日本建築学会・情報システム技術委員会
第 36 回情報・システム・利用・技術シンポジウム 2013

せん断降伏型パネルダンパーの形状最適化

○野添　順規*1　　大崎　純*2
渡邉　秀和*3

キーワード：形状最適化　RBF　ベジエ曲面　有限要素解析　パネルダンパー

1. 序論

建築構造物の最適化は，骨組断面や空間構造物の形状を対象としたものが多い[1]。しかし，建築構造物が一般に単品生産であるという性格から，多くの計算コストを要する最適化を，小規模な構造物など個別に実行するのは現実的ではない。一方で，大量生産が可能な制振部材や接合部などの部品レベルでの最適化は有効であると考えられる。

大崎らは，鋼構造物の梁フランジの形状や，偏心を有するＫブレース架構の偏心部材の形状を最適化し，鋼構造骨組を対象とした部品レベルでの最適化技術の有用性を明らかにした[2-5]。また，筆者らは，極低降伏点鋼パネルを有する間柱型のせん断降伏型パネルダンパーの座屈を拘束するスチフナの位置や厚さを最適化し，エネルギー消費性能を改善できることを示した[6]。しかし，極低降伏点鋼あるいは低降伏点鋼などの特殊な鋼材は，普通鋼と比較して高コストであり，流通量も少ない。そこで，本報では，図 1(b)のように普通鋼パネルの外輪郭を曲線で表現し，さらに，パネル内部に開口を設けて剛性を低減した普通鋼で代替することを考え，その開口の形状を最適化する。

本報では，パネルを有限要素でモデル化して，応答量を計算することから，開口の形状は有限要素の存在有無で表現する。有限要素の存在有無の判定には，放射基底関数（RBF: Radial Basis Function）を線形和した関数と，ベジエ曲面（Bézier surface）を用い，レベルセット法[7]と同様にして開口部を定める。また，最適化例では，複数の RBF のパラメータを設計変数とし，最適化手法には，局所探索法を拡張した発見的最適化手法のひとつであるタブー探索法（TS: Tabu Searsh）を用いる。

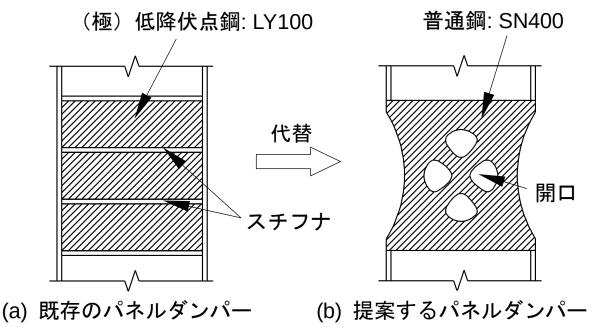


図１：開口を有する普通鋼パネルのイメージ

2. パネルの開口と外輪郭形状

2.1. 放射基底関数（RBF）

パネルの開口形状を，RBF によって表現する。RBF とは，ある点を中心とした惰円状の等高線を持ち，中心で最大値（あるいは最小値）をとり，単調に減少（あるいは増加）していく関数である。その代表的なものに，ガウス関数（Gaussian function）がある。平面内の座標を x, y とし，k 番目のガウス関数を $h_k(x,y)$として，式（1a）のように定義する。それらの線形和をとった式（1b）で曲面 $\hat{z}(x,y)$ を定義する。ここで，(x_k, y_k) はガウス関数の中心点座標を，r_k は標準偏差, m はガウス関数の数, w_k は重み係数である。

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

$$\hat{z}(x,y) = \sum_{k=1}^{m} w_k h_k(x,y) \tag{1b}$$

2.2. ベジエ曲面

文献[8]のパネルダンパーのように，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が改善される。本報でも，パネルの外輪郭に同様の形状を持たせることを考え，ベジエ曲面を用いて表現する。一般に，$n \times n$ 次のテンソル積ベジエ曲面は，$(n+1)^2$ 個の制御点 q_{ij} から式（2a-c）のように表される。この制御点 q_{ij} を操作することで任意に曲面形状を生成することができる。

$$P(x,y) = \sum_{i=0}^{n}\sum_{j=0}^{n} B_i^n(x) B_j^n(y) q_{ij} \tag{2a}$$
$$(0 \le x \le 1)(0 \le y \le 1)$$

$$B_i^n(x) = {}_nC_i (1-x)^{n-i} x^i \tag{2b}$$

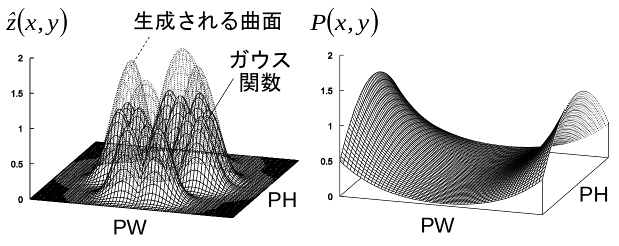
$${}_nC_i = \frac{n!}{(n-i)!\,i!} \tag{2c}$$

2.3. パネルダンパーへの適用

前項で述べた関数を，パネルダンパーの形状表現に適用する。また，以降，x 座標をパネル幅（PW），y 座標をパネル高（PH）とする。step1.～step4.に，RBF による曲面およびベジエ曲面のパネルダンパーへの適用手順の概要を示す。

step1. 図 2(a)のように，$m = 12$ 個のガウス関数（実線）を重ね合わせて曲面（点線）を生成する。ここで，各ガウス関数の線形和の重み $w_k = 1$ とする。また，後述する最適化例では，開口数は 4 個を想定していることから，ガウス関数による曲面の極大値の数も 4 個となるよう，それぞれ 3 個のガウス関数を隣接させて配置している。

step2. ベジエ曲面を図 2(b)のように生成する。最適化例では，x, y ともに 5 次のベジエ曲面を扱う。

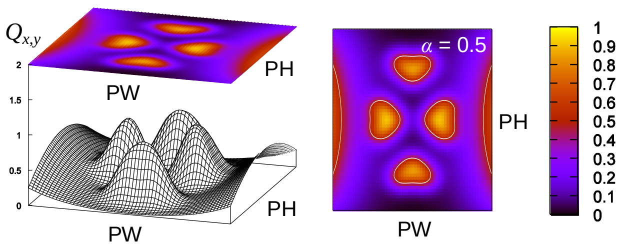


(a) step1.　　(b) step2.

図 2：RBF とベジエ曲線

step3. step1.，step2.で得られた各曲面を重ね合わせて，$Q_{x,y}$ 方向の最大値が 1.0 になるよう式（3a）により正規化する。ここで，$\left(P(x,y)+\hat{z}(x,y)\right)_{\max}$ の max はその最大値を意味する。図 3(a)は，正規化後の曲面形状であり，これを $Q_{x,y}$ 方向に対してコンター表示したものである。

step4. step3.で得られたコンター図に対して，レベルセット法と同様にして式（3b）を評価することで，図 3(b)のような開口形状およびパネルの外輪郭が形成される。ここで，図 3(b)は $\alpha = 0.5$ としたものであり，最適化例でもこの値を使用する。



(a) step3.　　(b) step4.

図 3：得られた曲面形状とコンター図

$$Q_{x,y} = \frac{P(x,y)+\hat{z}(x,y)}{\left(P(x,y)+\hat{z}(x,y)\right)_{\max}} \tag{3a}$$

$$Q_{x,y} \begin{cases} < \alpha \text{ ならば存在} \\ \geq \alpha \text{ ならば存在しない：開口} \end{cases} \tag{3b}$$

3. 有限要素解析

3.1. 有限要素でモデル化

本節では，パネルダンパーの有限要素によるモデル化について述べる。図 3(b)からも分かるように，パネルの輪郭形状は曲線で表現して，形状変更ごとに再度メッシュ分割を行う，あるいは十分に細かい要素で曲線を近似することが望ましいと考えられる。しかし，本報では，モデル化の簡略さや計算時間の観点から，以下に述べる手法でモデル化を行う。

有限要素によるモデル化では，2 節で述べた手順をパネルそのものではなく，パネル形状を構成する x - y 平面の各要素に対して順に実行していく。まず，開口のない長方形パネルの寸法（PW と PH）とその分割数を指定する。次に，分割した各要素に対して，式（3b）により現在の要素の存在有無を判定する。ここで，各式に代入される x, y 座標はその要素の中心位置である。そして，得られた平面形状に対して，厚さと厚さ方向の分割数を指定すればパネル形状が生成される。

3.2. 解析諸量

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 ADVENTURECluster [9]を使用して，強制変位解析を行う。

パネルの境界条件は，下端の並進を固定して，上端に水平方向強制変位を与える。ここで，間柱型の鋼材ダンパーは一般に軸力は負担しない設計とするが，骨組のクリープ変形などの影響で，軸力が作用することがある。よって，本報では，パネル高の 1/2000 の軸変位を保持した状態で水平強制変位を与えるものとする。また，本報のパネル寸法は，高さ 2 m の間柱型ダンパーの 2/3 モデルを想定しており，間柱部材角を 1/60 rad とした 33.3 mm を水平強制変位として与える。パネルの材料は SN400B を想定し，降伏応力 235 N/mm^2，弾性係数 E = 200 GPa，ポアソン比 0.3，質量密度 7.76×10^3 kg/m^3，移動硬化係数は 0.005 E とする。

また，5 節の最適化例では，相当塑性ひずみの最大値による制約のもと，塑性消費エネルギーの改善を図る。しかし，パネルの輪郭は要素の存在有無で決定するため，凹凸による局所的な応力集中や塑性ひずみが生じやすい。そこで，パネルの外輪郭を構成する要素に加えて，それ以外の要素の x - y 平面でみた周辺 8 要素のうち 1 つでも存在しない要素があるものは相当塑性ひずみの最大値の評価からは除外する。

4. 最適化手法と最適化問題の定式化

4.1. タブー探索法

最適化手法には，局所探索法に基づく発見的手法のひとつであるタブー探索法を用いる。以下に，タブー探索法の基本的アルゴリズムを示す [10]。

step1. 初期解を与えてこれをシード解 **J**, 初期解の評価値を暫定最適値 F_{opt} として，タブーリストを初期化する。

step2. 現在のシード解 **J** の近傍でランダムに近傍解の集合 $\mathbf{J}^{N}$ を生成する。

step3. 近傍解の中で最も評価値が改善され，かつタブーリストに含まれないものをシード解 **J** とする。

step4. 最適値 F_{opt} からシード解 **J** の評価値が改善するとき，最適値 F_{opt} を改善する。

step5. タブーリストにシード解 **J** を保存する。

step6. ステップ数（繰返し回数）が上限値を超える場合終了する。その他の場合は step2. に戻る。

4.2. 最適化問題の定式化

最適化手法としてタブー探索法を使用するため，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（$i = 1, 2, \ldots, m$）を m 個の整数変数 J_i（$i = 1, 2, \ldots, m$）に離散化する。J_i のとり得る値を $1, 2, \ldots, d_i$ 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（4）で定義できる。

$$X_i = X_{i0} + J_i \times \Delta X_i \quad J_i \in \{1,2,\cdots,d_i\}\,(i=1,2,\cdots,m) \tag{4}$$

したがって，最適化問題の目的関数は整数変数ベクトル $\mathbf{J} = (J_1, J_2, \ldots, J_m)$ の関数となる。本最適化例では制約条件は存在せず，目的関数 $F(\mathbf{J})$ は指定された載荷条件のもとで，相当塑性ひずみの最大値が指定値に達するまでにパネルが消費した塑性消費エネルギー $E_p(\mathbf{J})$ である。以上より，最適化問題は式（5a,b）のように定式化できる。

$$\text{Maximize} \quad F(\mathbf{J}) = E_p(\mathbf{J}) \tag{5a}$$

$$\text{subject to} \quad J_i \in \{1,2,\cdots,d_i\}\,(i=1,2,\cdots,m) \tag{5b}$$

5. パネルダンパーの形状最適化例

5.1. 基準モデル

開口の形状およびパネルの外輪郭は，ガウス関数を重ね合わせた曲面と，ベジエ曲線によって決定される。本報では，ガウス関数の中心点座標と標準偏差を設計変数とする。図 4 は，パネルの寸法（PT：パネル厚）および，基準モデルのガウス関数の中心点座標の位置を示し，括弧内は要素サイズである。ここで，パネルの形状を上下左右対称とすると，考えるパラメータは，図 4 の白で示した 4 点（k = 1, 2, 3, 4）の中心点座標を持つガウス関数のみとなる。また，図 4 に示した基準モデルの x, y 座標を$(x_{s,k}, y_{s,k})$と呼ぶこととし，s は Standard Model を意味する。基準モデルのガウス関数の標準偏差を $r_k = 35$ (k = 1, 2,···, 12)とすると，基準モデル形状は図 5 のようになる。

この基準モデルに 3.2 節で述べた水平強制変位を正負 1 回載荷したときの各応答量を表 1 に示す。ここで，E_p は塑性消費エネルギー，ε_{max} は相当塑性ひずみの最大値，R_{max} は最大反力，*Cycle* は正負で 1 サイクルとしたときのサイクル数である。

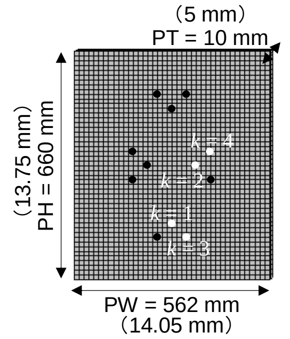


図 4: 基準モデルの寸法および各ガウス関数の中心点位置

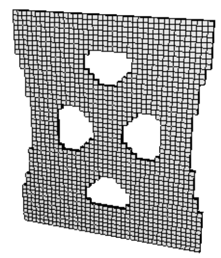


図 5：基準モデルの形状

表 1: 基準モデルの応答量

モデル名	E_p(kN·m)	ε_{max}	R_{max}(kN)	*Cycle*
基準モデル	28.2	0.741	390.1	1.00

5.2. 最適化例

4.2 節と同様に，設計変数を整数変数で離散化する。設計変数は 5.1 節で述べた 4 点のガウス関数の中心座標(x_k, y_k)と標準偏差 r_k であり，図 6 のように設定すると，変数の合計は 8 個となる。これらの設計変数を式（6a-c）のように離散化する。ここで，$\Delta x, \Delta y$ は図 4 に示す要素の x, y 方向のサイズであり，$\Delta r = 2.5$ とする。例えば，基準モデルの各整数変数は $(X_2, X_3, X_4, Y_1, Y_3, Y_4, R_1, R_2) = (3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3)$となる。

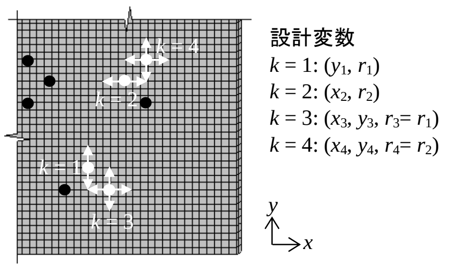


図 6：4 個のガウス関数の設計変数

$$x_i = x_{s,i} + (X_i - 3) \times \Delta x \quad X_i \in \{1,2,\cdots,5\}\,(i=2,3,4) \tag{6a}$$

$$y_i = y_{s,i} + (Y_i - 3) \times \Delta y \quad Y_i \in \{1,2,\cdots,5\}\,(i=1,3,4) \tag{6b}$$

$$r_i = 30.0 + (R_i - 1) \times \Delta r \quad R_i \in \{1,2,\cdots,5\}\,(i=1,2) \tag{6c}$$

目的関数は，表 1 に示す基準モデルの ε_{max} の値を超えるまで載荷したときの塑性消費エネルギー量 E_p であり，これを最大化する。タブー探索法の近傍解生成数を変数の個数と同じ 8 として，ステップ数の上限は与えていない。また，初期解は基準モデルとして最適化を行う。

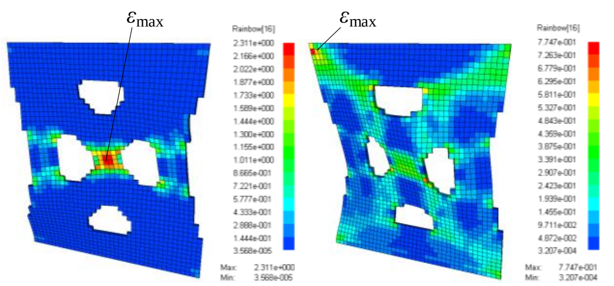
5.3. 考察

得られた最適解の各応答量を表 2 に，*Cycle* = 3.00 のときの相当塑性ひずみ分布図を図 7 に，基準モデルと併せて示す。

表 2 より，基準モデルが 1 サイクルで到達した ε_{max} までに，最適解では 3 サイクル以上載荷することができ，E_p は基準モデルの 3.26 倍となった。図 7 より，基準モデルでは ε_{max} はパネルの中央部に局所的に生じており，相当塑性ひずみも部分的に分布している。一方で，最適解では相当塑性ひずみをパネル全体に分散し，増加を抑制できた。

また，図 8 に *Cycle* = 3.00 までの復元力特性を示す。最適解は初期降伏が基準モデルに対して高くなっているが，載荷が進むにつれてほぼ同様の傾向を示しており，同サイクルにおけるエネルギー消費量に大差はない。

本最適化例では，基準モデルは任意に定めているため，単純に改善率を評価することはできないが，相当塑性ひずみをパネル全体に分布させる形状を最適化によって得ることができた。また，得られた最適解は，総ステップ数 10 回に対して 3 回目の早い段階で得られた解であり，ステップ数を増加する，あるいは初期解への依存性を考慮して，いくつかの異なる初期解から探索するなどにより，さらに良好な解が得られると考えられる。



(a) 基準モデル　　(b) 最適解

図 7：*Cycle* = 3.0 のときの相当塑性ひずみ分布図

表 2: 基準モデルと最適解の応答量

モデル名	E_p(kN·m)	ε_{max}	R_{max}(kN)	*Cycle*
基準モデル	28.2	0.741	390.1	1.00
最適解	92.0	0.741	441.5	3.24

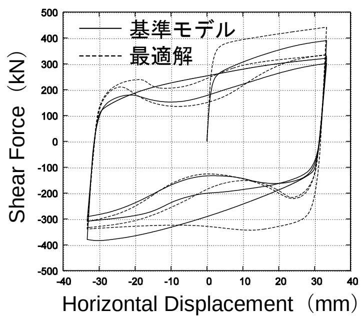


図 8：*Cycle* = 3.0 までの復元力特性

6. 結論

本報では，RBF とベジエ曲面を用いて，パネルの形状を表現し，有限要素解析と発見的手法のひとつであるタブー探索法を用いて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) RBF とベジエ曲面を重ね合わせて得られる曲面形状を用いて，有限要素の存在有無を判定することで，パネルの開口や外輪郭の曲線形状を表現することができた。
2) パネルダンパーの形状を有限要素解析とタブー探索法を用いて最適化し，パネル全体に相当塑性ひずみを分布するモデルが得られ，基準モデルと同等の最大相当塑性ひずみに到達するまでに消費するエネルギーを大きく改善できた。

［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, 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) 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.
7) O. Bernard, D. Friboulet, P. Thévenaz, 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.
8) Yang Liu, 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.
9) 株式会社アライドエンジニアリング:ADVENTURECluster, http://www.alde.co.jp/advc/index.html
10) F. Glover, Tabu search ―PartI., ORSA Journal on Computing 1(3): pp.190-206, 1989.

＊1　広島大学大学院工学研究科 大学院生
＊2　広島大学大学院工学研究院 教授 博士(工学)
＊3　東京工業大学 応用セラミックス研究所 助教 博士(工学)