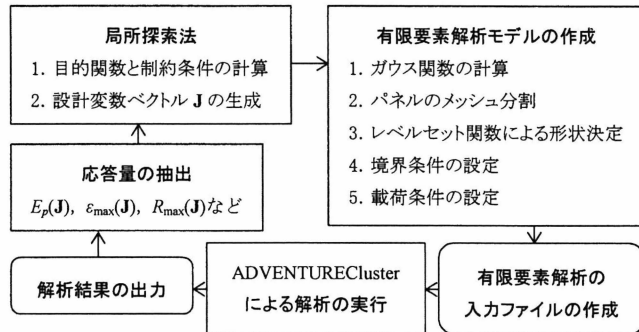


図8 局所探索法と有限要素解析による最適化のフロー

5.2 最適化結果

3回の最適化によって得られた3つの解の応答量を表2に最適解-1, 2, 3としてそれぞれ示す。各最適解のパネル形状と1.25サイクルの荷終了時の相当塑性ひずみの分布図を図9の左列に示す。なお、各最適化の過程において同じ解は一度も生成されなかった。

最適解の目的関数は、基準モデルの2~2.25倍となっており性能を大幅に向上できている。いずれの最適解も、相当塑性ひずみの最大値を基準モデルの50%程度に低減できていることが目的関数を増大できている要因となっている。相当塑性ひずみの分布図より、基準モデルでは特定箇所にひずみが集中していたが、最適解では大きなひずみが生じる領域が拡大し、パネル全体でエネルギーを消費できていることが認められる。図9の右列には、有限要素解析の精度を向上させるため、構造メッシュのサイズを $80 \times 96 \times 6$ として同じ条件で解析した結果を示す。また、各応答量を表1および表2に、基準モデル-D, 最適解-1D, 2D, 3Dとしてそれぞれ示す。 $40 \times 48 \times 3$ の構造メッシュでの解析結果と比較すると最大相当塑性ひずみの値が増加しているが、ひずみの分布形状の差はほとんどなく、また目的関数の大小関係に違いはないことから、 $40 \times 48 \times 3$ の構造メッシュでの解析により妥当な最適解が得られていると判断できる。

表2 最適解の応答量

モデル名	$F(\mathbf{J})$	$E_p(\mathbf{J})$ [N·m]	$\varepsilon_{\max}(\mathbf{J})$	$R_{\max}(\mathbf{J})$ [N]
最適解-1	0.310	1.26×10^5	0.269	1.51×10^6
最適解-2	0.297	1.25×10^5	0.283	1.48×10^6
最適解-3	0.265	8.10×10^4	0.307	9.95×10^5
最適解-1D	0.233	1.26×10^5	0.357	1.52×10^6
最適解-2D	0.215	1.24×10^5	0.389	1.48×10^6
最適解-3D	0.167	8.26×10^4	0.482	1.03×10^6

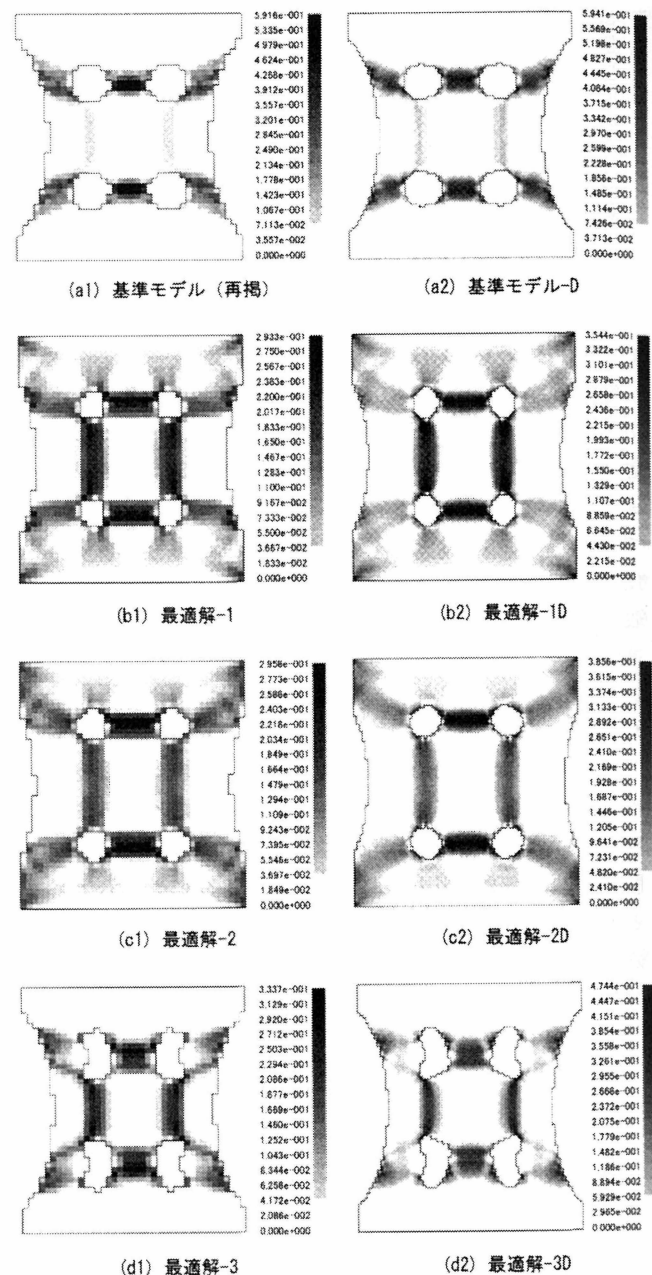


図9 相当塑性ひずみ分布の比較

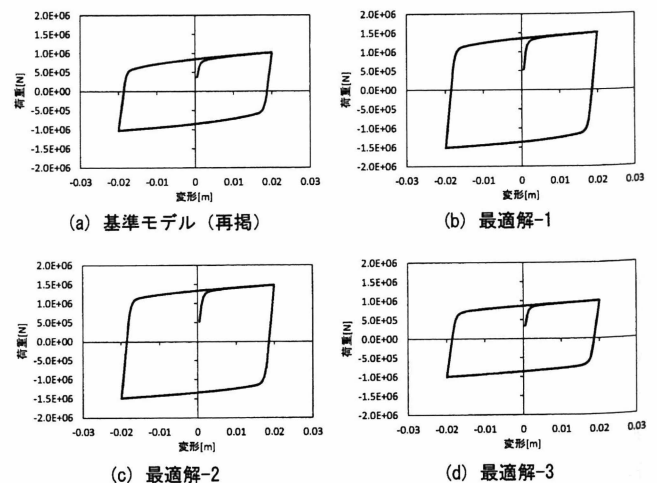


図10 荷重変形履歴の比較

ダンパーの荷重変形履歴を図 10 に示す。なお、構造メッシュのサイズの違いによる履歴形状の差は見られなかったため、図には $40 \times 48 \times 3$ の構造メッシュでの解析結果を示している。最適解-1, 2 は、反力が基準モデルの 1.5 倍程度に増大しているが面外座屈は生じておらず、履歴形状は安定している。

パネル形状に着目すれば、最適解-1 と最適解-2 は、外輪郭の括れおよび開口の面積が小さくなっており、形状としては長方形に近づいている。そこで、括れと開口を有さない単純な長方形のパネルに対して同じ条件の载荷を行った結果を、表 3 および図 11 に示す。パネルの隅部分にひずみが集中し、また目的関数は小さい値となっていることから、括れおよび開口を設けることの意義が認められる。

表 3 長方形パネルの応答量

モデル名	$F(J)$	$E_p(J)$ [N·m]	$\varepsilon_{\max}(J)$	$R_{\max}(J)$ [N]
長方形	0.159	1.49×10^5	0.525	1.79×10^6
長方形-D	0.119	1.49×10^5	0.699	1.78×10^6

※長方形は $40 \times 48 \times 3$ メッシュ、長方形-D は $80 \times 96 \times 6$ メッシュである。

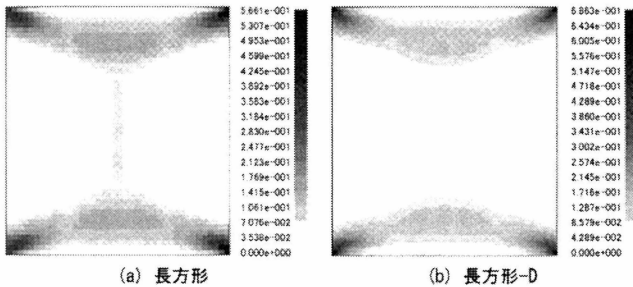


図 11 相当塑性ひずみの分布

5.3 多サイクル载荷に対する性能評価

最適化では正負 1.25 サイクルの载荷結果を用いたが、地震時には多サイクルの繰り返し変形を想定する必要がある。そこで、5.2 節で得られた最適解と基準モデルに対して正負 3.25 サイクルの载荷を行い、応答量を評価した結果を表 4 に示す。解析での構造メッシュのサイズは $80 \times 96 \times 6$ とした。

1.25 サイクルの载荷結果と比較すると、いずれのモデルも $E_p(J)$ と $\varepsilon_{\max}(J)$ はほぼ 2.6 倍となっており载荷サイクル数に比例している。また、 $R_{\max}(J)$ の違いはほとんど無いため、目的関数はほぼ同じ値となっている。全サイクルの荷重変形履歴を重ねて図 12 に示す。サイクル毎の履歴形状の差はなく常に安定した履歴を描いていることから、面外座屈は生じていないことがわかる。図 13 には、3.25 サイクル終了時の相当塑性ひずみの分布図を示すが、傾向は 1.25 サイクル終了時と同様である。以上より、载荷サイクル数の増加がダンパーの力学的性能に与える影響はほとんどなく、5.2 節の最適化手法が妥当であることが認められる。

表 4 3.25 サイクル载荷に対する応答量

モデル名	$F(J)$	$E_p(J)$ [N·m]	$\varepsilon_{\max}(J)$	$R_{\max}(J)$ [N]
基準モデル-D	0.128	2.16×10^5	1.57	1.07×10^6
最適解-1D	0.229	3.26×10^5	0.938	1.52×10^6
最適解-2D	0.212	3.20×10^5	1.02	1.49×10^6
最適解-3D	0.165	2.12×10^5	1.25	1.03×10^6

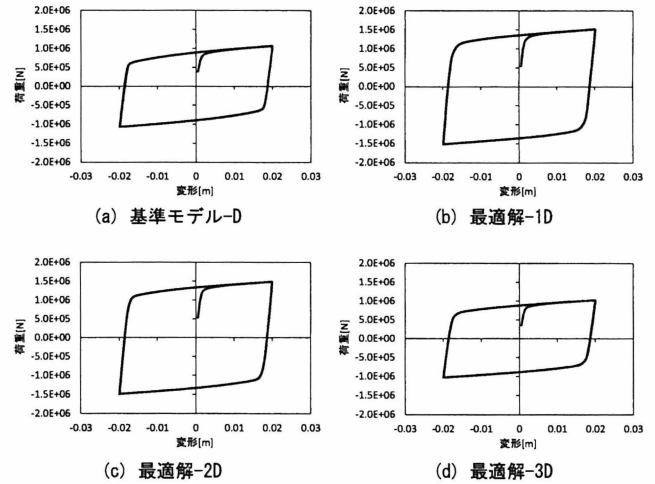


図 12 荷重変形履歴 (3.25 サイクル载荷)

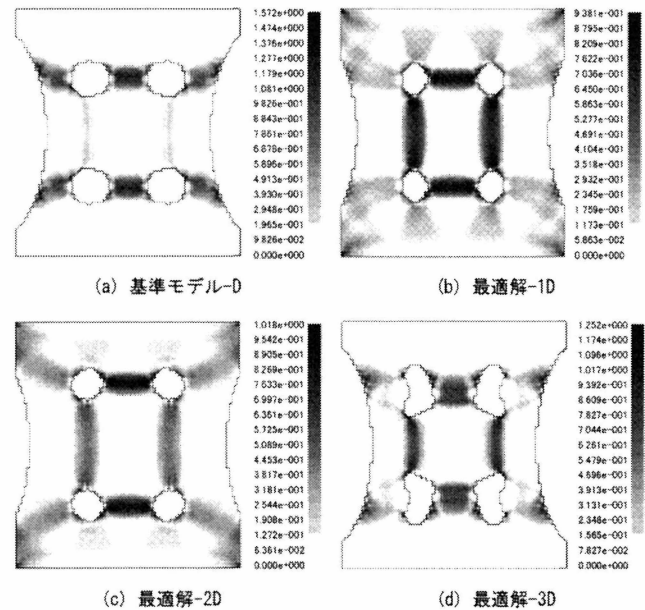


図 13 相当塑性ひずみ分布 (3.25 サイクル载荷後)

5.4 多目的最適化に基づく考察

式(6)で定められる関数 $F(J)$ は、複数の目的関数を、比を用いてスカラー化した関数とみなすこともできる。ところで、表 1, 2 に示した $E_p(J)$ と $R_{\max}(J)$ の関係に見られるように、ダンパーの面外座屈が原因となって強度が減少しない限りは $E_p(J)$ と $R_{\max}(J)$ はほぼ比例関係にある。よって、式(6)で定義した目的関数は $\varepsilon_{\max}(J)$ が小さいほど増加し、最適解は $\varepsilon_{\max}(J)$ が最小化された解に対応することになる。図 14 には、局所探索法において実施した 240×3 回の全解析のうち制約条件を満たした 663 個の解の $E_p(J)$ と $\varepsilon_{\max}(J)$ の関係をプロットしており、同図中には基準モデルと 3 つの最適解の結果を明示している。いずれの最適解も、 $E_p(J)$ が同程度となる解の中では $\varepsilon_{\max}(J)$ が最小となる解が選択されていることが認められる。また、 $E_p(J) / R_{\max}(J)$ と $\varepsilon_{\max}(J)$ の関係を図 15 に同様に示す。最適解は基準モデルと比較して $E_p(J) / R_{\max}(J)$ が増加し $\varepsilon_{\max}(J)$ が減少しており、式(6)で定義した目的関数を増大する解となっていることが確認できる。

$E_p(J)$ と $\varepsilon_{\max}(J)$ の 2 つを目的関数とすれば、図 14 は $E_p(J)$ の最大化

と $\varepsilon_{\max}(\mathbf{J})$ の最小化を目的とした多目的最適化問題の解の集合ととらえることもできる。その場合、同図中に+で示した解がパレート解集合となり、最適解-1 はパレート解の一つである。例えば文献 22 のようにシード解の選択法を工夫すればより多様なパレート解集合を求めることも可能であると考えられ、実務設計においても有効に利用できることが期待できる。

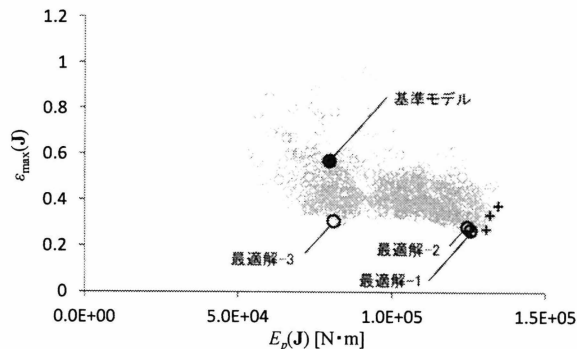


図 14 $E_p(\mathbf{J})$ と $\varepsilon_{\max}(\mathbf{J})$ の関係

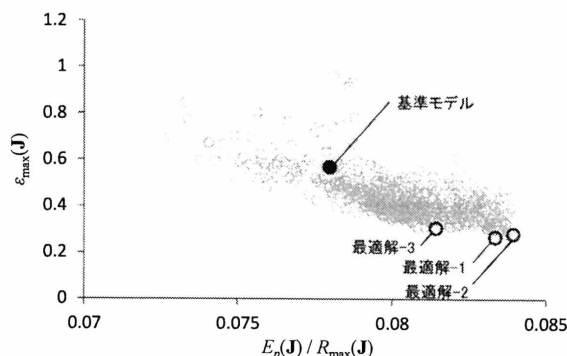


図 15 $E_p(\mathbf{J}) / R_{\max}(\mathbf{J})$ と $\varepsilon_{\max}(\mathbf{J})$ の関係

6. 結論

本研究では、ガウス関数とベジエ曲面を用いてパネルダンパーの形状を表現し、有限要素解析と局所探索法を用いてパネルの開口形状を最適化する手法を提案した。以下に、得られた成果を示す。

- 1) ガウス関数とベジエ曲面を線形和して得られるレベルセット関数を用いて、パネルの開口および外輪郭形状を定義する手法を示した。
- 2) パネルの開口形状を最適化することによって、相当塑性ひずみをパネル全体に分散させて、ひずみの最大値を低減できることを示した。
- 3) 载荷方法を正負 1.25 サイクルとした解析で得られた最適解は、多サイクルの载荷に対しても同様に性能が改善されることが認められた。
- 4) パネル形状の決定問題を、ダンパーの消費エネルギー最大化と、相当塑性ひずみの最小化の多目的最適化問題と捉えれば、局所探索で得られた解の集合からパレート解集合を求めることも可能であり、実務設計への活用が期待できる。

謝辞

本研究の一部は、日本学術振興会科学研究費(基盤研究(B), 代表: 大崎 純, No.23360248)の助成による。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) 三井和男, 大崎 純, 大森博司, 田川 浩, 本間俊雄: 発見的最適化手法による構造のフォルムとシステム, コロナ社, 2004.
- 2) 大崎 純, 田川 浩, 潘 鵬: 弾塑性応答を考慮した H 形鋼梁のフランジ形状最適化—載荷実験と有限要素解析, 鋼構造論文集, Vol.13, No.52, pp.65-72, 2006.
- 3) P. Pan, M. Ohsaki and H. Tagawa: Shape optimization of H-beam flange for maximum plastic energy dissipation, J. Struct. Eng., Vol.133(8), pp.1176-1179, 2007.
- 4) M. Ohsaki, H. Tagawa and P. Pan: Shape optimization of reduced beam section for maximum plastic energy dissipation under cyclic loads, J. Const. Steel Res., Vol.65, pp.1511-1519, 2009.
- 5) M. Ohsaki and T. Nakajima: Optimization of link member of eccentrically braced frames for maximum energy dissipation, J. Const. Steel Res., Vol.75, pp.38-44, 2012.
- 6) 田中 清, 佐々木康人: 極低降伏点鋼を用いた制震パネルダンパーの静的履歴減衰性能に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, No.509, pp.159-166, 1998.
- 7) 玉井 宏章, 龍神 弘明, 藤波 健剛, 江口 清, 高松 隆夫: 新しい面外補剛形式を有する普通鋼間柱型制震ダンパーの力学特性に関する研究, 広島工業大学紀要研究編, 第 38 巻, pp.169-177, 2004.
- 8) 林 賢一, 佐伯 英一郎, 五十嵐 規矩夫, 鈴木 敏郎: 管状補剛材付きせん断パネルダンパーの繰返し載荷挙動: その 1 管状補剛材がせん断繰返し挙動に与える影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, C-1, pp.1027-1028, 2010.
- 9) 野添順規, 大崎 純, 渡邊秀和: 有限要素解析と発見的手法によるせん断型鋼板ダンパーの最適化, 日本建築学会構造系論文集, Vol.78, No.689, pp.1247-1252, 2013.
- 10) 緒方 太, 孫 玉平, 藤永 隆, 張 蓬勳, 須藤 寿文: 面外座屈が拘束されたせん断パネルの履歴特性に関する研究 (その 1) 実験概要及び破壊状況, 日本建築学会大会学術講演梗概集, C-2, pp.789-790, 2008.
- 11) 名取 祥一, 久保田 雅春, 三塩 洋一, 尻無濱 昭三, 石山 昌幸, 山崎 信宏: レンズ形状を有するせん断パネルダンパーの開発: その 1 レンズ型せん断パネルダンパーの概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.835-836, 2013.
- 12) Y. Liu and M. Shimoda: Shape optimization of shear panel damper for improving the deformation ability under cyclic loading, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.48, pp.427-435, 2013.
- 13) 金澤 寛, 居田 貴史, 玉井 宏章, 近藤 一夫, 花井 正実, 藤波 健剛, 山崎 達司, 江口 清: 普通鋼せん断抵抗材のパネル面外補剛効果とそのエネルギー吸収性能について (その 1) 実験概要, 日本建築学会中国支部研究報告集, 第 20 巻, pp.181-184, 1997.
- 14) T. M. Roberts: Hysteretic Characteristics of Unstiffened perforated steel plate shear panels, Thin-Walled Structures, Vol.4, pp.139-151, 1992.
- 15) N. D. Lagaros, L. D. Psarras, M. Papadarakakis and G. Panagiotou: Optimum design of steel structures with web openings, Engineering Structures, Vol.30, pp.2528-2537, 2008.
- 16) M. P. Bendsoe and O. Sigmund: Topology Optimization: Theory, Methods and Applications, Springer, 2003.
- 17) O. Bernard, D. Friboulet, P. Thevenaz, and M. Unser: Variational B-spline level-set: A linear filtering approach for fast deformable model evolution, IEEE Trans. Image Process., Vol.18, No.6, pp.1179-1191, 2009.
- 18) 乙守 正樹, 山田 崇恭, 泉井 一浩, 西脇 眞二: 数値計画法を用いたレベルセット法に基づくトポロジー最適化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.783, pp.4001-4014, 2011.
- 19) W.-M. Chi, A. M. Kanvinde and G. G. Deierlein: Prediction of ductile fracture in steel connections using SMCS criterion, J. Struct. Eng., Vol.132(2), pp.171-181, 2006.
- 20) アライドエンジニアリング: ADVENTURECluster, <http://www.alde.co.jp/advc/index.html>
- 21) 日本 ERI 高層評定委員会: 性能評価を踏まえた免震・制震構造の設計, 技法堂出版, p.174, 2014.
- 22) 大崎 純: 局所探索法による鋼構造骨組の多目的最適化, 日本建築学会構造系論文集, Vol.73, No.634, pp.2135-2141, 2008.